

# Handbuch der Rohrleitungen

Von

F. Schwedler

**EXTRA**  
MATERIALS  
[extras.springer.com](http://extras.springer.com)

# Handbuch der Rohrleitungen

Allgemeine Beschreibung, Berechnung, Herstellung  
Normung, Tabellen und Bildtafeln

Von

**Franz Schwedler**

Oberingenieur der Vereinigten Rohrleitungsbau G. m. b. H.  
Düsseldorf

Mit 27 Abbildungen im Text  
273 Abbildungen auf 46 Tafeln  
und 10 Tafeln in einer Tasche



Springer-Verlag Berlin Heidelberg GmbH

1932

ISBN 978-3-662-27145-2 ISBN 978-3-662-28628-9 (eBook)  
DOI 10.1007/978-3-662-28628-9

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

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

Copyright 1932 by Springer-Verlag Berlin Heidelberg  
Ursprünglich erschienen bei Julius Springer in Berlin 1932  
Softcover reprint of the hardcover 1st edition 1932

## Vorwort.

Einer Anregung der Verlagsbuchhandlung nachkommend, habe ich mich bemüht, ein Handbuch zu schaffen, das der Praxis dienen und — eine bisher bestehende Lücke ausfüllend — speziell den Betriebsmann zusammenhängend über den Rohrleitungsbau unterrichten soll. Es werden in ihm neben den Rohrleitungen für Dampfkraftwerke auch solche für die verschiedenen industriellen Zwecke — zur Fortleitung von Dampf, Gas, Druckluft und Flüssigkeiten — in gedrängter Form bezüglich Ausführung und Materialwahl usw. besprochen. Ferner werden dem Manne in der Praxis unter möglichster Vermeidung aller rein wissenschaftlichen oder verwickelten Rechnungsansätze — das Handbuch enthält theoretische Entwicklungen nur insoweit, als diese für die Anwendung des Gebotenen erforderlich schienen — die Grundlagen bzw. Endformeln für allgemeine Berechnungen und zum besseren Verständnis eine Reihe von Rechenbeispielen an Hand gegeben und auch eine Anzahl graphischer Darstellungen, aus denen für rasche Überschlagsermittlungen die wichtigsten Daten (Fördermenge, Durchmesser, Geschwindigkeit und Druckverlust) für die Hauptmedien Dampf, Gas, Luft und Wasser unmittelbar abgelesen werden können.

Der sprunghaften Entwicklung der Dampftechnik der letzten Jahre bezüglich Druck und Überhitzung ist durch ein Sonderkapitel über Hoch- und Höchstdruck — Ausführung, Materialwahl, Berechnungen und Sonderbedingungen — Rechnung getragen.

Weitere Kapitel behandeln die Festigkeitsberechnung der Rohrleitungen und den Wärmeschutz, während im dritten Kapitel die Herstellung von Rohrmaterial besprochen und eine durch zahlreiche Abbildungen ergänzte Beschreibung aller sonstigen Bauteile für Rohrleitungen gegeben wird.

Das Handbuch wäre unvollständig, wenn es nicht auch einen Überblick über die „Normung im Rohrleitungsbau“ — im vierten Kapitel — bringen würde.

Neben den wichtigsten Normblättern für Rohrleitungen sind am Schlusse des Handbuches auch die „Richtlinien für Werkstoff von Heißdampfrohrleitungen der Vereinigung der Großkesselbesitzer“ auszugsweise aufgenommen worden.

Meine Arbeit wurde mir dadurch erleichtert, daß ich mit Einverständnis des Herrn Direktor Braun die nach dessen Anweisungen im Laufe der Jahre bei meiner Firma durch mehrere Herren (de Wit,



Benz; Schweinsberg) geschaffenen allgemeinen Unterlagen, den inzwischen eingetretenen Fortschritten entsprechend ergänzt, teilweise benutzen konnte. An dieser Stelle sei auch meinen Mitarbeitern gedankt, die mich in der Durcharbeitung der Rechenbeispiele und Anfertigung der graphischen Tabellen sowie Bildtafeln bestens unterstützt haben.

Die aus früherer Zeit übernommenen Grundsätze hatten lange Zeit die Entwicklung der Rohrleitungstechnik im neuzeitlichen Sinne gehemmt, und selbst in den Kreisen der Techniker wurde der Rohrleitung nicht diejenige Bedeutung beigemessen, welche ihr entsprechend der Wichtigkeit ihrer Funktion zukommt. Für die Sicherheit und Wirtschaftlichkeit eines Betriebes ist aber eine zweck- und sachgemäße Ausführung der Rohrleitungsanlage von großer Bedeutung. Die hochwertigsten Dampfkessel und die vollkommensten Kraftmaschinen kleiner und großer Betriebe sind unwirtschaftlich, sofern bei der Ausführung der zugehörigen Rohrleitungen nicht dieselben hochgestellten Anforderungen Berücksichtigung finden.

Die große Ausdehnung der Verwendung der Dampfkraft, insbesondere die Einführung des hochgespannten und überhitzten Dampfes, hat auch auf die Rohrleitungstechnik befruchtend gewirkt. Die gewaltigen Fortschritte in der Elektrotechnik, die zum Bau großer Überlandzentralen führten, wirkten ebenfalls fördernd auf diesem Gebiet. Es entstand im Laufe der Zeit das Spezialgebiet „Bau von Rohrleitungsanlagen für Kraft- und Industriewerke“, das von einer Reihe von Firmen — darunter auch meiner Firma — als Spezialität betrieben wird. Es sei deshalb nochmals betont, daß die folgenden Ausführungen den Betriebsmann nur zusammenfassend über den Rohrleitungsbau orientieren und ihm Richtlinien an die Hand geben sollen, welche Rücksichten er bei seinen Neuanlagen auch auf die für die Betriebssicherheit so wichtigen Rohrleitungen zu nehmen und mit welchen Abmessungen er bei seinen Überschlagsprojekten zu rechnen hat. Dies alles soll ihn aber nicht dazu verleiten, für die endgültige Projektierung und Ausführung von Neuanlagen auf Heranziehung von Rohrleitungsspezialfirmen zu verzichten, nach deren sachgemäßen Vorschlägen und Ausführungen Nackenschläge und Verluste vermieden werden können.

Möge das Handbuch — von zeitraubendem Nachblättern in der zerstreuten Fachliteratur befreiend — seinen Zwecken sich als dienlich erweisen und eine gute Aufnahme in der Praxis finden. Für Wünsche bzw. Ratschläge zur späteren Vervollkommnung wäre ich dankbar.

Düsseldorf, Januar 1932.

**F. Schwedler**

in Zusammenarbeit mit

Vereiniger Rohrleitungsbau (Phoenix-Märkische) Berlin und Düsseldorf.

# Inhaltsverzeichnis.

Seite

## I. Allgemeine Beschreibung von Rohrleitungen für verschiedene Verwendungszwecke.

A. Richtlinien für den Bau von Rohrleitungsanlagen für Kraft- und Industriewerke . . . . .	1
1. Dampfleitungen . . . . .	4
2. Hoch- und Höchstdruckdampf . . . . .	9
3. Rohrleitungen für Speisepumpen (Speiseleitungen) . . . . .	11
4. Abdampfleitungen . . . . .	18
5. Kondensations-Rohrleitungen . . . . .	20
6. Kondenswasserleitungen . . . . .	24
7. Abfließleitungen der Dampfkessel . . . . .	27
B. Rohrleitungen für Zentralheizungen und Fernheizanlagen . . . . .	27
C. Rohrleitungen für Gasversorgung, Ferngasleitungen . . . . .	31
D. Rohrleitungen für Gaskraftanlagen . . . . .	35
E. Ölleitungen . . . . .	37
F. Rohrleitungen für Preßluftanlagen . . . . .	40
G. Rohrleitungen für Wasserhaltungen in Bergwerken . . . . .	43
H. Rohrleitungen für Wasserkraftanlagen . . . . .	47
J. Wasserwerke, Hauptzuleitungen und Ortsrohrnetze . . . . .	52

## II. Berechnung von Rohrleitungen, Druckverlust, Wärmeverlust, Festigkeit.

A. Einleitung . . . . .	55
Zusammenstellung der bei den Berechnungen vorkommenden Bezeichnungen . . . . .	56
B. Rohrleitungen für Flüssigkeiten . . . . .	58
1. Druckverlust in Rohrleitungen . . . . .	58
Rechenbeispiele . . . . .	65
2. Kesselspeiseleitungen . . . . .	75
3. Entwurf eines Ortsrohrnetzes für Wasserversorgung . . . . .	75
4. Turbinenrohrleitungen . . . . .	81
C. Wasserdampf und dessen Fortleitung . . . . .	83
1. Zustandsänderungen des Wasserdampfes . . . . .	83
2. Allgemeines bezüglich Berechnung der Dampfleitungen . . . . .	85
a) Wahl der Geschwindigkeit . . . . .	86
b) Ermittlung des Rohrdurchmessers . . . . .	87
c) Druckabfall . . . . .	88
d) Einzelwiderstände . . . . .	91
e) Rechenbeispiele . . . . .	91
f) Graphische Ermittlung des Druckverlustes . . . . .	95

	Seite
D. Fortleitung von Luft und Gas . . . . .	95
1. Allgemeines bezügl. der Fortleitung von Luft und Gas, Hauptgesetze der Gase . . . . .	95
2. Druckverlust . . . . .	97
a) Luftleitungen . . . . .	97
b) Rechenbeispiele . . . . .	97
c) Gasleitungen . . . . .	102
Allgemeines . . . . .	102
1. Niederdruckformeln (für Niederdruck bzw. niedere Druckunterschiede) S. 103 — 2. Hochdruckformeln (für hohe Druckunterschiede bzw. lange Leitungen) S. 103 — 3. Ermittlung der Widerstandszahl $\lambda$ . . . . .	104
d) Graphische Ermittlung des Druckverlustes bei Luft- und Gasleitungen . . . . .	104
E. Wärmeschutz. . . . .	105
1. Allgemeine Betrachtungen über Wärmeübergang . . . . .	105
2. Wärmeübergangszahlen . . . . .	107
3. Wärmeleitzahlen . . . . .	109
4. Wärmeverluste isolierter Dampfleitungen . . . . .	110
5. Temperaturverlust des strömenden Dampfes . . . . .	111
6. Isolierstärke . . . . .	113
F. Festigkeitsberechnung von Rohrleitungen . . . . .	
1. Berechnung der Rohre . . . . .	114
2. Berechnung der Flanschverbindungen . . . . .	118
3. Berechnung der Rohre von Turbinenleitungen . . . . .	121
4. Betrachtungen über die Ermittlung der Wärmespannungen und Festpunktkräfte . . . . .	122
5. Berechnung von Rohrunterstützungen . . . . .	128
G. Sonderberechnungen und Wahl von Spezialmaterial bzw. Spezialkonstruktionen bei Hoch- und Höchstdruckdampfleitungen . . . . .	134
1. Rohre . . . . .	134
2. Flanschen . . . . .	140
3. Schrauben . . . . .	143
4. Dichtungen . . . . .	144
5 u. 5a. Werkstoff für Formstücke und Armaturen . . . . .	145
6. Wasserabscheider . . . . .	146
7. Unterstützungen . . . . .	146
8. Schweißen von Höchstdruckleitungen . . . . .	146
<b>III. Herstellung von Rohrmaterial und Beschreibung allgemeiner Bauteile.</b>	
A. Rohre und deren verschiedene Herstellungsverfahren . . . . .	147
B. Rohrverbindungen, Dichtungen und Schrauben . . . . .	153
1. Flanschverbindungen . . . . .	154
2. Dichtungen . . . . .	155
3. Schrauben . . . . .	155
4. Gewindemuffen . . . . .	156
5. Muffenverbindungen . . . . .	156
6. Nietverbindungen . . . . .	158
7. Schnellkupplungen . . . . .	158
8. Abzweigungen in den Rohrleitungen, Formstücke . . . . .	159

	Seite
C. Armaturen und besondere Spezialapparate zur Messung, Druckregelung und Sicherheit usw. . . . .	160
1. Armaturen . . . . .	160
2. Sicherheitsventile . . . . .	165
3. Druckminderer . . . . .	165
4. Dampfumformer . . . . .	174
5. Rückschlagventile und -Klappen . . . . .	175
6. Rohrbruchventile . . . . .	175
7. Wasserabscheider . . . . .	177
8. Kondenswasserableiter und -Rückleiter . . . . .	177
9. Entlüfter . . . . .	177
10. Entöler . . . . .	177
11. Meßapparate . . . . .	177
12. Schlammablaß-Absperrorgane . . . . .	178
13. Gegenstrom-Apparate . . . . .	179
14. Hydraulische Differenz-Druckregler für Kesselspeiseleitungen . . . . .	180
D. Dehnungsstücke und Auflageteile (Rohrunterstützungen) . . . . .	182
1. Dehnungsaufnahme . . . . .	182
2. Befestigung . . . . .	184
<b>IV. Normung im Rohrleitungsbau. — Einführung der DIN-Normen.</b>	
1. Druckstufen . . . . .	185
2. Nennweiten . . . . .	185
3. Rohre . . . . .	186
4. Flanschen . . . . .	186
5. Sonstige Rohrleitungsteile . . . . .	187
5a. Schenkellängen der Formstücke bzw. Baulängen der Armaturen. . . . .	187
6. Kennfarben und Sinnbilder . . . . .	188
7. Stand der Normen Frühjahr 1931 (Verzeichnis der bisher erschienenen Normblätter für Rohrleitungen) . . . . .	189
<b>V. Richtlinien, Tabellen, DIN-Blätter und Bildtafeln.</b>	
A. Auszug aus den „Richtlinien für Werkstoff von Heißdampf-Rohrleitungen“ der Vereinigung der Großkesselbesitzer . . . . .	196
B. Betriebsblatt, herausgegeben vom Ausschuß für wirtschaftliche Fertigung betr. „Inbetriebsetzung, Instandsetzung und Wartung von Rohrleitungen“ . . . . .	200
Tabelle 1 Werte von $\eta$ und $\nu = \frac{\eta \cdot g}{\gamma}$ für Wasser . . . . .	62
„ 2 Potenzen der Durchmesser $d$ . . . . .	63
„ 3 Potenzen der Reynoldsschen Zahl $R$ . . . . .	64
„ 4 Kritische Geschwindigkeit des Wasserdampfes . . . . .	88
„ 5 Wichtigste Konstanten einiger Gase . . . . .	96
„ 6 Widerstandszahlen $\lambda$ für Luft bei wechselndem Gewicht . . . . .	97
„ 7 Wärmeleitzahlen von Isoliermitteln . . . . .	109
„ 8 Sattdampftabelle 1 (0–13 ata) . . . . .	203
„ 9 Sattdampftabelle 2 (13–225 ata) . . . . .	204
„ 10 Heißdampftabelle 1 (250 u. 300° C) für 0 { . . . . .	205
„ 11 Heißdampftabelle 2 (350 u. 400° C) bis { . . . . .	206
„ 12 Heißdampftabelle 3 (450 u. 500° C) 225 ata { . . . . .	207
„ 13 Druckverlust von Einzelwiderständen in lfd. m gerader Rohrlänge ausgedrückt . . . . .	208
„ 14 Widerstandskoeffizient $\lambda$ . . . . .	209

	Seite
DIN 1629 Nahtlose Flußstahlrohre, Techn. Lieferbedingungen . . . . .	210—213
„ 2403 Kennfarben für Rohrleitungen . . . . .	Tafel X
„ 2410 Rohre, Übersicht . . . . .	214—215
„ 2429 Blatt 1 bis 4, Sinnbilder für Rohrleitungen . . . . .	220—223
„ 2442 Nahtlose Flußstahl-Gewinderohre . . . . .	218
„ 2451 Nahtlose Flußstahlrohre . . . . .	216—217
„ 2454 Flußstahlrohre autogen geschweißt . . . . .	219
„ 2592 Walzflanschen mit Ansatz und Sicherheitsnietung für ND 25 . . . . .	224
„ 2594 Flansche mit Ansatz für ND 64 . . . . .	225

Bildtafeln 1—45 Schaltschemen, Armaturen, Flanschverbindungen, Schweißverbindungen, Apparate, Kompensatoren, Unterstützungen usw.	
„ 46 Rohrleitungsplan des Dampfers Bremen.	

Als lose Beilagen in der Tasche am Schluß des Buches.

Tafel	I	Graphische Tabelle zur Ablesung von $Q$ , $w$ und $d$ (nach der Formel $Q = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot w$ bei Wasser-, Gas- und Luftleitungen.
„	II	Tabelle der Wassermengen und Rohrreibungs-Widerstände in Wasserleitungen.
„	III	Graphische Tabelle zur Ermittlung der Rohrdurchmesser und Druckverluste von Dampfleitungen.
„	IV	Graphische Tabelle zur Ermittlung der Rohrdurchmesser und Druckverluste von Luft- und Gasleitungen.
„	V	Tabellarische Gegenüberstellung der Flanschabmessungen nach den Normen vom Jahre 1882 und 1900 und der Deutschen Industrie-Normen.
„	VI	Rohrtabelle (Angabe der Wandstärken, Gewichte, Flächen, Trägheits- und Widerstandsmomente) für die Nenndrücke 1—100.
„	VII	Dampfleitungsschema eines Großkraftwerkes.
„	VIII	Faltenrohrliste mit Angabe der Abmessungen und Dehnungsaufnahme von Lyrakompensatoren.
„	IX	Rohrleitungsschaltbild eines Dampfkraftwerkes.
„	X	Kennfarben für Rohrleitungen.

# **I. Allgemeine Beschreibung von Rohrleitungen für verschiedene Verwendungszwecke.**

## **A. Richtlinien für den Bau von Rohrleitungsanlagen für Kraft- und Industrierwerke.**

Wer sich mit der Projektierung und dem Bau von Rohrleitungen, insbesondere von solchen zur Fortleitung von Dampf, beschäftigt oder wer Dampfbetriebe und Rohrleitungsnetze zu überwachen hat, muß sich Klarheit darüber verschaffen, welche Anforderungen an eine technisch einwandfrei ausgeführte Rohrleitung zu stellen sind.

Allgemein lassen sich diese Bedingungen wie folgt zusammenfassen:

Zweckmäßige Anordnung der Rohrleitungen unter Berücksichtigung der besonderen Betriebsverhältnisse. Rücksichtnahme auf eine absolute Betriebssicherheit, größtmögliche Wirtschaftlichkeit und evtl. geplante spätere Erweiterung der Gesamtanlage.

Übersichtlichkeit und Zugänglichkeit der Leitungen in allen Teilen, so daß die Armaturen leicht bedient und ausgewechselt, die Rohrverbindungen nachgesehen und erneuert werden können, ohne daß dadurch Gefahr für das Bedienungspersonal entsteht.

Anordnung der Leitungen und ihrer Armaturen derart, daß bei notwendigen Reparaturen und Auswechslung von Einzelteilen eine Unterbrechung des Betriebes vermieden wird und bei Eintreten eines Rohrbruches der schadhafte Teil sofort instand gesetzt oder ausgewechselt werden kann.

Bei Dampfanlagen soll jeder an das Rohrsystem angeschlossene Kessel auf jede im System liegende Maschine arbeiten können, d. h. es soll der sogenannte Wechselbetrieb möglich sein.

Die richtige Dimensionierung der Rohrweiten unter Berücksichtigung von evtl. geplanten Erweiterungen, Vermeidung plötzlicher Geschwindigkeitsänderungen bzw. Beseitigung von deren Folgen.

Die Wahl eines geeigneten Werkstoffes und einer zweckentsprechenden Konstruktion für Rohre, Flanschen, Schrauben und Armaturen unter Berücksichtigung der inneren Spannung, etwa auftretender äußerer Kräfte, der Temperatur des zu leitenden Mediums und der hieraus resultierenden Beanspruchung des Materials, unter besonderer Berücksichtigung des Verhaltens des verwandten Materials bei hohen Temperaturen.

Die richtige Wahl des Dichtungsmaterials der Flanschen, entsprechend der Beschaffenheit des fortzuleitenden Stoffes. Die Möglichkeit leichter Auswechselbarkeit der Dichtungen.

Ausgleichung der durch die Einwirkung der Temperaturschwankungen entstehenden Längenausdehnungen der Rohrleitungsanlage im ganzen und der einzelnen Teile im besonderen, die hiermit in Zusammenhang stehende richtige Lagerung der Rohrleitungen und eine sachgemäße Anordnung der Festpunkte.

Bei Dampfleitungen eine rationelle Entwässerung, sowohl während des Betriebes als auch bei Stillstand der Anlage und — besonders bei Wasserleitungen — die Anordnung von ausreichenden Ent- und Belüftungs- sowie Entleerungsstellen.

Ein wirksamer Wärmeschutz bei Dampf- bzw. Kälteschutz bei Wasserleitungen, Rücksichtnahme auf deren Ausführungs- und Ausbesserungsmöglichkeit.

Rücksichtnahme auf den Anschluß von Meßvorrichtungen (Druck, Geschwindigkeit und Temperatur), so daß diese auch während des Betriebes überprüft werden können.

Sachgemäße Montage der Rohrleitungsanlage.

Die Nichtbeachtung der Richtlinien kann auf die Gestaltung und Lage der Rohrleitungen, die von den Kesseln und Dampfverbrauchern abhängig sind, mitunter von sehr nachteiligen Folgen sein, indem sich die Forderungen der Betriebssicherheit, Betriebswirtschaftlichkeit und Übersichtlichkeit vielfach nachher nicht mehr oder nur in unzureichendem Maße durchführen lassen.

Man wird allgemein bestrebt sein, zwischen Kessel- und Maschinenhaus möglichst geringe Entfernungen zu halten, denn sowohl die Wärmeverluste wie der innere Widerstand sind abhängig von der Länge der Leitungen; dieselben sind um so geringer, je kürzer die Leitung ist und um so höher, je größer die Dampfmengen sind, welche auf den einzelnen Rohrstrang entfallen.

Widerstände und dynamische Wirkungen werden durch unnötige Richtungsänderungen der Dampfwege sehr vergrößert.

Bei mehreren weit auseinanderliegenden Maschinenstationen ist mit Rücksicht auf die Gleichmäßigkeit der Spannungs- und Temperaturverluste des Dampfes die Lage des Kesselhauses möglichst zentral zu gestalten.

Beim Aufbau von Dampfkraftwerken sucht man die Gebäude so anzuordnen, daß bei guter Platzausnutzung eine übersichtliche und erweiterungsfähige Anlage entsteht.

Dabei sind zwei Grundformen möglich, entweder ein parallel, oder ein senkrecht zum Maschinenhaus stehendes Kesselhaus.

Die Parallelstellung mit ein- oder zweireihigem Kesselhaus findet

man mehr bei kleineren Werken; bei größeren Werken ist bisher die senkrechte Aufstellung der Kesselhäuser zum Maschinenhaus häufiger gewesen.

Infolge der Entwicklung der Kesselfeuerungen und Turbinen ergeben sich jedoch gewisse Richtlinien, die mehr als früher eine bestimmte günstige Gebäudeanordnung verlangen, außerdem sind Neuerungen in Gebrauch gekommen, wie die Kohlenstaubfeuerung, Lufterhitzung und Speisewassererwärmung durch Anzapfdampf, so daß heute neue Voraussetzungen zu berücksichtigen sind.

Vor dem Entwurf der Gebäudeanordnung muß deshalb ein bestimmter Plan festgelegt werden, wie die Kohle verfeuert und die wärmewirtschaftliche Ausnutzung des Dampfes gestaltet werden soll; der Dampfdruck, die Dampfüberhitzung, die entsprechend dem Zustand des Rohwassers erforderliche „Reinigungsart“ und Vorwärmung des Speisewassers und die Frage, ob Speisewasserspeicher einzubauen sind, ist festzulegen. Es entsteht das grundlegende Dampf- und Speisewasserschalbild der Anlage als Schema für den weiteren Aufbau der Einzelheiten (siehe Tafel IX, Rohrleitungsschema eines Dampfkraftwerkes).

Die Einführung der Kohlenstaubfeuerung gestattet Kesselgrößen von großen Einheiten und Leistungen zu wählen, wie dies bei der Rostfeuerung nicht möglich war. Dieser Umstand, daß man in der Wahl der Kessel weniger beschränkt ist als in der Wahl der Maschinengrößen, führte dazu, daß man bei dem Aufbau der Werke meist zu einheitlichen Kesselhäusern parallel zum Maschinenhaus kommen wird.

Bei Verwendung von Kesseln mit Rostfeuerung, wo man in der Kesselgröße mehr beschränkt ist, wird man jedoch bei Werken mit größeren Maschineneinheiten und Kesselreihen die senkrechte Anordnung von Kessel- und Maschinenhaus beibehalten. Es ist dies der vorbildliche Grundriß von Braunkohlen-Großkraftwerken mit beliebiger Erweiterungsfähigkeit.

Die Kesselhäuser müssen so hoch angelegt werden, daß die Rohrleitungen noch bequem in Kopfhöhe über den Kesseln angebracht werden können. Die Gebäudewände sind in Anbetracht der teilweise recht großen Gewichte der Leitungen und deren Beanspruchung durch anzubringende Fixpunkte genügend stark auszubilden und ist hierauf, wie auch bei der Ausführung von Decken, Gebäudesäulen usw. Rücksicht zu nehmen, damit dieselben diese Mehrbelastung neben den üblichen Lasten (Schneelast, Winddruck, Deckenlast usw.) aufnehmen können.

Bei der Ausführung des Neubaus in Eisenbeton tut man gut, schon beim Bau die Deckendurchbrüche sowie die Rohrkanäle vorzusehen, was sich auch bei Anwendung von Ziegelmauerwerk empfiehlt. Ebenso sind an den entsprechenden Stellen zur Anbringung der Unterstützungen



und Fixpunkte für schwere Rohre geeignete Vorkehrungen zu treffen. Für Betriebe, wo Umbauten und eine damit verbundene Verlegung der Rohrleitungen zu erwarten sind, ist der Ausführung in Ziegelstein dem Eisenbetonbau gegenüber der Vorzug zu geben.

Im allgemeinen sollten Kessel- und Maschinenhaus durch hohe Fenster in den Seitenwänden erhellt werden, da erfahrungsgemäß im Dunkel liegende Rohrleitungen schlecht bedient oder gar vernachlässigt werden.

Besondere Gesichtspunkte, die für die Anlage von Rohrleitungen zur Fortleitung von Gasen, Flüssigkeiten, Preßluft usw. ins Auge zu fassen sind, finden in den betreffenden Kapiteln Berücksichtigung.

### 1. Dampfleitungen.

Ein wichtiges Glied jeder Dampfkraftanlage ist ihre Rohrleitung. Die meisten Dampfkraftwerke arbeiten noch mit einem Betriebsdruck von 13 bis 20 at und einer Dampftemperatur von 300 bis 400° C. In den letzten Jahren ist man dazu übergegangen, Kessel für hohe Drücke bis 50 at und darüber zu bauen und sind schon zahlreiche solcher Hochdruckanlagen ausgeführt worden und mit bestem Erfolg in Betrieb.

Die Dampferzeugung findet in Einzelaggregaten, Kesselgruppen, Hochleistungskesseln — deren Heizfläche bei Verwendung von Staubfeuerung usw. oft 1000 m<sup>2</sup> und mehr beträgt — statt, während die Ausnützung der Dampfkraft für große Leistungen vorzugsweise in Turbinen, bei kleineren Leistungen in Kolbenmaschinen, vor sich geht.

Unter Benützung der neueren Forschungsergebnisse ist es den Spezialfirmen gelungen, einen hohen Grad von Vollkommenheit in bezug auf Sicherheit und Wirtschaftlichkeit der Rohrleitungen zu erzielen.

Infolge der Leistungssteigerung der Maschinen und Turbinen sind die zu leitenden Dampfmengen gegenüber früher bedeutend größer geworden.

Um nicht zu große Rohrdurchmesser zu erhalten, läßt man den Dampf (Heißdampf) besonders den Dampfturbinen mit hoher Geschwindigkeit gleichmäßig und stoßfrei zuströmen.

Die mittlere Dampfgeschwindigkeit beträgt bei Dampfturbinen ca. 30 bis 50 m pro Sekunde. Im allgemeinen werden die Dampfgeschwindigkeiten in den Grenzen von 20 bis 60 m pro Sekunde angenommen.

Die Dampfgeschwindigkeit in den Rohrleitungen, die also aus Wirtschaftlichkeitsgründen hoch sein soll, kann nun eine nicht gleichmäßige sein und — besonders bei Kolbenmaschinen — je nach der Entnahme des Dampfes, großen Schwankungen unterliegen. Bei einer Leitung, welche den Dampf einer Dampfmaschine mit kleiner Füllung zuführt, wird der Dampf am Ende der Füllung ganz abgesperrt, um kurze Zeit

darauf wieder in den Zylinder voll einzuströmen. Diese Geschwindigkeitsschwankungen verursachen eine rüttelnde Bewegung der Rohrleitung, wodurch Gefahren eintreten können. Dieser Übelstand läßt sich durch Anbringen eines genügend großen Wasserabscheiders vor der Maschine und Anordnung von starken Festpunkten in den Rohrsträngen vermeiden.

Die Hauptfrischdampfleitung muß nach den Maschinen zu, unter Vermeidung von scharfen Richtungsänderungen, mit einem Gefälle von 1 : 100 bis 1 : 150 verlegt werden.

Das Hauptabsperrorgan am Anfang der Leitung ist so anzuordnen, daß es leicht und bequem zu bedienen ist.

Bei langen Leitungen ist — außer durch den erwähnten Wasserabscheider vor der Maschine — in entsprechenden Abständen und an geeigneten Stellen für eine Entwässerung Sorge zu tragen.

Die richtige Wahl der Rohrweite ist in jedem einzelnen Falle stets von größtem Einfluß auf die Wirtschaftlichkeit einer Dampfanlage mit langen Rohrleitungen.

Die lichte Weite der Hauptdampfleitung richtet sich nach dem Dampfverbrauch und dem zugelassenen Spannungsabfall. Zu enge Rohre ergeben zu hohe Spannungs- und zu weite Rohre erhöhte Wärmeverluste, d. h. Dampfverluste.

Besteht ein großer Unterschied zwischen Normal- und Maximalmenge und wird in einem solchen Falle die Leitung für den Höchstverbrauch bemessen, so entstehen in normalen Betriebe unzulässig große Verluste, weil für die betreffende Durchflußmenge der Querschnitt sehr reichlich und damit die Abkühlungsfläche ungewöhnlich groß ist. In diesem Falle ist zu erwägen, ob es sich nicht aus wirtschaftlichen Gründen empfiehlt, zwei Leitungen vorzusehen: eine enge für den normalen und eine weite für den gesteigerten Betrieb. Man gewinnt hierdurch eine Reserveanlage und ist außerdem noch für eine etwaige plötzliche hohe Dampfentnahme gerüstet.

Der Wärmeverlust einer Rohrleitung ist in erster Linie von der Dampftemperatur abhängig. Von Einfluß sind weiter die Außentemperatur und eine evtl. Dampf Feuchtigkeit.

Eine mäßig gut isolierte Leitung verliert z. B. bei Durchgang von überhitztem Dampf von 350°C und einer Außentemperatur von 20°C etwa 250 cal pro Stunde und pro 1 m<sup>2</sup> Rohraußenfläche. Bei der Anlage von Hochdruckdampfleitungen ist daher auf eine möglichst hohe Dampfgeschwindigkeit zu achten, unter Berücksichtigung des sich ergebenden Spannungsabfalles des strömenden Dampfes; d. h. die Summe der Druck- und Abkühlungsverluste ist möglichst klein zu halten. Hieraus ergibt sich Brennstoffersparnis und Wirtschaftlichkeit.

Zu der Anordnung der Dampfleitungen selbst übergehend, wollen wir einige gebräuchliche Grundformen einer näheren Betrachtung unterziehen.

Einfache Sammelleitung, doppelte Sammelleitung, Ringleitung, Ringleitung mit Mittelstrang, Dreileitungsdoppelsystem, Dreileitungssystem.

Eine Aufstellung irgendwelcher bestimmter Normen, die für die Wahl der genannten Systeme maßgebend sein sollen, läßt sich bei der Vieltätigkeit der Gesichtspunkte, die man beim Entwurf der Gesamtanlage beachten muß, nicht durchführen.

Es ist von Fall zu Fall zu prüfen, welche Anordnung der Eigenart, dem Bestimmungszwecke, der Dampfart, der Dampfspannung, dem Grad der Betriebssicherheit und der Wirtschaftlichkeit der einzelnen Anlagen am besten entspricht. Immerhin lassen sich Anhaltspunkte schaffen, die bei folgender näherer Besprechung der Eigenschaften der in Rede stehenden Systeme hervortreten.

**Einfache Sammelleitung.** Abb. 1 (T. 1) zeigt eine Anlage mit einfacher Sammelrohrleitung. Durch diese Anordnung wird eine wechselseitige Schaltung ermöglicht, d. h. jede der angeschlossenen Maschinen kann von einer der beiden Kesselgruppen, evtl. von jedem einzelnen Kessel, mit Dampf versorgt werden. Ferner läßt sich bei Außerbetriebsetzung eines Kessels der Gesamtbetrieb durch größere Anstrengung der übrigen Kessel aufrechterhalten. Bei Defekten an der Sammelleitung wird eine Maschine und eine Kesselgruppe stillgelegt.

Es ist in jedem Falle zu entscheiden, ob der Übersichtlichkeit der Anlage, die bei einer geringen Anzahl von Absperrorganen größer wird, der Vorzug zu geben ist, oder der mit größerer Zahl von Armaturen verknüpften erweiterten Betriebsmöglichkeit. Bei Vergleich der Vor- und Nachteile ist zu beachten, daß die Absperrorgane außer der Erhöhung der Kosten Spannungsabfall verursachen und die Abkühlungsflächen der Leitung vergrößern.

Die in Rede stehende Art der Leitung wird ihrer geringen Kosten, Übersichtlichkeit und Wirtschaftlichkeit halber hauptsächlich bei kleineren Dampfanlagen gewählt, besonders auch dann, wenn es sich nicht um Anlagen mit ununterbrochenem Betrieb handelt, denn die einfache Sammelleitung hat den Nachteil, daß sie nicht Anspruch auf eine vollkommene Betriebssicherheit hat.

**Doppelte Sammelleitung.** Sofern bei Dampfanlagen der Betrieb nicht durch Schadhafwerden der Rohrleitung in Mitleidschaft gezogen werden soll, schreitet man zur Ausbildung der Hauptsammelleitung als Doppelleitung gemäß Abb. 2 (T. 1).

Vielfach werden bei Doppelleitungen beide Sammelleitungen unter Druck gehalten, weil man die größere Betriebssicherheit höher einschätzt als die Kondensverluste. In den meisten Fällen genügt es jedoch,

wenn der Reservestrang nur periodisch auf kurze Zeit zur Kontrolle der Betriebsbereitschaft unter Dampf gehalten wird.

Als Dampfgeschwindigkeit nehme man 30 bis 40 m pro Sekunde.

Auf den Einbau von Absperrorganen in die beiden Sammelleitungen kann verzichtet werden; sofern jedoch eine höhere Sicherheit verlangt und eine Verteuerung der Anlage in Kauf genommen wird, schaltet man an bestimmten Stellen Absperrorgane ein, wie dies aus Abb. 3 (T. 1) hervorgeht. Legt man noch Wert auf eine bequeme und übersichtliche Bedienungsmöglichkeit, so ordnet man sowohl die zur Kesselgruppe als auch die zur Maschinengruppe gehörenden Absperrorgane zentralisiert an gemäß Abb. 4 (T. 1).

Die beiden Sammelrohre sollen in ihrem Querschnitt so bemessen sein, daß das eine durch das andere ersetzt werden kann. Im übrigen richtet sich die Bemessung des Querschnittes der Sammelrohre nach der Arbeitsweise, ob mit einem Strang oder mit beiden dauernd gearbeitet werden soll.

**Ringleitung.** Die Ringleitung entsteht durch Verbindung der beiden Enden der Sammelrohre. Sie kann entweder die Kesselgruppe umschließen (Abb. 5/T. 1) oder zwischen den Kesseln und Maschinen angeordnet sein, derart, daß die eine Ringhälfte den Kesseldampf empfängt und die andere den Dampf an die Maschine abgibt (Abb. 6/T. 1 und Abb. 7/T. 1).

Bei einer größeren Anzahl von Kesseln und Turbinenaggregaten wird letztere Ringleitung lang gestreckt sein, hier empfiehlt sich dann der Einbau eines sogenannten Steges zwischen Empfänger- und Abgebendampfstrang (Abb. 8/T. 1). Derselbe hat den Zweck, einen Druckausgleich der am weitesten entfernt liegenden Kessel herbeizuführen.

Durch eine bestimmte Verteilung der Absperrorgane kann bei Schadhafwerden eines Rohres der betreffende Teil abgestellt und so der Betrieb sichergestellt werden. Die in Abb. 9 (T. 2) dargestellte Ringleitung stellt deshalb in bezug auf Betriebssicherheit das günstigste dar, dagegen genügt diese Anordnung nicht in gleicher Weise den Erfordernissen in bezug auf Wirtschaftlichkeit, da sie infolge ihrer größeren Ausdehnung größere Abkühlungsflächen als die Doppelleitung besitzt.

Bei Bemessung der Leitungsquerschnitte nimmt man an, daß normalerweise der Dampf den Maschinenaggregaten von beiden Seiten mit einer mittleren Geschwindigkeit von 25 bis 30 m pro Sekunde zuströmt. Beim Ausschalten eines Teiles des Ringes entsteht zwar ein größerer Spannungsabfall, den man — um bei normalem Betrieb keine unnötig großen Abkühlungsoberflächen zu erhalten, d. h. den Betrieb möglichst wirtschaftlich zu gestalten — mit in Kauf nimmt.

Wenn die sonstigen Umstände es gestatten, ist der Doppelleitung der Vorzug vor der Ringleitung zu geben, da erstere eine geringere

Länge erfordert und demzufolge auch geringere Abkühlungsflächen besitzt.

**Dreileitungsdoppelsystem. Dreileitungsringssystem.** Bei diesen Systemen gemäß Abb. 10 (T. 2) und Abb. 11 (T. 2) dient der Mittelstrang dazu, einen Druckausgleich der am weitesten entfernt liegenden Kessel herzustellen. Gleichzeitig wird durch denselben eine Reserve geschaffen und dadurch die Sicherheit noch erhöht. Die Hauptstränge können genau für die benötigten normalen Dampfmen gen bemessen werden, wodurch sich der geringste Druck- und Wärmeverlust ergibt. Wegen der sonstigen Vorzüge sei auf die vorerwähnten Doppelleitungs- und Ringsysteme verwiesen.

**Dampfsammler.** Kesselgruppen verbindet man oft noch mit einem Sammler und schließt diesen durch verschiedene Abzweige an Doppel- bzw. Ringleitungen an. Bei höheren Drücken läßt man auch gemäß Abb. 12 (T. 4) die Kessel auf Sammler arbeiten, an die dann die Turbinen direkt angeschlossen werden.

Zum Schluß sei noch ein Schema der Rohrleitungsdisposition wiedergegeben, bei welcher Maschinen- und Kesselhausachse senkrecht zueinander stehen (Abb. 13/T. 2). In diesem Falle ist die Anordnung einer Doppel- oder Ringleitung nicht zu umgehen, sofern man nicht Gefahr laufen will, bei Undichtheiten der Leitung dieselbe bis zur Beseitigung des Defektes stilllegen zu müssen.

Aus den vorstehenden Ausführungen geht hervor, daß eine gewissenhafte, sachliche Betrachtung aller in Frage kommenden Betriebsverhältnisse notwendig ist, um eine in bezug auf Betriebssicherheit, Wirtschaftlichkeit und Übersichtlichkeit technisch einwandfreie Rohrleitung zu schaffen. Es muß noch davor gewarnt werden, eine Ersparnis der Anlagekosten zum Nachteil der Güte des Rohrleitungsmaterials anzustreben.

Es sei hier auf den Aufsatz<sup>1</sup> von Dr.-Ing. H. Schult „Schaltung und Auslegung von Frischdampfleitungen in größeren Kraftwerken“ mit neuen Gesichtspunkten verwiesen, wonach die AEG entgegen der bisherigen Gepflogenheit der gestaffelten Durchmesser „eine andere Verteilung des zulässigen Druckabfalles vorschlägt, und zwar so, daß die Anschlußleitungen der Kessel und Turbinen bei größerem Querschnitt eine Verminderung des Druckabfalles bringen, die eine entsprechende Herabsetzung der Querschnitte der Sammelleitungen und *HD*-Leitung zuläßt, so daß es bei Neuanlagen durchweg möglich sein würde, die gesamten Frischdampfleitungen mit nur einem Querschnitt auszuführen, ohne daß die zulässige Geschwindigkeit an irgendeiner Stelle des Leitungssystems überschritten wird“. Schult hat errechnet, daß

---

<sup>1</sup> Kraftwerk 1931, H. 1.

die Einführung eines Einheitsquerschnittes beachtliche wirtschaftliche und betriebliche Vorteile bringen würde, da die Verlegung einfacher und die Leitung elastischer wäre bei der weiteren Erleichterung, daß Schieber und Armaturen völlig gleichmäßig ausgebildet sind.

Tafel VII zeigt das Dampfleitungsnetz des größten Braunkohlenskraftwerkes und ist zu sehen, daß keine vollständige Einheitlichkeit mehr besteht, da der Ausbau weit über den ursprünglich vorgesehenen Rahmen vorgenommen werden mußte.

**Material.** Als Rohrmaterial für Dampfleitungen verwendet man nur nahtlose Rohre mit Aufwalzflanschen aus gepreßtem Stahl (Abb. 44/T. 6), die bei überhitztem Dampf und Durchmessern über 100 mm l. W. noch durch Nieten oder andere Befestigungsarten (Gewindebolzen, Schweißpfropfen, elektrische Kragenschweißung usw.) gesichert sind. Siehe Abbildungen auf Tafel 6 und 7.

Als Dichtungsmaterial kommen Klingerit- bzw. andere gleichwertige Faserdichtungen oder in neuerer Zeit metallische Dichtungen (Stahlwellringe, Nickelringe usw.) zur Anwendung.

Formstücke und Absperrorgane werden aus Stahlguß, die Dichtungsflächen letzterer aus Nickellegierung oder einem anderen Spezialmaterial der betreffenden Armaturenfirma gefertigt. Kleine Abzweige der Sammelrohre können aufgeschweißt werden. Bezüglich der weiter erforderlichen Teile wie Kompensatoren, Rollenböcke, Festpunkte, Bedienungsvorrichtungen usw. sei auf Kap. III/D verwiesen, wo diese besonders behandelt werden.

Für die Wahl der Rohre und Armaturen sind die Tabellen bzw. Bildtafeln des Anhangs maßgebend.

## 2. Hoch- und Höchstdruckdampf.

Die Fortschritte der letzten Jahre in der Erhöhung der Dampfspannung veranlassen, auf die Verwendung des sogenannten Hoch- und Höchstdruckdampfes, womit solcher von über 20 bzw. über 50 atü verstanden wird, besonders einzugehen.

Obgleich auch bei Kondensationsbetrieb eine Erhöhung der Dampfspannung Wärmeersparnis bringt, so liegen deren Vorteile doch hauptsächlich auf dem Gebiete des Gegendruckbetriebes. Wo in neuester Zeit Hochdruckanlagen aufgestellt wurden, ist der große wirtschaftliche Vorteil, den die Kupplung von Kraft- und Heizbetrieb mit sich bringt, meistens ausschlaggebend gewesen.

Aber auch beim reinen Kraftwerksbetrieb mit einer Höchstdruckkondensationsanlage zeigen sich gegenüber einer alten Anlage — die mit 15 atü Anfangsdruck und 95% Vakuum arbeitet — ungefähr nachstehende Ersparnisse vom wärmewirtschaftlichen Standpunkt:

etwa	9%	bei Erhöhung des Druckes auf	30 at
„	15%	„ „ „ „ „	60 „
„	20%	„ „ „ „ „	100 „

wobei allerdings auf Münzingers Feststellung verwiesen wird, daß für den Durchschnitt ein Anfangsdruck zwischen 25 bis 40 at am wirtschaftlichsten sei, da der Ausnutzungsfaktor der Kraftwerke, der meistens unter 0,4 liegt, für eine Höchstdruckanlage noch zu ungünstig sei.

Diese Anlagen arbeiten dann meistens in der Weise, indem der hochgespannte und hochüberhitzte Dampf in einer Hochdruckturbine bis auf eine Spannung ausgenutzt wird, mit der eine nachgeschaltete alte Anlage bereits in Betrieb ist. Der aus der Vorschaltturbine nun austretende Dampf wird entweder direkt, oder nach besonderer Zwischenüberhitzung der alten Anlage zugeleitet. Es ergibt sich also eine Leistungserhöhung der Kraftanlage durch den Hochdruckteil und eine Verringerung des Brennstoffbedarfs der alten Kesselheizfläche.

Bei Gegendruckmaschinen, deren Abdampf zu Heiz- oder Kochzwecken verwendet wird, ergeben sich gegenüber den vorstehenden Zahlen noch höhere Ersparnisse, die von der Vollkommenheit der Abwärmeverwertung der Vergleichsanlage abhängig sind.

Während vor Jahren etwa 35 at ganz allgemein als der günstigste Druck angesehen wurden, ist man heute wieder hinsichtlich der Höhe des wirtschaftlichsten Druckes geteilter Meinung. Die Wirtschaftlichkeitsberechnung muß jedenfalls von Fall zu Fall die Entscheidung über den zweckmäßigsten Druck usw. bringen.

Anlagen mit Kesseldrücken bis 45 at<sub>ü</sub> sind schon in sehr großer Zahl und solche mit höherem Druck vereinzelt ausgeführt und mit gutem Erfolg in Betrieb, während vorläufig eine weitere Erhöhung der Dampftemperatur über die jetzt hauptsächlich bis 450° C angewandte mit Rücksicht auf die Materialfragen noch vermieden wird.

Die Kessel zur Erzeugung dieses hochgespannten Dampfes sind meistens Wasserrohrkessel. Es gibt für die Höchstdrücke aber auch Sonderkonstruktionen, wie den Atmos-Kessel des schwedischen Ingenieurs Blomquist, den Benson-Kessel der SSW-Werke, den Schmidtschen und den Löffler-Kessel, die bei ihrer besonderen Konstruktion noch eine weitere Erhöhung der Temperatur gestatten. Dieselben sind jedoch für Großbetriebe mit großem ungleichen Dampfbedarf weniger geeignet.

Bei Ausführung der ersten Hoch- und Höchstdruckanlagen hat sich natürlich bald gezeigt, daß man die bisher gebräuchlichen Materialien und Ausführungen — besonders mit Rücksicht auf evtl. noch in Frage kommende Erhöhung der Dampftemperatur — nicht so ohne weiteres beibehalten kann. Bisherige Untersuchungen der Materialforschungsinstitute haben die Erkenntnis gebracht, daß man bei den hohen Drücken

und Temperaturen den Fragen: Abnahme der Streckgrenze, Alterung (Ermüdung) und Rekrystallisation des Materials Rechnung tragen muß. Der Konstrukteur muß sich klar darüber sein, welche spezifische Beanspruchung zur Beibehaltung einer entsprechenden Sicherheit noch zulässig ist. Es ergibt sich von selbst, daß bei Projektierung solcher Anlagen der Besteller nicht bloß das preisliche Moment berücksichtigen darf, sondern auch prüfen muß, ob ihm bei dem günstigen Offertsteller auch Gewähr für einwandfreie Ausführung gegeben ist. Mit Rücksicht auf die großen Verluste, die eine einzige Betriebsstörung verursachen kann, sollte der Besteller für solche Ausführungen nur Rohrleitungsfirmen mit guten Spezialerfahrungen heranziehen.

Bei Hoch- und Höchstdruckanlagen lassen sich natürlich noch weniger als bei Anlagen bis 20 atü allgemeingültige Richtlinien für die Anordnung von Rohrleitungen aufstellen; die günstigste Anordnung richtet sich vielmehr nach der gegenseitigen Lage der Kessel, Maschinen usw. Da man aber in den letzten Jahren die Kesselleistungen erheblich steigern konnte, wird es möglich — besonders bei den höchsten Drücken — 1 oder 2 Kessel und 1 Turbine immer zu Einheiten zusammenzufassen, wodurch eine Vereinfachung der Anlage und größere Betriebssicherheit eintritt als beim normalen Ringleitungssystem. Natürlich verzichtet man nicht ganz auf eine Notverbindung dieser Gruppen durch eine Querleitung (siehe Abb. 14/T. 2), so daß eine gelegentliche Umschaltung eines Kessels auf eine andere Turbine möglich ist, wobei aber trotzdem gegenüber dem Ringleitungssystem weniger Armaturen in Frage kommen und deshalb bei geringeren Anschaffungskosten eine höhere Betriebssicherheit eintritt. Jedenfalls muß — ganz allgemein gesprochen — durch günstige Gliederung bzw. Führung der Rohrleitungen den jeweiligen betrieblichen und wirtschaftlichen Anforderungen Rechnung getragen werden.

Bei der Wichtigkeit der ganzen Materie sind im Kap. II/G die Berechnungen und Materialfragen für Hoch- und Höchstdruckanlagen — die natürlich z. T. auch für die Speiseleitungen zu beachten sind — besonders behandelt.

### 3. Rohrleitungen für Speisepumpen.

Zur Aufrechterhaltung eines geordneten Dampfbetriebes sind neben den Hauptfrischdampfleitungen auch die Kesselspeiseleitungen von großer Wichtigkeit, da von deren sachgemäßen Anordnung und Ausführung die Sicherheit des Betriebes in hohem Maße abhängig ist. Ein Versagen der Speisung bringt die Kessel in Gefahr, es kann unter Umständen zu einer Explosion führen, wird aber in jedem Falle eine er-



hebliche Störung in der Dampflieferung zur Folge haben. Aus diesem Grunde ist auch der Ausbildung der Rohrleitungen für die Speiseeinrichtung volle Aufmerksamkeit zu schenken.

**Speisepumpen.** Für die Speisung der Dampfkessel kommen Kolbenpumpen, Hochdruckkreispumpen und Injektoren zur Anwendung. Die Kolbenpumpen sind meist schwungradlose Dampfpumpen, sie können jedoch auch mittels Transmission oder Elektromotor angetrieben werden. Die Kreispumpen werden meistens direkt von einem Elektromotor oder einer kleinen Dampfturbine angetrieben. Die letzte Antriebsweise bietet den Vorteil, daß man vom elektrischen Netz unabhängig ist, auch kann sie für den Fall — daß die Hauptmaschine eine Turbine ist — sehr wirtschaftlich gestaltet werden, indem man den Abdampf einer Niederdruckstufe der Hauptturbine zuführt.

Nach den „Allgemeinen polizeilichen Vorschriften für die Anlegung von Dampfkesseln“ muß jeder Dampfkessel mit mindestens zwei zuverlässigen Vorrichtungen zur Speisung versehen sein, die nicht von derselben Betriebsvorrichtung abhängig sind.

Bei kleineren Anlagen wird vielfach neben einer Speisepumpe der vorgenannten Type ein Injektor als zweite Speiseeinrichtung gewählt. Wegen der leichten Anschlußmöglichkeit an ein elektrisches Netz wird ebenfalls oft eine Pumpe mit elektrischem Antrieb als Reserve vorgesehen.

In den meisten Kraftwerken gelangen Dampfpumpen zur Aufstellung, weil sie vollkommen unabhängig vom übrigen Betrieb sind und arbeiten können, solange Dampf von genügendem Druck im Kessel zur Verfügung steht. Bei Antrieb der Pumpe durch die Hauptmaschine oder durch eine Transmission kann dagegen nur dann gespeist werden, wenn die betreffende Maschine in Betrieb ist.

Dampfpumpen bieten außerdem den Vorteil, daß sie sich gut regeln lassen, die Speisewassermenge kann der Verdampfung entsprechend eingestellt werden, so daß eine ununterbrochene Speisung möglich ist.

Der Wasserstand im Kessel bleibt derselbe und große Temperaturschwankungen treten nicht ein. Bei Kolbenpumpen ist der Einbau eines Sicherheitsventils in die Druckleitung unerlässlich, weil sonst bei abgesperrter Leitung ein sehr hoher Druck und eine damit zusammengehende Überbeanspruchung des Rohrmaterials eintritt. Bei Kreispumpen besteht diese Gefahr nicht; hier kann — auch wenn die Förderung aufhört — der Druck niemals über ein durch die Drehzahl bestimmtes Maximum steigen.

Wie schon vorstehend erwähnt, werden bei kleinen Anlagen oft als zweite Speiseeinrichtungen Injektoren aufgestellt. Bei diesen läßt sich die Wassermenge nur in beschränktem Umfange regulieren, es wird deshalb mit Unterbrechung gespeist. Der Dampfverbrauch der

Injektoren ist zwar hoch, doch geht die Dampfwärme wieder an das Speisewasser über, erhöht somit die Wassertemperatur.

Für die Bemessung der Pumpen ist die Bestimmung maßgebend, daß jede der Speisevorrichtungen imstande sein muß, dem Kessel doppelt soviel Wasser zuzuführen, als seiner normalen Verdampfungsfähigkeit entspricht. Für jeden einzelnen Fall ist die Wassermenge festzulegen; es ist dabei zu berücksichtigen, daß in der letzten Zeit die spezifische Dampfentwicklung erheblich gesteigert worden ist und bei den einzelnen Konstruktionen für das Verhältnis von Heizfläche des Kessels zur erzeugten Dampfmenge sich oft ziemlich abweichende Werte ergeben.

**Dampfzuleitung.** Für den Bau der Pumpen-Frischdampfleitungen gelten die gleichen Grundsätze wie für die Hauptdampfleitungen. Man wählt für dieselben, je nach dem Umfang der Anlage und nach dem Maß der geforderten Sicherheit, einfache Leitungen, Doppel- oder Ringleitungen.

Die Dampfentnahme erfolgt zweckmäßig direkt am Kessel, unter Umständen — bei Arbeiten mit Heißdampf — hinter dem Überhitzer.

Um Verluste zu vermeiden, sollen bei ausgedehnten Kesselanlagen die Verbindungsstränge von entfernt liegenden Kesseln abgestellt werden können.

Hinsichtlich der Wahl des Rohrmaterials, der Rohrverbindungen, Dehnungsrohre, Entwässerungen sowie der Konstruktion im allgemeinen gelten die gleichen Richtlinien wie bei Hauptdampfleitungen, unter Berücksichtigung der jeweils in Betracht kommenden Dampfart.

Es sei noch bemerkt, daß mit Rücksicht auf die stoßweise Dampfentnahme der Kolbenpumpen die Dampfgeschwindigkeit zwischen 10 bis 15 m/s festzusetzen ist.

**Saugleitung.** Zur Besprechung der Saugleitungen übergehend, wollen wir unsere Aufmerksamkeit besonders den Saugleitungen der Kolbenpumpen schenken, bei Injektoren und Kreiselpumpen sind die Verhältnisse günstiger, weil bei diesen das Wasser die Leitungen mit gleichmäßiger Geschwindigkeit durchströmt. Bei Kolbenpumpen kommt dagegen das Wasser im Ansaugestutzen zu Ende jedes Saughubes zur Ruhe und muß bei Beginn des nächsten Saughubes wieder beschleunigt werden. Die Nachteile, die sich hieraus für Rohrleitung und Pumpe ergeben, lassen sich jedoch durch die Einschaltung eines Windkessels in die Saugleitung — möglichst nahe der Pumpe — vermindern.

Die Geschwindigkeit in der Leitung nehme man nicht zu hoch, für normale Saugleitungen beträgt sie etwa 1 m/s, bei Saugleitungen über 40 bis 50 m Länge nur 0,75 m/s. Auf Grund der gleichförmigen Bewegung ist bei Kreiselpumpen eine Geschwindigkeit von max. 2 m/s zulässig.

Beim Ansaugen von warmem Speisewasser muß berücksichtigt werden, daß sich bei höherer Temperatur durch die Dampfspannung des Wassers die Saughöhe verringert. Namentlich bei Injektoren ist die Saughöhe gering zu halten; bei warmem Wasser soll sie höchstens 2 m betragen. Bei zufließendem Wasser kann man dagegen, ohne Gefahr des Versagens, mit der Wassertemperatur bis zu 90° C gehen.

Bei Verlegung der Saugleitung ist stets darauf zu achten, daß starke Kontraktionen vermieden und schädliche Stöße dem Betrieb ferngehalten werden. Aus diesem Grunde sind scharfe Knicke zu vermeiden und nur langgezogene Krümmungen anzuwenden, wodurch eine allmähliche Ablenkung des Wassers gewährleistet wird.

Bei Speisewasserleitungen ist außerdem auf folgendes zu achten: Die Verrostung wird stark begünstigt durch die vom Wasser mitgeführte oder aufgelöste Luft. Es muß deshalb dafür gesorgt werden, daß nicht durch Undichtigkeiten Luft in die Leitung treten kann. Auch gibt man der Saugleitung eine Steigung nach der Pumpe zu, damit sich die Luft nicht festsetzen kann, sondern Gelegenheit hat, entweder in den Windkessel zu entweichen oder von der Pumpe weiter gefördert zu werden, um an geeigneter Stelle der Druckleitung durch von Hand bediente oder automatische betätigte Entlüftungsventile ins Freie zu gelangen. Luftsäcke in der Saugleitung dürfen auf keinen Fall vorhanden sein. In diesem Zusammenhang sei darauf hingewiesen, daß mitgeführte Luft nicht nur für die Speiseleitung schädlich ist, sondern auch für den Kessel, dessen Befreiung von Kohlensäure und Sauerstoff im Interesse seiner guten Erhaltung ist. Man wird nicht nur vermeiden müssen, daß das zur Speisung benutzte Kondensat Luft aufnimmt, sondern auch bestrebt sein, aufgelöste Gase durch geeignete Mittel auszuschcheiden.

Unter den Entgasungsapparaten unterscheidet man mechanisch und chemisch wirkende.

Eine Methode ist z. B. daß Stickstoff, der selbst unschädlich ist, fein verteilt durch das zu entgasende Wasser geblasen wird und so den Sauerstoff zum Ausscheiden zwingt. Diese Lösung kommt dann in Frage, wenn — wie das in chemischen Fabriken oft der Fall ist — Stickstoff als Abfallstoff zur Verfügung steht.

Bei kleineren Anlagen bis 5 t stündlich kommt auch die Einschaltung von Eisenspanfiltern zur Anwendung. Diese Filter besitzen den Vorteil, daß sie zwischen Speisepumpe und Kessel eingebaut werden können und dadurch in der Lage sind, etwaige durch die Pumpen oder die Sammelbehälter aufgenommenen Sauerstoffmengen noch zu entfernen. Es ist jedoch nötig, sie des öfteren gründlich durchzuspülen, um die Eisenspäne von dem anhaftenden losen Rost zu befreien.

Eine andere Methode, wodurch außerdem alle anderen Verunreinigungen vom Kessel ferngehalten werden und die auch bei schlechtem

Rohwasser angewandt wird, ist diejenige der Destillation des Zusatzwassers. Besonders bei hohen Kesseldrücken werden derartige Kesselspeisewasser-Destillationsanlagen verwandt. Die Erfahrung lehrt jedoch, daß auch bei diesen Anlagen — sofern steinbildende Härtebildner im Rohwasser vorhanden sind — chemische Enthärtungsanlagen den Verdampfern vorzuschalten sind.

Sehr weit verbreitet sind auch die verschiedenen im Anschluß an die Wasserreiniger eingebauten Entgasungsapparate; sie müssen jedoch, um zuverlässig zu arbeiten, richtig eingebaut und den Bedürfnissen der Anlage entsprechend geliefert sein.

Grobe Verunreinigungen würden den Gang der Pumpe beeinträchtigen; sie sind zu beseitigen, indem am Fuße der Leitungen Saugkörbe angebracht werden. Bei Anordnung der Saugleitungen ist darauf zu achten, daß dieselben möglichst tief ins Wasser eintauchen, um auch bei niedrigstem Wasserstande das Ansaugen von Luft auszuschließen. Immerhin müssen die Saugkörbe noch genügend weit vom Bassin- bzw. Brunnenboden entfernt sein, damit kein Schmutz aufgewirbelt und mitgesaugt wird.

Bei Inbetriebsetzung saugen Kolben- und Kreiselpumpen nur an, wenn die Saugleitung mit Wasser gefüllt ist. Um das Abfließen des Wassers bei Stillstand zu verhüten bzw. ein Auffüllen der Saugleitung zu ermöglichen, wird sie mit einem Fußventil ausgerüstet. Meistens bildet dasselbe mit dem Saugkorb ein Ganzes gemäß Abb. 232 (T. 40).

Einen Saugkorb, welcher während des Betriebes gereinigt werden kann, zeigt Abb. 233 (T. 40) mit ausziehbarem Doppelseiher. Abb. 234 (T. 41) zeigt ein pat. Fuß-Rückschlagventil geringen Durchflußwiderstandes. Bei Saugleitungen für Injektoren ist die Anwendung von Fußventilen nicht erforderlich, hier genügen einfache Seiher (Abb. 235, T. 40).

Bei kleineren Abmessungen werden die Saugkörbe meistens in Gußeisen hergestellt, bei größeren dagegen führt man die Seiher in verzinktem Eisenblech aus. Bei Sieben mit runden Löchern setzen sich die Öffnungen leicht zu, besser sind daher Seiher mit Längsschlitzen. Wenn kaltes Wasser gefördert werden soll, werden die Fußventile mit Leder- oder Gummidichtung ausgestattet, bei heißem Wasser dichtet man Metall auf Metall (Rotguß) oder verwendet eine Hartgummidichtung.

Als Absperrorgane für die Saugleitungen werden Schieber verwendet, die sich wegen ihres freien Durchflußquerschnittes in geöffnetem Zustande hierfür besonders eignen. Das Gehäuse der Schieber besteht aus Gußeisen, die Dichtungsringe in Keil und Gehäuse sowie die Spindel aus Rotguß.

**Rohrmaterial (Rohre).** Als Rohre wählt man sowohl solche aus Stahl — nahtlos gewalzt oder geschweißt — als auch aus Gußeisen.

Auf einen Schutz der Rohre gegen Rostangriff — evtl. durch Verzinkung der Stahlrohre — ist zu achten.

Um ein Ansaugen von Außenluft zu verhüten, ist auf die Ausführung der Rohrverbindung großer Wert zu legen. Als solche kommt bei Stahlröhren diejenige mit aufgewalzten Flanschen (Abb. 44/T. 6) oder aufgeschweißten Bundens und losen Flanschen (Abb. 49/T. 7), bei Gasröhren mit aufgeschraubten Gewindeflanschen (Abb. 47/T. 6), zur Verwendung. Als Dichtungsmaterial wählt man bei kaltem Wasser Gummi, bei heißem Klingerit. Formstücke größeren Durchmessers werden in Gußeisen hergestellt, bei kleineren Durchmessern werden sie an das Stahlrohr angeschweißt oder angebogen.

**Druckleitungen.** Die Druckleitungen, die die Pumpen mit dem Kessel verbinden, sind direkt dem Kesseldruck ausgesetzt. Wegen der auftretenden Leitungswiderstände ist für die Berechnung der Druck sogar mit 2 bis 5 at über den Kesseldruck einzusetzen.

Für die Druckleitung verwendet man — dem hohen Druck entsprechend — nahtlose Stahlrohre, für die Rohrverbindung Aufwalzflanschen (Abb. 44/T. 6), evtl. Aufwalznietflanschen bzw. mit Spezialbefestigungen wie bei den Dampfleitungen.

Es werden zwar auch gußeiserne Rohre angewandt, jedoch setzen die Dinormen diesen bei 10 atü eine Grenze für deren Verwendung. Im übrigen bieten auch die Gußrohre mit der Zeit keine genügende Gewähr gegen Rostangriff.

Es drängt sich die Frage auf, ob nicht durch Ausführung der Leitung in Kupfer der Rostgefahr wirksamer entgegengetreten werden kann. In Anbetracht der hohen Kosten der Kupferrohre und deren geringerer Festigkeit gegenüber Stahlröhren, wird man nur in seltenen Fällen bei niederen Drücken davon Gebrauch machen, man wird vielmehr bestrebt sein, durch gründliche Abscheidung der Luft, evtl. auch durch die Wahl größerer Durchflußgeschwindigkeiten, dem Zerfressen der Rohre vorzubeugen. Es sei hierbei auf die oben erwähnten Mittel zur Entlüftung des Wassers hingewiesen. Im übrigen kann man heute bei größeren Mengen auch schon Rohre aus bedeutend korrosionsbeständigerem Spezialmaterial beziehen.

Kleinere Abzweigungen von den Hauptleitungen werden durch aufgeschweißte Stutzen, größere durch Formstücke mit geschweiften Übergängen bewirkt, welche letztere bis etwa 13 atü Betriebsdruck in Gußeisen verstärkt, bei höheren Drücken in Stahlguß oder aus dem Vollen geschmiedet ausgeführt werden.

Als Absperrorgane kommen Schieber und Ventile in Frage, deren Gehäuse ebenfalls — je nach dem Betriebsdruck — in Gußeisen oder

Stahlguß genommen werden, deren Sitz und Kegel bei Temperaturen des Wassers bis 100 Grad in Rotguß, darüber in Nickellegierung oder V2A-Stahl, die Spindeln ebenfalls in Rotguß, Schmiedebronze oder Spezialstahl ausgeführt werden. Wegen des geringeren Reibungswiderstandes finden bei Durchmessern über 80 mm nur noch Schieber, in neuester Zeit auch Spezialventile — deren Bauart im Kap. III/C behandelt wird — Verwendung, gegenüber Ventilen älterer Bauart.

Den Kesselvorschriften gemäß wird in jede Speiseleitung — möglichst nahe am Kesselkörper — ein Speiseventil (Rückschlagventil) eingebaut, das bei Abstellung der Speisevorrichtung durch den Druck des Kesselwassers geschlossen wird. Zwischen Speiseventil und Kesselkörper soll außerdem noch eine Absperrvorrichtung angeordnet werden.

Die Windkessel der Speiseleitungen dienen zwei verschiedenen Zwecken; bei Kolbenpumpen zur Vermeidung von Stößen in der Leitung, in allen anderen Fällen zur Förderung der Luftabscheidung. Bei Kolbenpumpen werden, wie bei der Saugleitung bereits besprochen, die Windkessel in möglichster Nähe der Pumpe aufgestellt.

An dem Pumpendruckstutzen ist eine Rückschlagklappe — bei größeren Dimensionen ist diese mit Umlauf ausgerüstet — einzuschalten, um beim plötzlichen Abstellen die Beschädigung der Pumpe durch den Stoß der zurückfallenden Wassersäule zu verhindern.

Windkessel mit Entlüftungsvorrichtungen werden meistens am Wasseraustritt der Economiser angeordnet, da durch die Erwärmung die Trennung der Luft vom Wasser gefördert wird. Es empfiehlt sich jedoch, auch vor dem Eintritt in den Rauchgasvorwärmer eine Entlüftung vorzusehen, um das Röhrensystem desselben vor Korrosion zu schützen.

Die Druckleitung soll von der Pumpe aus ansteigend geführt werden, so daß Luftsäcke vermieden und die Entlüftung an dem Highestpunkte des Stranges bewerkstelligt werden kann.

Außer in Rauchgasvorwärmern erfolgt die Vorwärmung des Speisewassers auch in Abdampf- oder Zwischendampfvorwärmern, bei denen in ähnlicher Weise entsprechende Entlüftungen vorzusehen sind.

Zur Erhöhung der Betriebssicherheit — damit bei evtl. eintretenden Defekten in den Hauptsträngen der Speiseleitungen die Wasserversorgung der Kessel keine Unterbindung erleidet — werden auch die Speisewasserdruckleitungen, ähnlich wie die Hauptdampfleitungen, als Doppel- oder Ringleitungen ausgebildet (Abb. 15/T. 3).

Infolge der durch die Vorwärmung hervorgerufenen hohen Temperatur des Speisewassers entstehen Längenänderungen der Leitung, die bei langen Strecken nicht mehr von den in den Strängen vorhandenen Bogen aufgenommen werden können. Man wählt als Ausdehnungsvorrichtungen Federrohre in Lyra- oder ähnlich gestalteter Form.

Zur Speisewasserkontrolle, die zugleich diejenige der Dampferzeugung ergibt, werden Flügelrad-, Kolben- oder Venturiwassermesser (Abb. 216 bis 218/T. 37 u. 38) in die Druckleitung eingebaut.

Bei der Dimensionierung der Speiseleitungen legt man Wassergeschwindigkeiten von 1,5 bis 2 m/s zugrunde, und zwar sind bei Anwendung von Zentrifugalpumpen größere Geschwindigkeiten zulässig als bei Kolbenpumpen.

Kesselspeiseleitungen werden neuerdings auch öfters mit für Feuerlöschzwecke benützt. Es ist jedoch zweckmäßiger, die Feuerlöschleitungen direkt an die Pumpen anzuschließen.

#### 4. Abdampfleitungen.

Bei Abdampfleitungen ist zu unterscheiden zwischen solchen der Auspuffmaschinen und denen, deren Dampf noch anderen Zwecken dient.

Wir wollen uns zuerst mit der letztgenannten Art als der wichtigsten befassen. Die Verwendung des Abdampfes für Koch- und Heizzwecke bringt stets große wirtschaftliche Vorteile mit sich, wo neben Kraftbedarf ein Bedarf an Wärme vorhanden ist, wie dies beispielsweise der Fall ist bei Kochapparaten der chemischen Industrie, Trocknungsanlagen, Raumheizung usw. Auch andere Gründe führen vielfach zu einer Arbeitsweise der Hauptmaschine ohne Kondensation. So ist bei Fördermaschinen, Dampfhämmern, Pressen, Pumpen und Walzenzugmaschinen die Verwendung des Abdampfes zur weiteren Krafterzeugung ökonomisch. Unter Zwischenschaltung eines Dampfspeichers wird alsdann der Dampf zur weiteren Ausnutzung Niederdruckturbinen zugeführt und vorteilhaft verwertet.

Bei Anlagen mit Abdampfverwertung ist auf einen guten Wärmeschutz der Abdampfleitung zu achten.

Um die Leistung der Hauptmaschine nicht durch einen vermeidbaren Gegendruck zu verschlechtern, soll die Geschwindigkeit des Dampfes in der Abdampfleitung nicht hoch gewählt werden, etwa 15 m/s. Durch entsprechende Leitungsführung und Vermeidung scharfer Krümmen usw. ist der Reibungswiderstand niedrig zu halten.

Für eine sorgfältige Entwässerung muß Sorge getragen werden.

Sofern das Niederschlagwasser aus dem Abdampf der Kolbenmaschine wieder zur Kesselspeisung benützt werden soll, ist in die Abdampfleitung ein Ölwasserabscheider einzubauen, ebenso bei direkter Einführung des Abdampfes in den Speisewasserbehälter.

Bei einer kombinierten Anlage ist Vorsorge zu treffen, daß eine Störung in einem Teil nicht auch den anderen beeinträchtigt. Eine Auspuffleitung, die nach Belieben eingeschaltet werden kann, sichert den Betrieb der Kraftmaschine, eine Zuleitung für entsprechend gedrosselten

Frischdampf die Versorgung des Heizbetriebes mit dem benötigten Dampf. Die bei den Abdampfanlagen Verwendung findenden automatisch wirkenden Auspuffventile gemäß Abb. 225 bis 228 (T. 39/40) haben den Zweck, gegen die äußere Atmosphäre dicht abzuschließen und bei eintretendem Überdruck im Kondensator einen raschen selbsttätigen Auslaß zu gestatten.

Nur in Ausnahmefällen arbeiten stationäre Maschinen mit Auspuff ins Freie, ohne daß der Dampf ausgenützt wird; z. B. bei sehr kleinen Maschinen wie Speisepumpen kleiner Anlagen. Hier lohnt sich der Einbau eines Abdampfverwerters meistens nicht. Bei Bemessung der Abdampfleitung soll auch hier der Rohrdurchmesser genügend groß gewählt werden, um eine schädliche Rückwirkung auf die Maschine zu vermeiden. Eine Isolierung des Abdampfrohres kann hier unterbleiben.

An der tiefsten Stelle des aufsteigenden Stranges ist durch Schaffung eines Wassersackes nebst anschließendem Erdsiphon (Abb. 183 bis 185/T. 32) bzw. einer Rohrschleife für die Fortführung des Kondenswassers zu sorgen. Der Siphon gewährt dem Wasser freien Austritt und verhütet an der Entwässerungsstelle dennoch den Dampfaustritt. Die Länge des Siphons richtet sich nach dem Überdruck, der in der Abdampfleitung herrscht; bei 0,2 atü z. B. wähle man eine Tauchlänge von 2 bis 2,5 m.

Am oberen Ende des Stranges, welches über das Dach hinausragt, ist zweckmäßig eine Regenhaube (Abb. 186/T. 32) anzubringen; für größere Dampfmen gen empfiehlt sich statt der Haube die Anordnung eines Schalldämpfer-Wasserringes (Abb. 230 u. 231/T. 40), um einerseits das lästige Geräusch des auspuffenden Dampfes zu vermeiden, andererseits um das in ihm enthaltene Wasser und Öl aufzufangen.

**Rohrmaterial.** Als Material für Abdampfleitungen kommt für kleinere Rohrdurchmesser bis 50 mm l.  $\varnothing$  Gasrohr, für die größeren Abmessungen autogengeschweißtes und bei höheren Drücken wassergasgeschweißtes Rohr zur Anwendung.

Als Flanschverbindung wählt man bei kleineren Durchmessern aufgeschraubte Flanschen (Abb. 47/T. 6), bei den größeren Durchmessern aufgewalzte Flanschen (Abb. 46/T. 6) oder umgebördelte Enden und lose Flanschen (Abb. 50/T. 7), auch autogen vorgeschweißte Bunde und lose Flanschen (Abb. 52/T. 7).

Die Formstücke schweißt man an das Rohr an oder man fertigt sie aus Gußeisen bzw. Stahlguß an.

Das Dichtungsmaterial der Flanschverbindungen ist Asbest oder Klingerit.

Bei langen geraden Strängen müssen Kompensatoren eingebaut werden. Als solche haben sich Faltenrohr-, Linsenkompensatoren und Metallschläuche bewährt.



### 5. Kondensator-Rohrleitungen.

Aus dem Bestreben, die Energie des Dampfes in der Kraftmaschine weitmöglichst auszunützen, geht die Verwendung von Kondensatoren hervor. Bei Auspuffkolbenmaschinen herrscht hinter dem Kolben noch eine Spannung von etwa 1,15 bis 1,2 at, durch Kondensation verringert sich dieselbe auf 0,15 bis 0,2 at. Bei Turbinen kann eine Expansion des Dampfes bis auf 0,04 at erreicht werden.

Es sind zwei Systeme der Kondensation zu unterscheiden :

a) die Misch- oder Einspritzkondensation, wobei das Kühlwasser mit dem zu verdichtenden Dampf unmittelbar in Berührung gebracht wird,

b) die Oberflächenkondensation, die dadurch gekennzeichnet ist, daß der Arbeitsdampf sich auf den Wandungen eines Kühlrohrsystems kondensiert, welches im Innern wassergekühlt ist.

Die Mischkondensatoren sind billiger in ihrer Anschaffung als die Oberflächenkondensatoren und können mit verhältnismäßig unreinem Wasser betrieben werden. Wichtige Vorteile stellen aber letztere denen der ersteren Gruppe gegenüber. Die Oberflächenkondensatoren ergeben einen besseren Unterdruck, ihr Kraftbedarf ist geringer und das bei Dampfturbinen ölfreie Kondensat kann unmittelbar wieder zur Kesselspeisung benutzt werden.

Das sich bildende Kondensat und die vom Dampf mitgeführte oder durch Undichtheiten der Leitungen eingeströmte Luft müssen entfernt werden. Kondensat und Luft können gemeinsam durch eine Naßluftpumpe beseitigt werden, jedoch führt man meist getrennte Pumpen aus, für das Kondensat eine Kreiselpumpe, für die Luft eine Schleuderluftpumpe oder einen Strahlapparat.

Bei Kolbenmaschinen verwendet man kein tieferes Vakuum als 80 bis 85 %, bei Dampfturbinen, wo sich die Expansion weiter ausnützen läßt, beträgt dies 95 bis 97 % der theoretisch möglichen Luftleere.

Die durch Kondensation erzielten Ersparnisse sind von verschiedenen Bedingungen abhängig.

Für normale Verhältnisse beträgt die Verringerung des Kohlenverbrauches gegenüber Auspuffbetrieb etwa 35 %.

Der Leistungsverbrauch der Kondensationsanlage beträgt ca. 3 % der Maschinenleistung.

Die Mischkondensatoren arbeiten nach dem Parallel- oder nach dem Gegenstromprinzip. Im ersteren Falle treten Dampf und Kühlwasser an derselben Stelle in den Kondensatorraum ein. Warmwasser und Luft werden bei kleineren Anlagen von einer Luftpumpe gemeinsam, bei größeren Anlagen getrennt abgeführt, in diesem Falle die Luft mit einer Trockenluftpumpe oder einem Strahlapparat abgesaugt. Beim

Gegenstromkondensator treten Dampf und Einspritzwasser an verschiedenen Stellen in den Kondensator ein und strömen einander entgegen. Das Einspritzwasser wird von einer Zubringerpumpe zu einem Kühlwasser-Sammelbassin gefördert und strömt von dort dem Kondensator zu bzw. wird über eine geringe Höhe angesaugt (Luftleere des Kondensators). Das Gemisch aus Kondensat und warmem Kühlwasser wird entweder durch eine Pumpe abgesaugt oder fließt durch ein barometrisches Abfallrohr ab. Die sich im oberen Teil sammelnde Luft wird durch eine trockene Luftpumpe oder einen Strahlapparat abgesaugt.

Die Zubringerpumpe, die z. B. aus einem Fluß ansaugt, ist eine Kreiselpumpe, und deren Saugleitung soll mit Saugkorb und Fußventil ausgerüstet sein.

In neuester Zeit werden Gegenstrom-Mischkondensatoren auch unmittelbar unter der Dampfturbine aufgestellt. Man erzielt dadurch nachstehenden Vorzug:

Die früher üblichen barometrischen Kondensatoren mußten wegen ihrer großen Bauhöhe gewöhnlich außerhalb des Maschinenhauses aufgestellt werden, was lange Abdampfleitungen zur Folge hatte, welche große und unvermeidliche Vakuumverluste verursachten und die unbedingt nötigen hohen Luftleeren nicht erreichen ließen.

Bei den Oberflächenkondensatoren kommen folgende Bauarten in Betracht:

1. Der liegende geschlossene Kesselkondensator: das Kühlwasser strömt hier durch Rohre, die vom Dampf umspült werden. Wegen ihrer einfachen Konstruktion wird diese Art am häufigsten verwendet, während die nachstehenden Arten nur selten Verwendung finden.

2. Der stehende, offene Kondensator: die Rohre können im Betriebe von oben nach unten gereinigt werden. Diese sind bei schlechtem schlammigen Wasser anzuwenden.

3. Der Berieselungskondensator: bei demselben strömt der Dampf durch die Rohre, die Kühlung ist sehr energisch, daher der Kühlwasserbedarf sehr gering. Dementsprechend geringer Kraftaufwand für die Umlaufpumpe.

4. Der Bassinkondensator: ähnlich wie beim Rieselkondensator durchströmt hier der Dampf die Rohre. Er gestattet leichte Reinigungsmöglichkeit im Betriebe.

Die Bauarten 3. und 4. finden besser keine Anwendung, wenn das Kühlwasser einen hohen Gehalt an kohlenurem Natron aufweist. Die Kohlensäure kann hier leicht entweichen, wodurch Salze ausfallen und sich Ablagerungen auf den Rohren bilden.

Wird der Abdampf mehrerer Maschinen in einem Kondensator niedergeschlagen, so spricht man von Zentralkondensation.

Der zentrale Kondensator kann als Mischkondensator oder als Oberflächenkondensator ausgebildet sein.

Bei Zentral-Mischkondensationsanlagen steht der Kondensator meistens auf einem konsolartigen Podest und ist mit einem barometrischen Abfallrohr versehen; in seiner vorderen Kammer ist ein Dampftöler eingebaut oder demselben vorgeschaltet. Das Ölwassergemisch wird zweckmäßig ebenfalls durch ein barometrisches Fallrohr entfernt, so daß die Ölpumpe in Wegfall kommt. Das Hauptfallrohr (für Warmwasser) mündet in ein gemauertes Bassin. Bei Rückkühlung des Umlaufwassers wird es von hier zur Kühlanlage (z. B. Kaminkühler) gedrückt. Eine zweite Pumpe führt das Wasser aus dem Kühlwassersammelbassin wieder in den Kondensator.

Auch bei der Zentralkondensation mit Oberflächenkondensator wird der Abdampf vor Eintritt in den Kondensator entölt. Eine Verschmutzung der Rohre und daraus folgende Verschlechterung des Wärmeüberganges wird hierdurch vermieden; außerdem läßt sich das Öl, nachdem es in Separatoren und Filtern von Wasser und Verunreinigungen gesäubert ist, wieder zur Schmierung verwenden.

Es kommen, wie schon oben vermerkt, hauptsächlich die geschlossenen, liegenden Kesselkondensatoren zur Verwendung. Um auch bei weniger gutem Wasser diesen Typ verwenden zu können, hat man in solchen Fällen eine Kühlwasserreinigung bzw. eine Behandlung mit Säure (Impfanlage) vorzusehen. Bei den in Frage kommenden großen Wasseranlagen sind zur Reinigung deshalb umlaufende Rechen zu empfehlen. Bei kleineren Anlagen genügen gewöhnliche Seiher oder Seiher mit Bürstenreinigung (Abb. 235/T. 40) oder evtl. Doppelseiher (Abb. 233/T. 40), wobei, während der innere gereinigt, der äußere hochgezogen wird. Der Kühlwasserumlauf bei Rückkühlung läßt sich so gestalten, daß das Wasser von einer Pumpe durch die Kühlrohre gedrückt und weiter zum Kühlwerk gefördert wird.

Als Kühlwerke kommen in Frage: Kühlturm, Gradierwerk oder Kühltisch, evtl. mit Streudüsen über denselben.

Ist Frischwasser in genügender Menge und von brauchbarer Beschaffenheit vorhanden, so wird man auf die Rückkühlung verzichten.

Die Durchschnittstemperaturen für die verschiedenen Kühlungsarten sind: bei Entnahme aus Brunnen etwa  $10^{\circ}\text{C}$ , aus Flüssen und Teichen 10 bis  $25^{\circ}$ , bei rückgekühltem Wasser etwa  $30^{\circ}$ . Das heiße Kondensat wird in einen Speisewasser-Sammelkasten geleitet und von dort durch die Speisepumpe den Vorwärmern und Kesseln zugeführt.

Zur Entfernung des Ölwassers aus den Dampftöleren und des Kondenswassers aus den Abdampfleitungen, die nicht mit Gefälle zum Kondensator verlegt werden können, dienen besondere Apparate, weil verhütet werden muß, daß das Vakuum durch die Entwässerung gestört wird.

An die Wassersäcke werden Behälter derart angeschlossen, daß ein sorgfältig eingeschliffener Hahn in der Verbindungsleitung mit den übrigen Hähnen des Sammelbehälters zwangsläufig verbunden ist. Dadurch wird erreicht, daß die Verbindung mit der Vakuumleitung geschlossen, wenn der Sammelbehälter nach dem Freien geöffnet ist. Nach dem gleichen Prinzip werden sowohl automatisch wirkende, als auch von Hand zu bedienende Ableiter gebaut.

**Kühlwassermenge.** Die nötigen Kühlwassermengen sind außer von der Tiefe des gewünschten Vakuums stark von der Temperatur des zur Verfügung stehenden Wassers abhängig. Für mittlere Verhältnisse gelten folgende Zahlen: bei Mischkondensation das 25- bis 40fache der niederzuschlagenden Dampfmenge, bei Oberflächenkondensation das 50fache und höher.

**Rohrmaterial.** Die Herstellung der Abdampf-, Wasser- und Luftrohrleitungen erfolgt in Stahl, nahtlos, wassergas- oder autogen-geschweißt, oder in Gußeisen. Die Vorzüge der Stahlröhren gegenüber Gußrohren sind bereits an anderer Stelle genügend hervorgehoben worden.

Als Flanschenverbindungen, die besonders bei Vakuumleitungen sorgfältig hergestellt sein müssen, weil ein schlechtes Vakuum den Wirkungsgrad der Maschine verschlechtert, wählt man bei kleineren Durchmessern aufgewalzte Flanschen (Abb. 44/T. 6), bei größeren Durchmessern solche mit umgebördelten Enden und losen Flanschen (Abb. 50/T. 7) oder mit aufgeschweißten Bunden und losen Flanschen (Abb. 49/T. 7).

Die Leitungen für das Umlaufwasser erhalten einen Schutz gegen die Einwirkung des Wassers durch einen zuverlässigen Rostschutzanstrich oder eine Verzinkung.

Als Dichtungsmaterial verwendet man Gummiringe.

Freiliegende Kühlwasserleitungen sind gegen Einfrieren durch Umhüllung zu schützen, in der Erde liegende Leitungen deshalb in frostfreier Tiefe zu verlegen.

Für Entleerungsmöglichkeit ist Sorge zu tragen. An entsprechenden Stellen der Kühlwasserleitungen, evtl. auch am Kondensator selbst, sind Belüftungsvorrichtungen vorzusehen. Bei der Anordnung der Leitungen ist auf die Vermeidung unnötiger Widerstände zu achten.

Für die Konstruktion der Abdampfleitung kommen die gleichen Forderungen wie bei den Frischdampfleitungen in Betracht; die Isolierung fällt hier fort, auf eine Ausdehnungsmöglichkeit der Leitung muß geachtet werden. Vernachlässigung dieses letztgenannten Punktes kann dazu führen, daß auf Maschine und Kondensator rückwirkende schädliche Kräfte ausgeübt werden. Um dies zu vermeiden, kommen zwischen Turbine und Kondensator meistens schmiedeiserne Blechlinienkompen-

storen (Abb. 239/T. 41) zur Anwendung, die früher üblichen Stopfbüchsen mit Wasserdichtung werden heute nur noch selten angewandt.

Um auch bei eintretenden Störungen am Kondensator die Maschine weiterlaufen lassen zu können — wenn auch mit verringerter Leistung — und um das Turbinengehäuse nicht einem gefährlichen Überdruck auszusetzen, ist auf alle Fälle ein Hilfsauspuff vorzusehen, der in der Weise angeordnet ist, daß, sobald Überdruck in der Leitung entsteht, eine Klappe (Abb. 177/T. 30 u. 178/T. 31) oder ein Auspuffventil (Abb. 225 bis 228/T. 39 u. 40) automatisch geöffnet wird, der einen raschen, selbsttätigen Auslaß gestattet.

Für den Fall, daß längere Zeit mit Auspuff ins Freie gearbeitet werden soll, läßt sich der Kondensator durch einen Schieber absperren.

Bei Vakuumleitungen ist die Stopfbüchse der Absperrschieber die zumeist undicht werdende Stelle, durch welche atmosphärische Luft in die Leitung eintreten kann, die das Vakuum der Maschine verringert. Man verwendet deshalb bei Vakuumleitungen mit Vorteil Schieber mit Wassertopf (Abb. 98/T. 9). Letzterer verhindert den Lufteinlaß an der Stopfbüchse infolge des mit Wasser gefüllten Topfes.

## 6. Kondenswasserleitungen.

**Kondensatbildung.** Das Kondenswasser, welches sich bei der Inbetriebnahme in der kalten Rohrleitung oder in normalem Betrieb durch die unvermeidlichen Wärmeverluste bildet, muß schnell und sicher abgeführt werden können, sonst wird die Rohrleitung und die Maschine unter Wasserschlägen zu leiden haben. Das mitgeführte Wasser führt außerdem zu Wärmeverlusten, was eine Minderleistung der Maschine zur Folge hat.

Rohr- und Ventilbrüche, Beschädigungen der Maschinen und der Schaufeln von Turbinen usw. sind in den meisten Fällen auf Wasserschläge zurückzuführen. Die Rohrleitung muß daher sowohl während des Betriebes als auch bei Stillstand entwässert werden können. Würde Wasser in der Leitung stehenbleiben, so würde dies bei neuem Dampfeinlaß zu Schlägen in der Leitung führen.

Unter Umständen ist es sogar zu empfehlen, eine weitverzweigte Rohrleitung ständig unter Dampf zu halten, um ein wiederholtes Anwärmen zu vermeiden.

Durch Verlegung der Leitungen mit Gefälle nach den Maschinen zu erreicht man, daß auch bei ruhendem Dampf das Wasser den Abscheidern zufließt.

**Wasserabscheider.** Die Wirkungsweise der Wasserabscheider, die auch gleichzeitig als Schlammfänger und Ausgleichbehälter dienen, beruht auf der großen Differenz des spezifischen Gewichtes von Dampf und Wasser. Bei plötzlichem Richtungswechsel des Dampfstromes, der

durch eingebaute Querwände, Eingängerohre, Siebe und dergleichen erreicht wird, behalten die Wasserteilchen ihre Bewegungsrichtung bei und sondern sich vom Dampf ab. Jedes Rohrknien kann zur Wasserabscheidung benutzt werden.

Eine einfache Art der Wasserabscheidung stellt Abb. 187 (T. 32) dar, wobei der Dampf von oben oder von rechts kommen kann. Das Kondenswasser sammelt sich auf alle Fälle in dem einen Schenkel des Rohrkrümmers. Das an dem Blindflansch angebrachte Ventil ist so weit geöffnet, daß das sich bildende Kondensat abfließen kann, ohne daß der Dampf austritt.

Es sind im Laufe der Zeit zahlreiche Konstruktionen entstanden, von denen in Kap. III/C 7 einige Beispiele wiedergegeben sind.

Bei Satttdampfleitungen von kleinerem Durchmesser verwendet man solche in gußeiserner Ausführung, bei höheren Drücken und überhitztem Dampf bestehen diese aus Stahlguß. Bei größeren Leitungsdurchmessern geht man zur Kessel- oder ähnlicher Form über, deren Mäntel und Böden aus Blech bestehen und genietet oder geschweißt werden. Bei den neuesten Anlagen für Höchstdruck verwendet man auch solche in nahtlos geschmiedeter Ausführung aus Stahl von hoher Festigkeit.

Wasserabscheider in überlapptgeschweißter Ausführung gewähren eine vollkommen dauernde Dichtheit, die bei der genieteten Naht nicht in gleichem Maße sichergestellt ist. Nietverbindungen werden leicht undicht, wenn sie infolge von Temperaturänderungen und verschiedenem inneren Druck häufig wechselnden Zug-, Druck- und Biegebbeanspruchungen ausgesetzt sind.

Wegen der evtl. durch die Wasserabscheider aufzunehmenden Wasser schläge sind dieselben hochbeanspruchte Teile einer Dampfleitung, was eine zuverlässige Ausführung bedingt.

Bei langen Leitungen sind dieselben in entsprechender Entfernung einzuschalten, wie auch vor den Entnahmestellen.

Um die schädlichen Wirkungen zu vermeiden, die — neben dem Wasser — in den Leitungen mitgeführten Unreinigkeiten an den Maschinen, besonders an den Schaufeln der Turbinen, hervorrufen, empfiehlt es sich, unmittelbar vor den Maschinen, zwischen Wasserabscheider und Maschine, noch ein besonderes Dampfsieb mit auswechselbaren Seihern einzubauen. Die Sieblöcher sollen höchstens 2 mm betragen.

**Kondenswasserrückleitung.** Das Kondenswasser eignet sich wegen seiner chemischen Reinheit, seiner Ölfreiheit und hohen Temperatur vorzüglich als Speisewasser und wird deshalb zweckmäßig wieder dem Kessel zugeführt.

Es stehen dazu zwei Wege offen. Der erste Weg ist der, daß man das Leitungskondensat dem Speisewassersammelbehälter zuführt, wo

eine Mischung mit Maschinen- und Heizungskondensat stattfindet. Dieser Weg verursacht viel Wärmeverlust, was der zweite vermeidet. Bei diesem wird das Leitungskondensat getrennt in den Kessel zurückgeleitet; sei es mit einer Entwässerungspumpe oder mit sogenannten Kondenswasserrückspeisern, die in Kap. III/C 8 dargestellt sind. Der Dampfverbrauch der Rückspeiser ist gering und eine Wartung kaum nötig.

**Kondenswasserableiter.** Bei einfacher Ableitung des Kondenswassers zum Sammelbehälter werden hinter die Entwässerungsstellen Kondensstöple geschaltet, deren Arbeitsweise meistens auf der Verwendung einer Schwimmerkonstruktion beruht, die zwangsläufig verbundene Schieber oder Ventile automatisch betätigt und so eine selbsttätige Entwässerung bewirkt.

Um die im Topf sich bildende Luft abzuführen, ist oben am Topf ein selbsttätiges Entlüftungsventil angebracht.

Für Niederdruckleitungen benützt man auch Kondenswasserableiter, deren Wirkungsweise auf der Betätigung von Ventilen durch die Ausdehnung verschiedener Metalle durch die Wärme beruht.

Für Unterdruckleitungen können Kondensstöple nicht verwendet werden, hierfür sind besondere Hebeapparate aufzustellen.

In Kap. III/C 8 werden einige Konstruktionen von Kondenswasserableitern angeführt.

Als Werkstoff für Kondenswasserableiter kommt für das Gehäuse bei Sattedampf Gußeisen, bei überhitztem Dampf Stahlguß in Frage. Für die Ventile bzw. Schieber und deren Sitze Nickel bzw. nichtrostender Stahl.

Zur Kontrolle der Wirkungsweise werden oft hinter denselben Schaugläser oder Dreiweghähne angeordnet (Abb. 208 u. 209/T. 35 u. Abb. 210/T. 35).

Um bei Instandsetzung oder Auswechslung des Kondenswasserableiters den betreffenden Entwässerungsstrang nicht abstellen zu müssen, empfiehlt es sich, eine getrennte Umföhrungsleitung anzuordnen, wie sie in Abb. 207 (T. 35) dargestellt ist.

Die vorstehend beschriebenen Apparate dienen hauptsächlich dazu, die verhältnismäßig großen Wassermengen bei Anwärmung der Leitungen zu bewältigen. Es muß jedoch auch das während des Betriebes sich bildende Kondensat abgeföhrt werden. Diesen Zweck erreicht man vollkommen, indem man das Wasser von den Entwässerungsstellen unter vollem Druck einer Zentrifugalpumpe zuföhrt, und zwar so, daß das Wasser nicht in die Saugleitung geföhrt wird, sondern zu der Stufe, deren Eintrittsdruck nur wenig niedriger als der Druck des zulaufenden Kondensates ist. Falls außer Wasser auch Dampf durch die Kondensleitung abströmt, geht dessen Energie nicht verloren, weil in der Speisepumpe das Wasser die Dampfwärme aufnimmt.

## 7. Abableitungen der Dampfkessel.

Vorrichtungen zum Ablassen der Kessel müssen auch aus folgenden Gründen vorgesehen werden: Meistens gelangt das Wasser nicht restlos enthärtet und gereinigt in den Kessel, daher werden bei der Verdampfung Stoffe ausgeschieden, die sich entweder als Kesselstein auf den Wandungen des Kessels oder der Siederohre festsetzen, oder sich als amorpher Schlamm im unteren Teil des Kessels sammeln. Letzterer muß öfters, oft mehrmals am Tage, unter Druck durch Ablassen (Abschlämmen) beseitigt werden.

Damit dies auch wirksam und sicher ausgeführt werden kann, ist es ein erstes Erfordernis, die Armaturen (Hähne, Schieber oder Ventile) so zu konstruieren, daß sie stets leicht gangbar sind. Die Innengarnitur derselben soll möglichst säurebeständig sein, man verwendet deshalb für die Dichtflächen der Schieber bzw. Ventile Nickel oder nichtrostenden Stahl, für deren Gehäuse Stahlguß.

Auf eine gute Zugänglichkeit und Bedienungsmöglichkeit der Ablassvorrichtung durch Hand- oder Fußbetätigung muß ebenfalls Rücksicht genommen werden.

Um Wasserverlusten vorzubeugen, werden zweckmäßig stets zwei Absperrvorrichtungen hintereinandergeschaltet angeordnet. Wird nur ein Abschlußorgan am Kessel vorgesehen, so muß am Schluß der Sammelleitung ein weiteres angebracht werden, damit bei Undichtsein eines Organes das Auslaufen eines Kessels auf jeden Fall vermieden wird.

Für eine sorgfältige Ausführung der Leitung ist Sorge zu tragen.

Die Leitung vor dem Absperrorgan ist ein Bestandteil des Kessels und revisionspflichtig.

An die Leitung evtl. angeschlossene Niederdruck-Abableitungen müssen durch Ventile abstellbar sein.

Als Material für die Leitung zwischen Kessel- und Ablassorgan kommt nahtloses Rohr in Betracht, welches, soweit es im Feuerzug liegt, durch Schamotteumhüllung zu schützen ist. Hinter dem Absperrorgan können auch Gußrohre zur Anwendung gelangen.

## B. Rohrleitungen für Zentralheizungen und Fernheizanlagen<sup>1</sup>.

**Ausführungsarten.** Die Zentralheizungen zerfallen in zwei Hauptgruppen:

1. die Luftheizungen, bei diesen ist Luft die Trägerin der Wärme,

---

<sup>1</sup> Ausführliche Behandlung siehe H. Rietschel: Leitfaden der Heizungs- und Lüftungstechnik. Berlin: Julius Springer.



2. die Dampf- und Wasserheizungen, hier wird von einem Kessel aus den in den Räumen aufgestellten Heizkörpern die Wärme in Form von Dampf oder warmem Wasser zugeführt.

Luftheizungen werden weniger angewandt, auch kommt bei Fernheizungen, welche wir in erster Linie berücksichtigen wollen, ein Betrieb mit Heißluft nicht in Frage.

Bei Dampfheizungen ist zwischen Hoch- und Niederdruck-Dampfheizung zu unterscheiden.

Die direkte Hochdruckdampfheizung ist wegen der in den Heizkörpern auftretenden hohen Temperaturen und der dadurch verursachten Staubversengung mit hygienischen Nachteilen verbunden, sie hat aber eine große Bedeutung bei der Fernübertragung der Wärme.

Aus ähnlichem Grunde kommt auch die Heißwasserheizung (Temperatur des Wassers über  $100^{\circ}\text{C}$ ) hauptsächlich für Fernheizanlagen in Betracht.

Für Wohnräume ist die Warmwasserheizung mit einer Verlaufstemperatur von rund  $95^{\circ}\text{C}$  am zweckmäßigsten.

**Abwärmehheizung.** In den Kap. I/A 2 u. 4 wurde schon auf die übliche und aus wirtschaftlichen Gründen sehr zu empfehlende Verbindung von Kraft- und Heizbetrieb hingewiesen.

Zur Verwertung des Ab- bzw. Zwischendampfes stehen verschiedene Wege offen.

Besonders wenn ausgedehnte Anlagen mit Wärme zu versorgen sind, bietet die Warmwasserheizung, welche in diesem Falle als Pumpenheizung auszubilden ist, große Vorteile. Die Dampfwärme wird in einem mit Dampf gespeisten Warmwasserkessel oder in einem Gegenstromapparat an das Wasser abgegeben.

In vielen Fällen wird in größeren Entfernungen z. B. für Kochzwecke Dampf gebraucht und wird man den Dampf unmittelbar den Verbrauchsstellen zuführen müssen. Es ist bei dieser Anordnung damit zu rechnen, daß der Gegendruck auf die Maschine verhältnismäßig hoch wird und muß deshalb der Querschnitt der Leitung reichlich gewählt werden.

Eine Prüfung der Verhältnisse wird ergeben, daß oft die Heizung mit Zwischendampf die günstigste Lösung ergibt.

Bei Verwendung des Abdampfes von Kolbenmaschinen für Heizzwecke ist die Entölung des Dampfes unerlässlich, da das Öl durch Absetzen in den Rohrleitungen Querschnittsverengung verursacht sowie durch den verminderten Wärmeübergang an Heizkörper und Warmwasserbereiter zu Störungen und einer Verringerung der Heizfähigkeit führt.

Steht die Abwärme nicht in Form von Abdampf, sondern als Abgas (einer Gasmaschine oder Feuerung) zur Verfügung, so wird in einem

Abhitzeessel entweder Dampf oder warmes Wasser erzeugt. Die eigentliche Heizungsanlage unterscheidet sich in diesem Falle nicht von einer solchen mit direkt gefeuertem Kessel.

**Hochdruckfernheizung.** In einem reinen Fernheizbetrieb, also ohne vorangegangene Krafterzeugung, wird man zwischen hochgespanntem, hochüberhitztem Dampf und warmem Wasser als Wärmeträger zu wählen haben. Die Entscheidung ist hier nach ähnlichen Gesichtspunkten, wie sie oben für Abdampf angegeben ist, zu treffen. Hierzu sei bemerkt, daß für Hochdruckdampf der Umstand spricht, daß ziemliche Druckverluste zulässig sind und daher die Querschnitte der Leitung eng bemessen werden können, wodurch das Rohrnetz billig ausfällt. Andererseits muß aber wegen des hohen Druckes die Leitung in begehbaren Kanälen gelagert sein.

Die Vorlaufleitung wird meistens als Doppelleitung ausgeführt, wobei die eine als Reserve dient. Diese Ersatzleitung wird so bemessen, daß sie für den Sommerbetrieb genügt (Dampf für Kochen, Waschen usw.) und gleichzeitig auch für den Winterbetrieb bei größter Einschränkung der Heizung. Die Hauptleitung dagegen muß für die größte erforderliche Dampfmenge bemessen werden unter Berücksichtigung evtl. geplanter Erweiterungen.

Wird der Dampf den einzelnen Gebäuden unter hohem Druck zugeführt, so muß derselbe vor Eintritt in die Heizkörper reduziert werden.

Ist die anfängliche Spannung z. B. 8 atü, so wird sie, falls die Heizung als Hochdruckheizung ausgebildet ist, auf etwa 2 atü reduziert.

Bei Niederdruckleitungen herrscht ein Überdruck von etwa 0,1 bis 0,2 atü.

Der Dampf, welcher in den Heizkörpern kondensiert, wird dem Kessel wieder zugeführt. Das Kondenswasser muß also aus den Heizkörpern entweichen können, ohne daß Dampf ausströmt. Bei Niederdruckdampfheizungen ist dies einfach zu erreichen, indem zwischen Heizkörper und Kondensableitung eine Rohrschleife, deren Höhe mit dem Überdruck des Dampfes übereinstimmt, eingeschaltet wird. Bei Hochdruckdampfheizungen kommen an Stelle dieser Schleifen Kondenswasserableiter von ähnlicher Konstruktion, wie sie für die Entwässerung von Frischdampfleitungen in Gebrauch sind, zur Anwendung.

**Warmwasserheizung.** Wegen des geringen Überdruckes ist die Wahrscheinlichkeit einer Störung bei einer Warmwasserleitung bedeutend geringer als bei einer Hochdruckdampfheizung, und es ist dementsprechend üblich, auch bei Fernanlagen die Leitungen einfach auszuführen. Aus demselben Grunde kann auch davon abgesehen werden, die Leitungen in begehbaren Kanälen zu lagern, denn bei sachgemäßer Ausführung der Leitung kommen Schäden äußerst selten vor. Trotzdem hat die Ausführung der Kanäle sorgfältig zu geschehen, da-

mit die Isolierung der Leitungen nicht durch eindringende Bodenfeuchtigkeit leidet.

**Leitungen.** Beim Bau der Hauptzuleitungen kommen dieselben Gesichtspunkte zur Geltung, die im Kap. I/A 1 bei der Behandlung der Hauptdampfleitungen besprochen wurden.

Bei Dampf- und Heißwasserleitungen kommt für den Unterstrich des Wärmeschutzes der Rohre hauptsächlich Kieselgur zur Anwendung; bei Warmwasserheizungen läßt die Temperatur auch das Anbringen von Kork, Filz und ähnlichen Stoffen direkt auf die Rohre zu.

Auf die Wärmedehnung der Leitung muß Rücksicht genommen werden, entweder durch Wahl einer Rohrleitungstraße mit Ablenkungen oder durch eingebaute Ausdehnungsrohre in Gestalt von Linsenkompensatoren oder Metallschläuchen und Faltenrohren.

**Rohrmaterial.** Als Rohrmaterial für die Hauptleitungen kommen nahtlose Rohre in Frage, die mit Aufwalzflanschen (Abb. 44/T. 6) versehen werden; bei Durchmesser über 400 mm wassergasgeschweißte Rohre mit umgebördelten Enden und losen Flanschen (Abb. 50/T. 6) oder vorgeschweißten Bundens und losen Flanschen (Abb. 52/T. 6). Eine zuverlässig ausgeführte Schweißverbindung ist ebenfalls zulässig und werden ja heute die großen Fernheizanlagen durchweg und auch bei kleineren Heizungen die Rohrleitungen geschweißt.

Als Dichtungsmaterial für die Flanschverbindung kommt Klingerit in Betracht.

Die Nebenleitungen in den Gebäuden werden bei geringen lichten Weiten aus Gasrohren mit Gewindemuffenverbindungen hergestellt.

An den Stellen, wo die Rohre durch Mauern und Decken geführt werden, sind Rohrhülsen einzubauen. Bei der Montage ist darauf zu achten, daß die Rohre nicht in den Hülsen anliegen, weil sonst bei jeder Längenänderung störende Geräusche erzeugt werden.

Die Aufhängung der Rohre erfolgt mittels Fest- oder Gleitschellen. Bei Verwendung letzterer muß ebenfalls auf Vermeidung von Geräuschen geachtet werden.

Bei der Verlegung der Dampfleitungen ist darauf zu achten, daß den Rohren ein Gefälle gegeben wird, damit das Leitungskondensat störungsfrei und geräuschlos abfließen kann.

An den tiefsten Stellen der Leitung wird das Kondensat durch Kondenstöpfe abgeleitet.

Hinsichtlich der Gefahr des Rostens sind Wasserheizungen im Vorteil gegenüber Dampfheizungen, sofern darauf geachtet wird, daß die Luft aus dem Wasser durch Aufkochen desselben ausgeschieden und als Ersatz für die verdampften Mengen nur reines Regen- oder abgekochtes Wasser benutzt wird. Eine Entleerung der Anlage ist daher möglichst zu vermeiden.

Bei modernen Warmwasserfernheizungen wird zwischen Warmwassererzeuger und Rohrnetz ein Entgaser eingebaut, um eine Korrosion der Leitung und der Apparate sicher zu verhüten.

**Entlüftung.** Die Warmwasserleitungen in den Gebäuden müssen mit Steigung nach dem Ausdehnungsgefäß zu verlegt werden, um eine einfache, natürliche Entlüftung zu erzielen.

Bei Pumpenheizungen werden geschlossene Entlüfter angewandt. Dieselben müssen jedoch nach Inbetriebsetzung der Leitung öfters von Hand geöffnet werden.

Bei den Dampfheizungen werden die Heizkörper mit selbsttätigen oder von Hand bedienten Entlüftern versehen.

Mit Rücksicht darauf, daß bei Abstellung der Heizung durch die Kondensation des noch in den Heizkörpern befindlichen Dampfes ein Vakuum entsteht, müssen außer Ent-, auch Belüfter vorgesehen werden.

**Heizkörper.** Die Heizkörper selbst werden als Rohrschlangen, Rippenrohre oder Radiatoren ausgeführt. Einfache Rohrschlangen sind höher im Preis und beanspruchen viel Platz. Man wählt daher — namentlich für größere Räume — vorteilhaft Rippenrohre, die sich im Preis günstiger stellen. Für Wohn- und Arbeitsräume werden Radiatoren mit glatter Oberfläche benutzt, die den Vorteil der besseren Reinigungsmöglichkeit als Rippenrohre besitzen. Die Temperatur der Heizkörper einer Warmwasserheizung kann durch ein vorgeschaltetes Ventil geregelt werden, indem es die zufließende Wassermenge ändert. Die gleiche Art der Regelung ist bei Niederdruckdampfheizungen möglich, bei Hochdruckdampfheizungen dagegen nicht, weil, wenn hier der Heizkörper mit Dampf gefüllt ist, derselbe stets die gleiche Temperatur beibehält. Man kann deshalb bei dieser Gattung von Heizungen die gewünschte Raumtemperatur nur dadurch wirksam erreichen, indem man einen Teil der Heizkörper vollständig absperrt.

## C. Rohrleitungen für Gasversorgung.

Während früher für jede Ortschaft eine eigene Gasanstalt errichtet und die Gasversorgung größerer Städte oft sogar auf mehrere Werke verteilt wurde, herrscht jetzt das Bestreben vor, den Versorgungsgebieten möglichst große Ausdehnung zu geben und die Gaserzeugung in Großgaswerken zu konzentrieren, die eine ähnliche Aufgabe erfüllen wie die Überlandzentralen für die Elektrizitätsversorgung.

Zuerst sollen die städtischen Netze behandelt werden, im Anschluß daran die Anlage von Fernleitungen.

**Verteilungssysteme.** Für die Verteilung des Gases können zwei Wege gewählt werden; entweder zweigen von dem Hauptspisestrang voneinander getrennte Nebenleitungen ab (Verästelungssystem) oder die

Leitungen werden untereinander verbunden (Zirkulationssystem). Im letzteren Falle findet die Speisung entweder durch ein Hauptrohr statt, oder eine Ringleitung umschließt das Versorgungsgebiet und wird von allen Seiten gegen die Mitte zu mit Nebensträngen durchzogen. Die Aufgabe deckt sich größtenteils mit der eines Wasserversorgungsnetzes, es sei daher auf die Abb. 20 bis 24 / T. 4 des Kap. I/J verwiesen, wo Beispiele von Verästelungs- und Zirkulationsnetzen gegeben werden.

Das Zirkulationssystem bietet den Vorteil einer gleichmäßigeren Verteilung des Gasdruckes, und nur abnormale, lokale Verhältnisse können Anlaß dazu geben, das Verästelungssystem vorzuziehen. Außerdem wird beim Zirkulationsnetz bei notwendiger Absperrung einer Strecke nur ein kleineres Gebiet hiervon betroffen.

**Rohrmaterial.** Von dem Gasbehälter bzw. Stadtdruckregler (Abb. 164 bis 166 / T. 26) wird das Leuchtgas den einzelnen Verbrauchsstellen mittels Stahl- oder gußeisernen Rohren zugeführt. Der Überdruck ist im allgemeinen gering, und deshalb die Gefahr der Zerstörung der Rohre durch Erdbewegungen oder durch Belastungen des Straßenverkehrs größer als durch den Innendruck. Man verwendet deshalb auch hier mit Vorteil Stahlrohre, die — wie schon an anderer Stelle vermerkt — den gußeisernen Rohren gegenüber den Vorzug der höheren Festigkeit und Sicherheit gegen Bruch, sowie den der größeren Einzellängen haben. Dieselben gestatten auch ihre Verbindung mittels autogener Schweißung, wodurch eine vollkommene Dichtigkeit der Leitung erzielt wird, was bei Verwendung der Muffendichtung mit Hanfstrick und Blei nicht in gleichem Maße der Fall ist.

Eine viel angewandte Schweißverbindung für Gasleitungen ist die nach Abb. 65 (T. 7), eine gebräuchliche Muffenverbindung für Stahlrohre stellt Abb. 75 (T. 7) dar. Die Rohre sind gegen Rostangriff durch Asphaltierung zu schützen; in der Erde verlegte Stahlrohre auch noch zu bejuten. Einen widerstandsfähigeren äußeren Schutz der neueren Zeit stellt Bitumen mit Wollfilzumwicklung dar.

Als frostfreie Tiefe wählt man in Deutschland 0,9 bis 1,25 unter der Straßenoberfläche.

**Entwässerung.** Jedes Leuchtgas, auch von bester Beschaffenheit, schlägt mit der Zeit in den Leitungen Wasser nieder, welches sich — wie der mitgeführte Teer — an den tiefsten Stellen der Leitung sammelt und entfernt werden muß. Es werden deshalb zu diesem Zwecke in gewissen Abständen sogenannte Wassertöpfe (Siphons) in die Leitung eingebaut, welche eine Verstopfung der Rohre verhindern. In den Wassertopf mündet ein 20 bis 25 mm weites Rohr, mittels welchem der Topf durch eine Handpumpe entleert werden kann. Dieses Saugrohr wird durch eine Straßenkappe vor Beschädigung geschützt.

**Absperrung.** Es empfiehlt sich, an gewissen Stellen Wassertöpfe mit einer etwa 150 mm unter Rohrunterkante führenden Scheidewand einzubauen, um durch Füllen mit Wasser einzelne Strecken absperrn zu können. Ein etwas tiefer eintauchendes Rohr verbindet man mit einer Laterne, deren Verlöschen anzeigt, daß der Topf entleert werden muß.

Bei höherem Überdruck müssen Schieber eingebaut werden, um bei Störungen die betreffenden Strecken abschalten zu können und die Leitung auf Gasverluste zu prüfen.

Die Leitungen erhalten nach dem Topf hin ein Gefälle von ca. 4 mm auf 1 m Länge. In der Nähe des Werkes werden die Töpfe in Abständen von etwa 400 m angeordnet, bei größerer Entfernung genügt ein Abstand von 800 bis 1000 m.

**Abzweige.** Für Abzweige größerer Weite werden Formstücke eingebaut, sog. A-, AA-, B-, BB-, C-, CC- usw. Stücke. Abzweige für die Hausanschlüsse werden mittels Anbohrschellen hergestellt, letztere können auch bei Stahlrohr benutzt werden, sofern man hier nicht vorzieht, die Abzweigstutzen aufzuschweißen.

In Bezirken, die von der Gasanstalt weit entfernt liegen, muß noch ein Überdruck von 30 bis 40 mm WS herrschen; wegen des Druckabfalles muß deshalb im Gasometer ein entsprechend höherer Druck herrschen.

**Ferngasversorgung.** Wesentlich höhere Drücke kommen bei Ferngasleitungen in Frage. Ferngasleitungen wurden zuerst in Amerika gebaut, um das Naturgas von den Quellen nach den weitentfernt liegenden Verbrauchsstätten zu führen, aber auch großzügige Ferngasversorgungen mit Koks- und Wassergas wurden dort durchgeführt. Man schätzt heute die Länge des Rohrleitungsnetzes in den amerikanischen Naturgasgebieten auf annähernd 100000 km. Das typische Merkmal für all' diese amerikanischen Ferngasleitungen besteht einmal darin, daß ausnahmslos hohe Betriebsdrücke zur Anwendung kommen, das andere Mal im vollständigen Fehlen von Gasbehältern oder Zwischenstationen. Dieser letzte Umstand erklärt sich dadurch, daß die großen Längen der Leitungen ein Reservoir darstellen und infolge des dauernd hohen Druckes keiner Regelung bedürfen, da sämtliche Konsumenten fast ausnahmslos ihren Verbrauch mit Reduzierventilen regeln.

Die Ferngasleitung, welche die Stadt Pittsburg in Amerika mit Naturgas versorgt, hat beispielsweise eine Länge von ca. 180 km und steht unter einem dauernden Druck von 30 bis 35 at.

In neuester Zeit wird auch in Deutschland der Gasfernversorgung erhöhte Aufmerksamkeit geschenkt. Man beginnt die vorhandenen Netze zu erweitern und neue anzulegen bzw. aus den Großkokereien der Bergbaugebiete Gas durch Fernleitungen unter entsprechend höherem Druck auf weite Entfernungen zu verschicken und zu verteilen.

Die Umstellung auf Großgasversorgung kann selbstverständlich nur allmählich erfolgen, wird aber von einer großen Bedeutung für die Brennstoffwirtschaft und zunehmende Verwendung des Gases sein.

**Rohrmaterial.** Den wichtigsten Teil einer Gasfernleitung bilden sowohl hinsichtlich der Anlagekosten als auch der Betriebssicherheit die Rohre. Man verwendet fast ausschließlich Stahlrohre, und zwar bei Durchmessern bis 600 mm das nahtlose Rohr, bei größeren Durchmessern das mittels Wassergas überlappt geschweißte Rohr. Zur Verbindung der Rohre bedient man sich, mit Ausnahme der Anschlüsse an die Armaturen, wo Flanschverbindungen angewandt werden, nur der autogenen oder elektrischen Schweißung und finden hier die in Kap. III/B 5 verzeichneten Schweißverbindungen, davon im Bergbaubereich besonders die Klöppler-Hakensweißverbindung, vorteilhaft Verwendung.

Auf die Ausdehnung der Leitung ist durch Einbau von Ausdehnungsrohren Rücksicht zu nehmen. Als solche kommen bei dem hohen Druck Faltenrohre oder Stopfbüchskonstruktionen in Frage. An den tiefgelegenen Stellen sind Wassersäcke, an hochgelegenen Punkten Entlüftungen vorzusehen. Als Schutzüberzug empfiehlt sich außer der Asphaltierung eine Bejutung bzw. Wollfilzumwicklung.

**Absperrorgane.** Als Absperrorgan kommt vorteilhaft der Schieber (Abb. 101/T. 9) mit Ausblasekanal zur Anwendung; derselbe gestattet, sich ablagernde Unreinigkeiten zu beseitigen, auch erhält dessen Spindel einen Sicherungsvierkantschoner, um zu verhüten, daß der Schieber von unberufener Seite betätigt wird. Der Werkstoff des Schiebers ist bei Drücken bis ca. 10 at Gußeisen, darüber Stahlguß, die Dichtfläche von Schieberplatte und Gehäuse entweder aus demselben Material wie das Schiebergehäuse, oder aus zinkfreier Bronze. Die Spindel ist aus Stahl oder geschmiedeter Bronze.

Das Gas wird den Konsumenten unter dem normalen geringen Überdruck zugeführt, und man reduziert den Druck meistens vor Eintritt in das Ortsnetz (Abb. 164/T. 26). Es gibt jedoch auch Anlagen, wo in dem Straßennetz ein Überdruck von etwa 1 at gehalten wird, um dadurch den Vorteil eines kleineren Durchmessers der Rohre zu erreichen. In diesem Falle wird vor dem Gasmesser jedes Abnehmers ein kleiner Membranregler (Abb. 167/T. 26) eingeschaltet und durch einen Sicherheitstopf die Überschreitung eines bestimmten Druckes verhindert.

Die Ferngasversorgung mit ihren höheren Drücken bringt bei Anschluß von industriellen Verbraucherwerken (hauptsächlich für Ofenbetriebe) auch den Vorteil mit sich, daß man durch die höheren Vordrücke bei Werkseintritt im Verteilungsnetz größere Druckverluste zulassen und dadurch mit höheren Geschwindigkeiten — bis zu 25 m/s — rechnen kann, wodurch kleinere Rohrdurchmesser in Frage kommen, was eine nicht unwesentliche Verbilligung des Werksrohrnetzes ergibt.

## D. Rohrleitungen für Gaskraftanlagen.

**Frischgasleitungen.** Es sollen hier hauptsächlich die Rohrleitungen für Großgasmaschinen besprochen werden, wie sie auf Hüttenwerken und Zechen zum Antrieb von Generatoren, Kompressoren und Gebläsen ausgedehnte Verwendung finden und durch Hochofengichtgas, besonderes Kraftgas, evtl. auch mit dem teureren Koksofengas betrieben werden. Die Gase werden, nachdem sie einer Reinigung unterzogen wurden, den Maschinen mit geringem Überdruck zugeführt. Insofern unterscheiden sich die Verhältnisse nicht von denen bei Gaswerksanlagen (Kap. I/C).

In größeren Kraftwerken sind oft riesige Gasmengen weiterzuleiten. So beträgt z. B. der Verbrauch einer Werkszentrale nicht selten 2 000 000 m<sup>3</sup> pro Tag oder fast 25 m<sup>3</sup> pro Sekunde.

Die hierzu erforderlichen Rohrleitungen werden in Flußstahlblech, wassergas- oder autogengeschweißt oder genietet, hergestellt. Als Flanschverbindung wählt man solche mit aufgenieteten Winkelringen, umgebördelten Enden und losen Flanschen (Abb. 50/T. 7), bei kleineren Durchmessern auch autogen vorgeschweißte Bunde und lose Flanschen (Abb. 52/T. 7). Als Dichtungsmaterial: bei heißen Gasen Asbest, bei kalten Gasen Pappe mit Öl getränkt. Formstücke werden ebenfalls aus Stahl gefertigt, und zwar in gleicher Weise wie die Rohre. Als Ausdehnungsrohre verwendet man Linsenkompensatoren und bei großen Durchmessern Tellerkompensatoren, manchmal auch Stopfbüchsen. Auf einen guten Rostschutanzstrich ist besonderer Wert zu legen.

Wie bei Dampfkraftanlagen, so sind auch hier Belastungsschwankungen, die sich in der Änderung des Gasverbrauches oder der Gaslieferung zeigen, aufzunehmen. Ein Gasometer gleicht in diesem Falle die Schwankungen aus. Vor den Maschinen sind Gassammler einzubauen, damit das periodische Ansaugen der Maschinen keine großen Schwankungen in der Hauptleitung hervorruft.

Um die Leitungen durch evtl. Rückzündungen nicht zu gefährden, sind in den Zufuhrleitungen Sicherheitsvorrichtungen vorzusehen. Derartige Rückzündungen können leicht eintreten, wenn bei Inbetriebnahme der Maschine die Rohrleitung noch mit einem Gemisch aus Luft und Gas gefüllt ist. Eine weitere Forderung ist, daß die Gasleitungen mit Entlüftungsvorrichtungen ausgerüstet werden. Bevor eine Maschine angelassen wird, muß man die noch in der Gasleitung vorhandene Luft durch eine besondere Leitung nach außen entweichen lassen.

Die Reinigung der Gase ist meistens nicht vollkommen; im Laufe der Zeit werden sich dadurch Ablagerungen (Staub, Teer usw.) an den Rohrwandungen ansammeln. Durch Anordnung entsprechender Stutzen



(Staubsäcke) und Reinigungsdeckel hat man für ausreichende Reinigungsmöglichkeit der Leitungen Sorge zu tragen.

Für die Bemessung der Durchmesser der Rohrleitung ist eine Gasgeschwindigkeit von etwa 35 m/s max. zugrunde zu legen.

Die Leitungen für die Verbrennungsluft (bei der Luftsaugleitung wählt man eine Geschwindigkeit von 20 m/s) können einfacher ausgeführt werden, weil hier Sicherheitsreinigungsverrichtungen in Notfall kommen können.

Als Absperrorgane wählt man Flachschieber ganz in Gußeisen, nur die Spindel in Schmiedeeisen. Bei Heißgasschiebern haben sich solche mit zweiteiliger Schieberplatte und parallelen Dichtflächen (Abb. 102/T. 9) gut bewährt. Für den gleichen Zweck benützt man auch solche mit Flüssigkeitsdichtung (Abb. 103/T. 10). Bei denselben wird ein vollständiges Dichtschießen dadurch erreicht, daß um die Schieberzunge ein Flüssigkeitsraum vorgesehen ist, welcher nach dem Senken des Schieberkeils mit einer Sperrflüssigkeit, nämlich Wasser, Teer, Ammoniakwasser usw., ausgefüllt wird.

Die verschiedenen Hilfsleitungen für Druckluft, Kühlwasser usw. sind nach den in den betreffenden Kapiteln gegebenen Richtlinien auszuführen.

**Auspuffleitungen.** Höhere Anforderungen als die Gaszuführungsleitungen beanspruchen die Auspuffleitungen (Geschwindigkeit bis zu 25 m/s) der Gasmaschinen, weil die Abgase mit hoher Temperatur aus dem Zylinder ausströmen. Verzichtet man auf eine Verwertung der den Gasen innewohnenden Wärme, so kann durch Ausführung der Auspuffleitung mit Kühlmantel die Wandtemperatur niedrig gehalten werden.

Seit Jahren verwertet man jedoch die Abhitze in Hoch- und Niederdruckkesseln zur Dampferzeugung. Es darf natürlich in diesem Falle dem Gas vor Eintritt in den Abhitzekessel keine Wärme entzogen werden. Eine sachgemäße Ausführung dieser Auspuffleitung ist sehr wichtig, weil zu der Temperaturbeanspruchung noch mechanische treten. Es ist bei derselben, aber auch bei solchen, deren Anfangsstrecke gekühlt wird, auf die Wärmeausdehnung größtmögliche Rücksicht zu nehmen. Als wirksames Ausdehnungsrohr hat sich der Linsenkompensator in geschweißter Ausführung mit Schutzrohr erwiesen, bei welchem die Wellen noch mit Asbest oder Schlackenwolle ausgefüllt sind (Abb. 240/T. 41). Durch entsprechende Lagerung muß ferner vermieden werden, daß durch die Auspuffleitung schädliche, auf die Maschine rückwirkende Kräfte ausgeübt werden.

Bezüglich der Ausführung der Rohre und ihrer Verbindungen gilt dasselbe wie bei den vorerwähnten Frischgasleitungen, wobei die wassergeschweißte Ausführung den Vorzug verdient.

Die starken Geräusche beim Ausstoßen der Gase fordern die Einschaltung eines Auspufftopfes in die Abgasleitung, der als Schalldämpfer wirkt. Bei großen Maschinen werden diese Auspuffkessel aus Blech hergestellt, nur für kleinere Maschinen kommen Ausführungen in Gußeisen in Betracht. Am tiefsten Punkt des Kessels ist ein Entwässerungshahn vorzusehen.

## E. Ölleitungen.

**Betriebsölleitungen.** Der nachstehenden Behandlung der Ölfertleitungen sollen einige Bemerkungen über die Anlage der Schmier- und Brennölleitungen vorausgeschickt werden.

Von besonderer Wichtigkeit bei der Ausführung solcher Leitungen ist eine sachgemäße Herstellung der Flanschendichtungen, besonders wenn heißes Öl zu leiten ist, wie das bei Kühlanlagen für Turbinenlager und Transformatoren der Fall ist.

Als Dichtungsmaterial für die Flanschenverbindungen kommt neben Klingerit meist langfaserige Pappe zur Verwendung, welche bei der Montage mit heißem Knochenleim gestrichen bzw. getränkt wird. Bei der Montage ist besonders darauf zu achten, daß die Flanschenschrauben der Rohre gleich fest und gleichmäßig angezogen werden.

Als Rohrmaterial kommt Stahlrohr in Frage, welches inwendig gut rein, frei von Zunder und Schlackenteilen sein muß, um ein Verschmutzen und Verstopfen der Leitung — was zu schwerwiegenden Betriebsstörungen Anlaß geben kann — zu verhüten.

Zur Verbindung der Rohre wählt man aufgeschraubte (Abb. 47/T. 6) oder aufgewalzte Flanschen (Abb. 44/T. 6).

Als Absperrorgane dienen bei kleineren Durchmessern Hähne aus Rotguß, bei größeren Schieber aus Gußeisen mit Rotgußgarnitur.

**Fernölleitungen.** Die Erdöle finden eine sehr ausgedehnte Verwendung zur direkten Krafterzeugung bei Dieselmotoren usw. oder als Brennstoff für Dampfkessel, Öfen usw.

Das rohe Öl wird vom Gewinnungsort zu den Tanks und Raffinerien, das raffinierte Öl von den Raffinerien zur Versandstation geleitet.

Das zweckmäßigste und billigste Mittel für den kontinuierlichen Transport großer Ölmengen ist eine Rohrleitung. Leitungen von mehreren hundert Kilometern Länge stellen in Amerika heute keine Seltenheit mehr dar. Sie haben sich in der Praxis gut bewährt und werden je nach den örtlichen Verhältnissen ober- oder unterirdisch verlegt, unter Beachtung eines Schutzes vor Frost. Sie werden als einfache und als Doppelleitungen gebaut. Doppelleitungen gewähren eine größere Betriebssicherheit gegen Betriebsstörungen, wie sie bei so langen Leitungen unvermeidlich sind.

Für den Bau sind größtenteils dieselben Faktoren zu berücksichtigen, die für alle Rohrleitungen maßgebend sind, nämlich: Länge und Trasse der Leitung, Durchflußmenge, Baukosten einschließlich Verzinsung und Abschreibung, Betriebskosten.

Bei Ölföhrleitungen ist besonders zu beachten, daß die Betriebskosten einem starken Wechsel unterworfen sind, weil bei deren Berechnung noch die Zähigkeit des zu leitenden Öles Berücksichtigung finden muß; diese ist abhängig von den spezifischen, physikalischen Eigenschaften der Ölsorte, besonders des spezifischen und absoluten Gewichtes und der Viskosität bei den verschiedenen in Frage kommenden Temperaturen.

Sollte eine Leitung dem Transport sehr schwerer Öle dienen, so sind besondere Maßnahmen zu treffen, um einen wirtschaftlichen Betrieb zu ermöglichen. Für schwere Öle, wie z. B. mexikanisches Öl, erreicht man dieses Ziel durch vorherige Erwärmung des Öles auf etwa 40° C, wodurch die Zähigkeit auf ca.  $\frac{1}{10}$  vermindert und der Widerstand in der Leitung entsprechend verringert wird. Der Grad der Erwärmung richtet sich nach der Beschaffenheit des Öles. Zwecks Erzielung eines störungsfreien Betriebes darf die Temperatur des Öles eine bestimmte Grenze nicht über- noch unterschreiten. Bei zu hoher Temperatur beginnt das Paraffin sich auszuscheiden, bei zu geringer Temperatur wird das Öl dickflüssig und fest.

Bei Fortleitungen auf große Entfernungen würde die Temperatur zu stark abnehmen, weshalb auch an Zwischenpunkten Erwärmungsapparate vorgesehen werden müssen. Zwischenerwärmung findet zweckmäßig mittels ölgefeuerter Apparate statt. Für die Erwärmung am Anfang der Leitung wird in vielen Fällen Abdampf zur Verfügung stehen, der zu diesem Zweck vorteilhaft Verwendung findet.

Da man stets mit längeren Pausen in der Förderung zu rechnen hat, muß eine Entleerungsmöglichkeit der Leitung vorhanden sein, sonst wird das in der Leitung befindliche, abgekühlte, also sehr zähflüssige Öl die Wiederaufnahme der Förderung sehr erschweren, wenn nicht unmöglich machen. Die Entleerung kann bei entsprechender Verlegung der Leitung durch die Schwerkraft des Öles oder auch durch Druckluft erfolgen.

Die wirtschaftliche Geschwindigkeit des Öles liegt in den Grenzen von 1 bis 1,8 m/s, der Druck hängt von der Leitungslänge und der Anordnung von Zwischenstationen ab. Derselbe erreicht unter Umständen eine Höhe von 70 at und mehr.

Zwecks möglicher Ersparnis an Rohrmaterial und Arbeitslöhnen und zur Vermeidung von Betriebs- und Reibungsverlusten wird man die Rohrlinien möglichst direkt zwischen den zu verbindenden Punkten verlaufen lassen und bedeutende Abweichungen von der Geraden vermeiden.

In wasserreichen Gegenden soll die Rohrlinie niemals an Flüssen oder Strömen entlang gelegt werden oder diese oft kreuzen, da bei Hochwasser und Überschwemmungen durch Unterwaschung der schwer belasteten Rohre Brüche verursacht werden und durch Ausfließen großer Mengen Öl und die während der Reparatur bedingten Betriebsstockungen ungeheurer Schaden entstehen kann.

**Rohrmaterial.** Als Material für Ölleitungen kommt ausschließlich das Stahlrohr in Frage. Wegen der auftretenden hohen Drücke empfiehlt sich besonders das nahtlose Rohr aus homogenem Material von hoher Festigkeit, welches gegenüber dem geschweißten Rohr neben den anderen Vorzügen, die in Kap. III/A besprochen werden, noch den weiteren der großen Einzellänge hat.

Als Rohrverbindungen kommen hauptsächlich solche mittels Gewinde zur Anwendung, und zwar in den meisten Fällen diejenige nach Abb. 42 (T. 6) mit Außenmuffe. Die in Abb. 41 (T. 6) und Abb. 43 (T. 6) dargestellten Gewindemuffenverbindungen werden für Leitungszwecke seltener angewandt. Auf die Herstellung der Gewinde ist bei diesen Verbindungen mit Rücksicht auf die hohen Beanspruchungen und die Erzielung eines sicheren Verschlusses größte Sorgfalt zu legen.

In neuester Zeit verwendet man auch vielfach für obigen Zweck die in Abb. 65 (T. 7) dargestellte Schweißmuffenverbindung.

Die Formstücke werden ebenfalls aus Schmiedeeisen gefertigt und erhalten aufgeschraubte Flanschen oder aufgeschweißte Bunde und lose Flanschen. Krümmungen sind mit großen Radien auszuführen, Abzweige mit schrägen Übergängen zwecks Vermeidung von Reibungsverlusten.

Im allgemeinen werden die Rohre an ihrer Außenfläche nur mit einem gut schützenden Rostschutzanstrich versehen. Bei aggressivem chemischen Charakter des Bodens sind jedoch zur Vermeidung von Korrosionsangriffen besondere Schutzmaßnahmen erforderlich in Gestalt einer Bejutung oder durch Auftragung einer Zementschicht auf die Rohre. Als Ausdehnungsrohre werden entlastete Stopfbüchsen verwandt. Dieselben sind unerläßlich bei Leitungsstrecken, deren Öl vorgewärmt wird.

Als Absperrorgane verwendet man vorteilhaft Parallel-Absperrschieber mit zweiteiliger Schieberplatte (Abb. 99 u. 100/T. 9), deren Gehäuse aus Gußeisen oder Stahlguß, Dichtungsringe in Schieberplatten und Gehäuse in Rotguß, Spindel nebst Mutter, Stopfbüchsfutter und Stopfbüchsmuttern in Metall bestehen.

Zur Verbindung dieser Schieber mit der Leitung dienen aufgeschraubte Flanschen (Abb. 47/T. 6) oder aufgeschweißte Bunde und lose Flanschen mit Dichtung für Nut und Feder (Abb. 49/T. 7).

Als Dichtungsmaterial wird **Klingerit** verwandt, dessen Stärke nicht über 2 mm betragen soll.

Unter den weiteren Armaturen sind die Filter zu berücksichtigen. Das Öl wird bei denselben meistens durch Drahtgaze gedrückt; es sollten stets zwei Filter parallel angeordnet werden, damit die Möglichkeit geboten wird, ohne Betriebsunterbrechung ein Filter zu reinigen oder die Gaze auszutauschen.

## F. Rohrleitungen für Preßluftanlagen.

**Verwendung.** Durch die Vervollkommnung der Kompressoren und Preßluftwerkzeuge haben die Druckluftanlagen ein großes Arbeitsfeld in der Industrie gefunden; so z. B. in Schmieden, Gießereien, im Bergbau, auf Werften und im Hoch- und Tiefbau. Es soll hier kurz auf den Bau der Verdichter (Kompressoren) und der Werkzeuge eingegangen werden. Die Hauptsache für unsere Betrachtung ist die Anlage der Rohrleitung mit ihren zugehörigen Vorrichtungen.

**Kompressoren.** Die Kompressoren verdichten die Luft meist auf einen Druck von 6 bis 7 atü, nur bei großen Anlagen mit weitverzweigten Leitungen geht man auf 10 bis 12 atü. Ausnahmen machen Spezialkonstruktionen wie die Kompressoren, die zur Speisung der Druckluftlokomotiven unter Tage dienen, sowie solche für die chemische Industrie zur Luftverflüssigung und für Schifffahrtzwecke. Diese arbeiten mit einem Druck von 150 at und höher. In jedem Falle muß der Kompressor für einen solchen Enddruck bemessen werden, daß auch an der entferntesten Stelle des Druckluftnetzes bei Höchstentnahme noch ein ausreichender Druck herrscht. Derselbe beträgt bei Preßluftwerkzeugen in Werkstätten meist 6 at, im Untertagebetrieb 5 at. Zur Erzeugung dieses Druckes arbeitet man mit Stufenkompressoren, weil die Kompression in nur einem Zylinder kaum zulässig und wenig wirtschaftlich ist. Bei Ansaugleistungen bis zu 20 und 30 m<sup>3</sup> in der Minute verwendet man Stufenkolben, wodurch man eine gedrängte und weniger teure Konstruktion als bei Zweizylinder-Ausführung erhält.

Für große Luftmengen über 80 m<sup>3</sup>/min verwendet man zweckmäßig Turbokompressoren, die wirtschaftlicher arbeiten als Kolbenmaschinen und in ihrem Aufbau den Hochdruckkreiselpumpen verwandt sind. Sie werden entweder von Elektromotoren oder von Dampfturbinen angetrieben. Bei großen Ausführungen dieser Art mit direktem Dampfturbinenantrieb werden stündliche Ansaugleistungen bis etwa 1000000 m<sup>3</sup>/h erreicht bei einer Luftverdichtung auf 8 bis 12 atü.

Sofern Abgas zur Verfügung steht, kann man auch, wie dies bei Hüttenwerken der Fall ist, die Kompressoren vorteilhaft mit Gasmaschinen betreiben und wird hierfür die Kolbenmaschine in allergrößter Ausführung gebaut.

Normalerweise ist der Kompressor selbst wassergekühlt und wird der Luft die durch die Kompression erzeugte Wärme in sogenannten Zwischenkühlern entzogen. Die Kühlwasserzuflußleitung erhält ein Absperrventil, mit welchem sich die Wassermenge so einstellen läßt, daß die Wasserablaufftemperatur nicht über 25° C ansteigt. In gleicher Weise wie die Abflußtemperatur soll auch die Kühlwassermenge kontrolliert werden können; eine sorgfältige Kühlung ist für den sicheren Betrieb eines Kompressors unerlässlich.

Um der Gefahr des Einfrierens der Kühlwasserleitungen zu begegnen, müssen an der tiefsten Stelle derselben Ablaufvorrichtungen angebracht werden.

**Saugleitung.** Es empfiehlt sich, die Luft aus dem Freien anzusaugen, weil deren Temperatur niedriger und deren Feuchtigkeit meistens geringer als diejenige der Luft im Maschinenhaus ist.

Bei der Anordnung neuer Anlagen müssen lange Ansaugleitungen vermieden werden. Ist die Saugleitung länger als ungefähr 6 m, so wird eine Saugkammer eingebaut.

Es ist darauf zu achten, daß möglichst staubfreie, trockene und kühle Luft angesaugt wird. Eine zu hohe Ansaugtemperatur verschlechtert den Wirkungsgrad des Druckluftbetriebes.

Zweckmäßig wird die angesaugte Luft durch ein Filter gereinigt, weil mitgesaugter Staub dem Kompressor und der Preßluftmaschine schadet.

**Windkessel.** In der Druckleitung ist ein Windkessel vorzusehen, der bei Kolbenkompressoren möglichst nahe am Kompressor angeordnet sein soll. Ist die Entfernung größer als 4 bis 5 m, so ist am Druckstutzen außerdem ein Stoßwindkessel einzubauen. Man vermeidet durch diese Maßnahme Luftschwingungen, die eine Verringerung der Luftmenge und eine Erhöhung des Kraftbedarfs verursachen.

Der Hauptwindkessel in der Druckleitung ist mit Sicherheitsventil, Manometer und Absperrventilen auszurüsten und erhält außerdem an der tiefsten Stelle einen Ablaufhahn für Wasser und Öl.

**Meßgeräte.** Um eine sorgsame Überwachung des Betriebes zu ermöglichen, ist die Anbringung verschiedener Meßinstrumente erforderlich, wie Hubzähler für die Kontrolle der Saugleistung, Manometer sowohl für den Enddruck als auch für die verschiedenen Zwischenstufen, Thermometer vor und hinter jedem Zwischenkühler und in der Leitung.

Bei Bergwerkskompressoren ist das stündliche Ablesen der Lufttemperatur von der Bergpolizei vorgeschrieben. Diese darf an keiner Stelle 140° überschreiten.

**Bau der Druckleitungen.** Die Leitungen erhalten die entsprechenden lichten Weiten der betreffenden Stutzen der Maschinen. Bei Kolbenkompressoren kann hinter dem Druckwindkessel die Leitung enger sein.

Führung und Länge der Leitung haben Einfluß auf die lichte Weite dieses Rohrstranges. Die Durchmesser der Rohre werden in der Weise bestimmt, daß durch eine Nachrechnung der zulässige Druckabfall ermittelt wird.

Die Preßluftleitungen bestehen aus nahtlosen Röhren. Für Leitungen unter 50 mm l. W. kann auch Gasrohr verwendet werden.

Als Flanschverbindung wählt man solche mit aufgewalzten glatten Flanschen (Abb. 44/T. 6) oder solche mit aufgeschweißten Bunden und losen Flanschen (Abb. 49/T. 7). Letztere Art wird besonders im Bergbau bevorzugt (vgl. DIN Berg). Rohre kleineren Durchmessers werden auch mittels Gewindeverbindung verschraubt.

In neuester Zeit verbindet man die Rohre auch durch autogene Schweißung, besonders bei den Luft-Fernleitungen bis zu 600 mm l.  $\varnothing$ , welche oft in mehreren km Länge von einer gemeinsamen Preßluftzentrale nach mehreren Zechenanlagen ober- oder unterirdisch verlegt werden.

Bei Leitungen für Hochdruckkompressoren zur Speisung der Druckluftlokomotiven verwendet man vorteilhaft die Flanschverbindung mit Sicherheitsschweißung (Abb. 54/T. 7). Bei dieser Verbindung wird zuerst ein kleiner Bund an das Rohr gestaucht und auf diesen aufgestauchten Bund, der aus demselben Rohrmaterial besteht, ein stärkerer Bund übergeschweißt. Diese Verbindung hat sich bei den höchsten Drücken bestens bewährt.

Als Dichtungsmaterial kommt Klingerit oder Gummi zur Anwendung. Letzterer muß jedoch hochwertig ölbeständig sein.

Innen geteerte oder asphaltierte Rohre sollen keine Verwendung finden, da sich ihr Überzug in öl- oder petroleumhaltiger Luft löst. Hierdurch, ebenso wie durch abgesprungene Teilchen der Schutzschicht, würden die Werkzeuge in ihrem guten Funktionieren behindert oder zerstört werden; dagegen ist zur Beseitigung der Rostgefahr die Verwendung sorgfältig verzinkter Rohre zu empfehlen.

**Absperrorgane.** Als Absperrorgane verwendet man mit Rücksicht auf einen geringen Druckverlust möglichst Schieberkonstruktionen, für kleinere Querschnitte selbstdichtende Rotgußhähne, bei Abzweigen solche mit Schlauchverschraubung. Als Material für die Schieber kommt bei Niederdruckleitungen Gußeisen mit Rotgußgarnitur, bei Hochdruckleitungen dagegen Gehäuse aus Stahlguß oder aus dem Vollen geschmiedet, mit Garnitur ebenfalls aus Rotguß zur Verwendung.

**Schläuche.** Die Schläuche erhalten einen Durchmesser von 10 bis 50 mm je nach dem Luftverbrauch der Preßluftmaschinen. Ihre Länge ist möglichst kurz zu halten und die Leitung dementsprechend länger. Die Innenschicht der Gummischläuche soll widerstandsfähig gegen Öl sein, und die Wandungen derselben sollen mehrere Leinen- und Klöppel-einlagen besitzen.

Zum Schutze der Preßluftwerkzeuge, deren Teile — wie Schieber und Kolben — sehr genau dimensioniert sind, ist der Einbau von Wasserfängen (Abb. 236/T. 40), Ölabscheidern (Abb. 237/T. 41) und Luftfiltern (Abb. 238/T. 41) zweckmäßig. Die beiden ersten sind an den tiefsten Stellen vorzusehen.

Die Leitungen werden mit einem Gefälle von etwa 1 : 100 bis 1 : 200 in der Richtung des Luftweges verlegt.

Die Abzweige für Hähne und Ventile mit Momentkupplungen, die an der Hauptleitung vorzusehen sind, müssen nach oben oder seitlich gerichtet sein, damit kein Wasser mitgeführt wird.

Um die Rohrleitung gut auf Dichtheit überwachen zu können, empfiehlt es sich, die Preßluftleitung möglichst im Freien zu verlegen.

Außerhalb der Gebäude verlegte Leitungen schützt man vor Einfrieren, indem man sie 1 m tief einbettet. Alle Wasserablaßstellen, Sammelgefäße mit Hähnen, Anschlüsse und Wasserabscheider werden in diesem Falle in gemauerten Schächten oder eisernen Kästen angeordnet, um sie leicht zugänglich zu machen.

Ist eine Druckverminderung notwendig, so werden Reduzierventile (Abb. 149/T. 20) zwischen Hauptleitung und Verbrauchsstelle eingebaut.

## G. Rohrleitungen für Wasserhaltungen in Bergwerken.

Die Wasserhaltung in Bergwerken nimmt technisch und wirtschaftlich betrachtet stets eine wichtige, bei großen zufließenden Wassermengen eine überwiegende Rolle ein, hängt doch von deren sicheren Funktionieren und zuverlässiger Durchbildung die Betriebssicherheit des Bergwerksbetriebes in hohem Grade ab.

Die Wasserhebevorrichtungen (Wasserhaltungen) sind im Laufe der Zeit in verschiedenen Bauarten zur Ausführung gekommen, von denen die wichtigsten hier angeführt werden sollen, obgleich sie zum Teil heute nicht mehr oder selten angewandt werden.

**Gestängewasserhaltung.** Die älteste Konstruktion, die Gestängewasserhaltung, wird nur noch in seltenen Ausnahmefällen angewandt. Grund dazu kann sein, daß das Gebirge ungeeignet ist zur Herstellung von Maschinenräumen unter Tage. Die Anwendung ist jedenfalls beschränkt bis zu Teufen von etwa 200 m.

**Hydraulische Wasserhaltungen.** Hydraulische Wasserhaltungsmaschinen haben mit den Gestängemaschinen einen Vorteil gemein, nämlich den, daß sie bei Überflutung der Maschinen weiterarbeiten können. Jedoch fordern sie einen Aufstellungsraum unter Tage. Auch bei großen Teufen können sie verwandt werden. Das Betriebswasser wird in einer über Tage aufgestellten Preßmaschine auf einen Druck von 200 bis



300 at gebracht und der unterirdischen Maschine zugeedrückt. Nachdem es Arbeit geleistet hat, strömt das Wasser durch eine Steigleitung wieder zur Preßmaschine zurück. Das geförderte Grubenwasser wird durch eine dritte Rohrleitung zutage gefördert. Die Führung des Wassers von der oberirdischen zur unterirdischen Maschine kann entweder direkt geschehen — dann haben beide Maschinen die gleiche Hubzahl — oder es wird ein Akkumulator zwischengeschaltet, dann ist der Gang der Pumpe weniger abhängig von dem der Primärmaschine. Auch diese Art der Wasserhebung wird heute nur noch selten gebaut, da sie im Wettbewerb mit elektrischem Antrieb nicht aufkommen kann.

**Dampfpumpen.** Als dritte Art kommen die Dampfpumpen in Betracht, die unter Tage aufgestellt werden und denen der Dampf von oben zugeführt wird. Bei großen Teufen ist die große Menge des Niederschlagwassers sehr störend und bei absetzendem Betrieb wird diese Betriebsweise unwirtschaftlich wegen der großen Leitungsverluste. Namentlich bei großen Teufen sind diese Nachteile von entscheidendem Einfluß. Dazu kommt die nachteilige Wirkung der Dampfleitungen auf das Schachtgebälk durch die trotz sorgfältiger Isolierung immerhin große Strahlungswärme. Außerdem beanspruchen die Dampfpumpen viel Platz und fordern teure Anlagen unter Tage. In dieser Beziehung sind die Dampfturbinen, direkt mit Kreiselpumpen gekuppelt, weitaus vorteilhafter als die Kolbenmaschinen. Es bleiben aber die Verluste der Dampfleitung bestehen.

**Elektrisch betriebene Pumpen.** Die vierte Gruppe, die die Nachteile vorstehend genannter Wasserhaltungsmaschinen größtenteils vermeidet und daher für Neuanlagen fast ausnahmslos zur Ausführung kommt, ist die elektrische Wasserhaltung mit Netzanschluß der Pumpen. Sie eignet sich für große und kleine Leistungen in Fördermenge und Förderhöhe und findet allgemeinste und weitgehendste Verwendung. Die Motoren sind vor Nässe und schädlicher Erwärmung zu schützen.

Die Pumpen können als Kreisel- oder Kolbenpumpen ausgeführt werden. Im allgemeinen finden für diesen Zweck direkt mit dem Motor gekuppelte Kreiselpumpen Verwendung, weil bei ihnen die Verluste durch Zwischenübertragung fortfallen und der Platzbedarf verhältnismäßig gering ist. Nur für kleine Wassermengen bei sehr großen Teufen und sehr schmutzigem Wasser sind Kolbenpumpen den Kreiselpumpen überlegen.

**Allgemeine Anordnung.** Die meisten Gruben besitzen mehrere Bausohlen; während bei Gruben mit nur einer Sohle über die Lage der Wasserhaltung Klarheit besteht, muß bei mehreren Bausohlen die Frage der zweckmäßigsten Anordnung erörtert werden. Man hat zu entscheiden zwischen der Aufstellung von Pumpen auf allen Sohlen, die das Wasser jedesmal zu der nächsthöheren Sohle heben, oder direkt

zutage fördern und einer Betriebsweise, wobei alles Wasser der tiefsten Sohle zufließt, um von dort durch eine zentrale Pumpenanlage heraufgeschafft zu werden. Die letztere Anordnungsweise hat den Vorzug der größeren Übersichtlichkeit, der geringeren Wartungskosten und der Ersparnis an Kosten für die Maschinenräume. Man wird jedoch die Pumpen nur in seltenen Fällen auf einer Sohle aufstellen, weil dort die Gefahr einer Überflutung derselben am größten ist. Sicherer ist es, das Wasser von der tiefsten Sohle mittels Zubringerpumpe zu der zentralen Anlage auf der nächsthöheren Sohle zu heben. Auch ist zu berücksichtigen, daß, wenn das Wasser von einer tieferen Sohle abläuft, damit ein Gefälleverlust verbunden ist, der bei der Förderung wieder auszugleichen ist.

Will man die Wasserhaltung auf ein oder zwei Sohlen zusammenziehen und nicht diesen Energieverlust hinnehmen, so gibt es eine Lösung in der Weise, daß man das Wasser der höheren Sohle geschlossen einer eigenen Pumpe zuführt. In diesem Falle beschränken sich die Verluste auf zusätzliche Reibungsverluste der Rohrleitungen, die jedoch bei den meistens klein gewählten Geschwindigkeiten keine bedeutende Rolle spielen.

Ein Schema einer derartigen Wasserhaltung gibt Abb. 246 (T. 42). Bei der Entscheidung über die Anordnung einer solchen Wasserhaltung hat man vor allem zu berücksichtigen, wie groß die Wassermengen sind, die von den einzelnen Sohlen kommen.

Für Sohlen mit auftretenden kleinen Wassermengen ist ein Gefälleverlust weniger von Bedeutung als bei solchen mit großen Zuflüßmengen.

Die Wichtigkeit eines sicheren Wasserhaltungsbetriebes bedingt die Aufstellung einer vollwertigen Reserve. Nur kleinere Pumpen, die z. B. das Wasser einer einzelnen Sohle fördern, können unter Umständen einfach ausgeführt werden, weil in Fällen von Störung oder Überholung der Pumpe diese Wassermengen von den Hauptmaschinen mit übernommen werden können.

Auch in bezug auf die Sicherheit bietet der elektrische Betrieb die größten Vorzüge, weil der Strom meistens im Werk selbst erzeugt wird und es fast immer möglich ist, durch Anschluß an ein Netz die Stromversorgung äußerst sicher zu gestalten. Bei einheitlicher Durchführung des elektrischen Antriebes unter Tage, auch für die übrige Kraftversorgung, ist ein hohes Maß der Betriebssicherheit gewährleistet.

Das geförderte Grubenwasser gelangt durch eine Steigeleitung über Tage, wird dort in hochstehenden Behältern gesammelt und für die Kohlenwäschen und als Löschwasser für die Kokereien benutzt.

**Gesichtspunkte für den Bau der Leitungen.** Die von den Pumpen zu überwindenden und von den Rohrleitungen aufzunehmenden Drücke

sind oft ganz erheblich, da 10 m Wassersäule einem Druck von 1 at entspricht, so ergibt sich schon bei einer Teufe von 500 m — wie eine solche bei Steinkohlenbergwerken meistens vorkommt — am unteren Ende der Leitung ein statischer Druck von 50 at. Hierzu kommt noch ein den Reibungswiderständen in der Leitung entsprechender geringer Druck, der sich durch Inkrustierung der Rohre im Laufe der Zeit steigern kann, da er mit der Geschwindigkeit wächst.

Die Wassergeschwindigkeit für Grubenwasserleitungen wird mit 1 bis 1,5 m pro sec gewählt.

Da der Wasserdruck in der Steigeleitung von oben nach unten zunimmt, gibt man auch den Rohren und ihren Flanschverbindungen eine von unten nach oben sich vermindernde Stärke. Man teilt zu diesem Zwecke die Leitung zweckmäßig in Zonen von 75 bis 100 m Länge ein.

Für die Dampfleitungen der Dampfwaterhaltungen und für die Preßwasserleitung der hydraulischen Waterhaltungen hat man stets nur Stahlrohre verwendet, aber auch für die Steigeleitungen dürften die früher angewandten gußeisernen Rohre heute nicht mehr in Frage kommen, sondern nur noch nahtlose Stahlrohre.

**Rohrmaterial.** Die höhere Festigkeit des Stahlrohres und seine größere Einzellänge ergibt ein wesentlich geringeres Gewicht der Leitung eine leichtere Montage und eine geringere Belastung der Auflagerstellen. Gegen Rostgefahr wird dasselbe durch Asphaltieren oder durch Verzinken, evtl. noch durch eine geteerte Juteumwicklung, wirksam geschützt.

Die Verbindung der Rohre erfolgt mittels aufgewalzter Stahlflanschen (Abb. 44/T. 6) oder auf- bzw. vorgeschweißter Bunde und loser Flanschen (Abb. 49 und 55/T. 7).

Um die Last des aufrechtstehenden Rohrstranges nicht auf die weiche Dichtung drücken zu lassen, gibt man den Flanschen bzw. Bunden der Rohre eine Eindrehung mit Nute und Feder für Rundgummi. Es ist dabei zu beachten, daß die Rundgummidichtung so stark gewählt wird, daß beim Zusammenbau der Rohre durch die Schraubenkraft unter Mitwirkung der aufliegenden Rohrlast, so zusammengedrückt wird, daß die Nute vollständig ausgefüllt wird und Stahl auf Stahl zu liegen kommt.

In neuester Zeit werden in Schächten mit ausziehenden Wettern die Leitungen auch autogen oder elektrisch zusammengeschweißt, so daß Flanschverbindungen nur noch zur Verbindung mit den Armaturen, Tragrohren, Stopfbüchsen und Fußkrümmern dienen.

Als Dichtungsmaterial wählt man solches aus Rundgummi reiner Qualität.

Die Leitung wird im Schacht mittels sogenannter Tragrohre (Abb. 247/T. 42) auf Trägern gestützt, die in Entfernungen von 75 bis 100 m angebracht werden.

Zwischen zwei Stützpunkten werden Dehnungsstopfbüchsen eingebaut (Abb. 248/T. 42), die auch mit den Tragrohren vereinigt werden können (Abb. 249/T. 42).

Die Stopfbüchsenrohre dienen sowohl zum Ausgleich von Temperaturunterschieden als auch um ein Anheben der Rohrstrecke beim Auswechseln von Dichtungsringen zu ermöglichen; dieselben schützen die Leitung auch vor Beschädigung durch Bewegungen im Schacht.

Die Tragrohre und Stopfbüchsen werden, je nach dem Druck der Wassersäule, aus Gußeisen oder Stahlguß ausgeführt, das kurze Degenrohr der Stopfbüchsen dagegen ganz aus Metall. Zur Abdichtung der Stopfbüchsen verwendet man vorteilhaft eine Lederstulpdichtung oder auch gefettete Hanfpackung.

Die Träger sind in den Gesteinsstößen zu lagern und nicht mit dem eisernen Ausbau des Schachtes zu verbinden, damit die Bewegung des Ausbaues von der Leitung ferngehalten wird.

Außer den Stützpunkten sind noch seitliche Führungen vorzusehen, um ein Ausknicken unmöglich zu machen. Rollenführungen finden hier vielfach Anwendung.

Am unteren Ende der Steigeleitung nimmt ein Fußkrümmer das Gewicht der Wassersäule und des unteren Teiles der Rohrleitung auf.

Bei dem Entwurf und der Verlegung der Schachtrohrleitungen ist stets Rücksicht auf möglichste Platzbeschränkung zu nehmen.

## H. Rohrleitungen für Wasserkraftanlagen.

**Talsperren.** Zur Beseitigung von Hochwassergefahr, zur Gewinnung von Kraft und zur Beschaffung von Trinkwasser baut man Talsperren. Meistens sind für den Bau einer solchen Stauanlage mehrere Gesichtspunkte gleichzeitig bestimmend. Stets bezweckt das Staubecken aber, einen Ausgleich zwischen regenreichen und trockenen Zeiten herzustellen, indem in wasserreicher Zeit das Wasser aufgespeichert wird.

Die geeignetste Form für eine Sperre besitzt ein Tal, das bei geringer Sperrmauerhöhe den größten Inhalt ermöglicht. Dazu muß seine Breite an der Talsperre klein, oberhalb derselben bei möglichst geringem Talgefälle groß sein. Das Einzugsgebiet soll groß, bewaldet, hochgelegen und bei Trinkwassersperren frei von Ansiedlungen sein. Bei letzteren muß auch der Zufluß aus etwaigem Moorgebiet und aus Sümpfen vermieden werden.

Ob nun eine Talsperre aus Gründen der Hochwassergefahr oder für Trinkwasserzwecke gebaut wird, in jedem Falle sucht man die Wasserkräfte möglichst wirtschaftlich auszunutzen. Zu diesem Zweck wird die Energie des Wassers in mittels Wasserturbinen angetriebenen Generatoren in Elektrizität verwandelt, wobei die gewonnene Energie oft auf große Entfernungen fortgeleitet wird.

Die Nutzbarmachung des Wassers in Kraftwerken beschränkt nicht seine Verwendungsmöglichkeit als Trinkwasser. Das ablaufende Wasser ist nicht minderwertig, im Gegenteil, die innige Mischung mit der Luft fördert eine Fällung der evtl. vorhandenen Eisenverbindungen.

**Lage des Kraftwerkes.** Die Führung des Wassers zu den Turbinen kann nach zwei verschiedenen Arten erfolgen, sie ist abhängig von den örtlichen Verhältnissen.

Bei der einen Lösung wird die Zentrale unmittelbar an die Sperrmauer angebaut oder sogar in dieselbe eingebaut. Das Gefälle ist hierbei ziemlich gering und die Spiegelschwankungen im Becken beeinflussen stark das für die Turbinen zur Verfügung stehende Gefälle.

In dem zweiten Falle besteht das Gefälle der Anlage, außer dem variablen Beckengefälle, zum weitaus größeren Teil aus einer durch Stollen und Druckrohrleitung gewonnenen konstanten Gefällsstrecke (vgl. Abb. 16/T. 3).

Wie aus dieser Abbildung hervorgeht, wird oft zwischen Stausee und Wasserschloß noch ein längerer oder kürzerer Oberwasserkanal angeordnet. Man erzielt hierdurch folgende Vorteile:

Die Gefahr des Abreißens der Wassersäule wird vermindert. Die obere Flachstrecke wird der dynamischen Druckwirkung beim Bewegen des Absperrorgans entzogen. Die Druckschwankungen werden, da für sie nur noch die Länge der Fallrohrleitung in Rechnung zu setzen ist, geringer.

Die Rohrleitungen, die das Wasser vom Wasserschloß zu den Turbinen führen, sind möglichst kurz zu halten, sowohl wegen der Kosten als auch um die Massenwirkung der Wassersäule möglichst gering zu halten. Diese Leitungen sind bei großen Niveau-Unterschieden hohen Drücken ausgesetzt.

Die größte Druckhöhe, die bis jetzt ausgenutzt wurde, ist diejenige des Lac de Fully im Kanton Wallis mit 1650 m Gefälle. Der Bruch einer Druckleitung kann wegen der freiwerdenden großen Wassermassen katastrophale Folgen nach sich ziehen und neben einer Gefährdung von Menschenleben großen Materialschaden anrichten. Es ist deshalb deren Konstruktion, Herstellung und Verlegung die größte Sorgfalt zu schenken.

**Leitungssysteme.** Man unterscheidet prinzipiell zwei Rohrleitungssysteme: Rohrleitungen mit aufgelöstem (Abb. 17/T. 3) und solche mit geschlossenem (Abb. 18/T. 3) Rohrstrang. Welche der beiden Arten die günstigste ist, kann nur von Fall zu Fall entschieden werden. Die aufgelöste Bauweise empfiehlt sich für Leitungen mit hohem Druck, großen Temperaturunterschieden und einer verhältnismäßig geradlinigen Trasse. Geschlossene Rohrleitungen kommen meistens bei niedrigem Wasserdruck, geringen Temperaturdifferenzen und vorwiegend bei ver-

deckten Leitungen in Frage, die nicht besondere Betonfestpunkte erfordern.

**Offene und verdeckte Leitungen.** Die Leitungen werden verdeckt und offen verlegt. Verdeckte Leitungen finden seltener Anwendung, da sie nicht so leicht auf ihre Dichtigkeit und ihren Bauzustand kontrolliert werden können, wie offen verlegte Leitungen. Sie sind dagegen besser geschützt gegen Steinschlag, Sabotage und militärische Zerstörungen, ebenso gegen Wärme und Kälte. Sie finden mehr bei kleineren Anlagen mit geschlossenen Rohrsträngen Anwendung.

Bei Leitungen von großem Durchmesser und bei mehreren parallelen Strängen, wo die Erdarbeiten für die Verlegung sehr umfangreich sein würden, verwendet man ebenfalls offen verlegte Leitungen.

**Geschwindigkeiten.** Für die Wahl des Durchmessers sind die in Kap. 4 des zweiten Teiles behandelten Gesichtspunkte maßgebend. Je höher die Geschwindigkeit ist, um so größer ist der Ausfall an Einnahmen infolge Reibungsverlusten und um so geringer ist der Aufwand für Verzinsung, Tilgung und Abschreibung der Rohrkosten. Das Minimum der Summe dieser beiden ist bestimmend für die günstigste Geschwindigkeit. Diese liegt je nach dem Gefälle und der Querschnittgröße verschieden. Bei langen flachen Leitungen wird man im allgemeinen nicht über 3 m/s gehen. Für Fallrohrleitungen findet man bei kleineren Durchmessern Fließgeschwindigkeit bis etwa 3 m/s, bei größeren Durchmessern bis zu 7 m/s. Bezüglich der Berechnung der Wandstärken sei auf Kap. II/F 3 hingewiesen.

Bei langen Druckleitungen mit hohem Gefälle ist es aus Fabrikations- und Transportgründen oft wirtschaftlich, den Durchmesser der Leitung von oben nach unten abnehmen zu lassen, von welcher Regel auch meistens Gebrauch gemacht wird, indem man die Leitung in Zonen von verschiedenen Durchmessern unterteilt, von einer Gefällsstufe ab evtl. in zwei oder mehrere Stränge zerlegt, die durch Gabel- oder Hosenrohre verbunden werden. Eine solche Gabelung hat noch den Vorteil, daß bei Ausfall eines Rohrstranges der Betrieb nicht unterbrochen zu werden braucht, weil ein zweiter Strang als Reserve vorhanden ist. Durch die Einteilung der Leitung in Zonen von verschiedenen Durchmessern kann man auch Bahn- und Seefracht sparen, indem man die einzelnen sperrigen Rohre teleskopartig ineinander schiebt.

**Rohrmaterial.** Als Material für die Druckrohrleitungen kommt meistens Stahl in Frage. Gußrohre finden wegen ihrer Sprödigkeit seltener Anwendung und nur für solche Strecken, in denen keine großen dynamischen Drucksteigerungen auftreten.

Die Stahlrohre werden mittels Wassergas überlappt geschweißt, in den oberen Zonen mit geringem Druck auch genietet, für kleinere Durchmesser bis 600 mm kommen auch nahtlos gewalzte Rohre in Betracht.

Bei hohen Drücken und großen Durchmessern verwendet man auch sog. bandagierte Rohre, das sind wassergasgeschweißte Rohre mit aufgeschumpften, nahtlos gewalzten Bandageringen. Letztere verstärken die Rohrwandung.

Bei sehr hohen Drücken und großem Durchmesser verwendet man auch Schüsse, die nach dem Ehrhardt-Verfahren nahtlos gepreßt und gewalzt sind.

Autogengeschweißte Rohre verwendet man ebenfalls nur bei geringen Drücken und verhältnismäßig kleineren Durchmessern, da die autogenen Schweißnähte bei dünneren Blechstärken das sog. Atmen unter inneren Druckschwankungen schlecht ertragen.

Die Stahlrohre geben bei glatter Innenwand beste Gewähr für Wasserdichtigkeit, auch bei hohen Drücken statischer oder dynamischer Art. Durch die großen Baulängen ergeben sich wenig Verbindungsstellen.

**Rohrverbindungen.** Als Verbindung der geschweißten Rohre kommen Nietverbindungen (Abb. 80/T. 8 und Abb. 81/T. 8) oder Flanschenverbindungen mit umgebördelten Enden und losen Flanschen (Abb. 50/T. 7), bei höheren Drücken und größeren Wandstärken auch solche mit vorgeschweißten Bundens und losen Flanschen (Abb. 55/T. 7) oder mit vorgeschweißten oder aufgeschraubten festen Flanschen (Abb. 56/T. 7 und Abb. 47/T. 6) in Betracht.

Man verwendet in neuester Zeit auch für diesen Zweck bei Wandstärken bis ca. 15 mm die Klöppler-Hakenschiweißung (Abb. 69/T. 7 und Abb. 70/T. 7).

Bei aufgelösten Strängen für Betriebsdrücke bis ca. 30 at verwendet man auch vorteilhaft die Hochdruckmuffenverbindung (Abb. 78/T. 8), welche die Einschaltung von besonderen Stopfbüchsenrohren, wie dies bei den vorgenannten Niet-, Flanschen- oder Schweißverbindungen nötig ist, vermeidet, weil die Verbindung selbst eine Ausdehnung des Rohres zuläßt.

Ein weiterer Vorteil dieser Verbindung ist der, daß das Dichtungsmaterial, wenn die Rohre verlegt sind, von außen eingebracht werden kann. Eine Erneuerung desselben also möglich ist, ohne daß das Rohr aus seiner Lage gebracht werden muß.

Der Zusammenbau einer Leitung bei Anwendung der Hochdruckmuffenverbindung ist außerordentlich einfach und kann in wesentlich kürzerer Zeit bewerkstelligt werden, als bei Anwendung der vorgenannten Verbindungen. Es sind auch keine besonderen Paßrohre erforderlich, da jedes beliebige Rohr durch Abschneiden des Spitzendes als Paßrohr verwendet werden kann. Bei Leitungen mit geringen Druckverhältnissen wählt man auch Rohre mit Muffe für Bleidichtung (Abb. 75/T. 7).

Bei Leitungen größeren Durchmessers sind in gewissen Abständen zum Befahren der Leitung Einsteigeöffnungen vorzusehen.

Bei der Verteilleitung im Turbinenhaus verwendet man ausschließlich Flanschenrohre.

**Formstücke.** Bei hohen Drücken bestehen die Formstücke aus Stahlguß, bei mittleren und niederen Drücken werden die Abzweige und Krümmungen an das Rohr angeschweißt.

Stopfbüchsenrohre macht man zweckmäßig ebenfalls aus Stahlguß, deren Brillen aus Metall.

**Dichtungen.** Als Dichtungsmaterial kommt für die Flanschenverbindungen Flach- oder Rundgummi in Frage, evtl. mit äußerer Kupfereinfassung.

**Anstrich.** Gegen Witterungseinflüsse und Einflüsse des Triebwassers sind die Rohre, mit Ausnahme der Teile, die in die Festpunkte einbetoniert werden, mit einem gut schützenden Rostschutzanstrich zu versehen; letztere Flächen bestreicht man mit Zementmilch.

**Festpunkte.** Bei aufgelösten Rohrsträngen sind sämtliche Krümmungen als verankerte Festpunkte zu behandeln. Zu diesem Zwecke werden auf die Ankerrohre Winkelringe aufgezogen oder hinter die Flanschen gelegt.

Der Berechnung der Betonkörper und deren sorgfältiger Ausführung ist besonderer Wert beizumessen.

**Absperrorgane.** Als Absperrorgane kommen Keil- oder Kugelschieber und Drosselklappen zur Anwendung. Es empfiehlt sich, möglichst zwei Absperrvorrichtungen hintereinander anzuordnen, damit beim Versagen der einen noch die andere zur Verfügung steht. Der Abschluß der Absperrorgane erfolgt von Hand oder maschinell. Die Auslösung geschieht automatisch oder mit elektrischer Fernübertragung durch Hubmagnete.

**Belüftung.** Hinter den Absperrorganen am Einlauf ist stets ein Ent- und Belüftungsrohr bzw. Ventil anzuordnen, damit beim Füllen bzw. Entleeren der Leitung Luft in diese aus- bzw. eintreten kann. Bei Anordnung derselben innerhalb der Kammern der Absperrorgane ist auch für eine Belüftungsmöglichkeit dieser zu sorgen.

Befindet sich vor dem Absperrorgan noch eine längere Rohrstrecke, z. B. bei einer Talsperre, so darf der Abschluß nicht plötzlich erfolgen. Drosselklappen sind z. B. mit einer Ölbremse zu versehen. Nur bei kurzen Rohrstrecken vor dem Absperrorgan (einige wenige Meter) kann von dieser Bremsvorrichtung Abstand genommen werden.

An den tiefsten Punkten des Gefällbruches sowie vor den Hauptabsperrschiebern sind Entleerungsstutzen mit den erforderlichen Schiebern anzubringen.



Um keine unnötigen Montagespannungen in die Rohrleitung zu bringen, wird man — wenn möglich — die Montage, besonders der verdeckten Leitungen, bei einer Temperatur vornehmen, die etwa der mittleren Betriebstemperatur entspricht.

Einen Temperaturschutz erhält man auch, wenn man die Leitung mit fortschreitender Fertigstellung mit Wasser füllt.

**Rohrbett.** Das Rohrbett der Hochdruckanlagen ist oft an ziemlich steilen Berghängen anzulegen; es liegt daher die Gefahr nahe, daß das abstürzende Regenwasser Unterwaschungen der Auflagerungs- und Verankerungsklötze verursacht. Um dieser Gefahr vorzubeugen, wird für größere Druckrohranlagen das ganze Rohrbett ausbetoniert und mit Regenwasserrinnen versehen. In die Auflageklötze werden, wenn es sich um schwere Rohre handelt, Auflagerschienen aus gebogenen U-Eisen einbetoniert (Abb. 19/T. 3).

## J. Wasserwerke, Hauptzuleitungen und Ortsnetze.

Im vorstehenden Kapitel wurde die Beschaffung des Wassers durch Stauanlagen besprochen, diese kann auch durch Fassung aus Seen, Flüssen und Quellen sowie durch Anlage von Stollen und Brunnen erfolgen. Das auf die eine oder andere Art gewonnene Wasser muß stets geprüft werden, ob es für den bestimmten Zweck — als Trinkwasser für den menschlichen Gebrauch oder für gewerbliche Zwecke — geeignet ist.

Bei Brunnenanlagen muß durch längere Pumpversuche die Ergiebigkeit der Erdschicht und diejenige eines einzelnen Brunnens festgestellt werden, um danach die Anzahl der zur Gewinnung des erforderlichen Wasserquantums nötigen Brunnen bestimmen zu können.

Jeder Brunnen erhält eine besondere Saugeleitung; sämtliche Saugestränge werden in ein gemauertes Bassin zusammengeführt. Damit einzelne Brunnen im Bedarfsfall außer Betrieb gesetzt werden können, wird jede Saugeleitung mit einer Absperrvorrichtung versehen.

**Pumpen.** An das Bassin, in welches die verschiedenen Heberleitungen münden, werden auch die Saugeleitungen der Pumpen angeschlossen.

Jedes Wasserwerk wird zweckmäßig mit zwei Pumpenaggregaten ausgerüstet, damit beim Überholen einer Pumpe die Wasserversorgung keine Unterbrechung erleidet. Beide Pumpen müssen in ihrer Leistung so bemessen sein, daß jede für sich die gesamte erforderliche Wassermenge fördern kann. Zwischen jeder Pumpe und der Hauptsaugeleitung wird ein Absperrorgan eingebaut, damit jede Pumpe getrennt von der anderen geschaltet werden kann.

**Hochbehälter.** Um bei schwankendem Wasserverbrauch einen Ausgleich zu ermöglichen, wird das Wasser von den Pumpen nach beson-

deren Behältern gedrückt und dort gesammelt. Bei geeigneter Terraingestaltung fertigt man diese Behälter als gemauerte Erdbehälter; wo diese Möglichkeit fehlt, werden sie auf einem Gerüst oder einem Turm angeordnet. Für die Höhenlage des Behälters ist der erforderliche Leitungsdruck maßgebend. Hochbehälter werden zweckmäßig in möglichster Nähe des Pumpwerks aufgestellt. Bei Rohrnetzen größerer Ausdehnung werden stets mehrere solcher Behälter aufgestellt, um dadurch eine günstigere Druckverteilung in dem Netz zu erzielen. Die Druckleitungen zwischen Pumpe und Hochbehälter sind ebenso wie deren Saugleitungen so vorzusehen, daß jede Pumpe für sich geschaltet werden kann.

Für die Berechnung des Leitungsdruckes sei auf Kap. II/3 verwiesen, worin entsprechende Angaben gemacht werden.

Die Wasserdruckhöhe in dem Netz selbst nennt man den bürgerlichen Versorgungsdruck, der in  $m$  über Straßenoberfläche gemessen wird und 6 bis 8 m mehr betragen soll als die höchstgelegene Zapfstelle. Dieselbe beträgt je nach den Haushöhen 20 bis 50 m.

Bei Benutzung nur eines einzigen Leitungsstranges läßt sich in Orten mit starken Höhenunterschieden des Terrains ein gleichmäßiger Druck nicht erreichen. In solchen Fällen unterteilt man deshalb das Versorgungsgebiet in Zonen mit passenden Druckverhältnissen und Höhenabständen von 50 bis 80 m. Für jede der Druckzonen wird alsdann an geeigneter Stelle ein besonderer Hochbehälter vorgesehen.

Die Behälter erhalten Absperrvorrichtungen, Überlauf, Wasserstandsanzeiger und Entleerungsleitungen.

Bei Erdbehältern werden die Absperrorgane in einem gemauerten Ventilschacht angeordnet, bei Turmbehältern erfolgt die Bedienung von einer Laufbühne aus, welche über oder unter dem Behälter angebracht ist.

**Rohrnetz.** Die Art der Führung der Hauptspeiseleitung, welche die Ortschaft mit dem Hochbehälter verbindet, richtet sich hauptsächlich nach der Lage des Hochbehälters. Einige Möglichkeiten sind durch die Abb. 20 bis 24 (T. 4) dargestellt.

Beim Straßenrohrnetz wendet man das Verästelungs- oder das Zirkulationssystem an. Rohrnetze sind möglichst als Umlaufnetze zu bauen, weil sie bei gleichen Kosten bei Bränden mehr als verästelte leisten, bei ihnen tote Enden mit warmem Wasser und Niederschlägen möglichst vermieden sind und Rohrabsperungen wenig stören.

Bei Umlaufnetzen werden die Zweigleitungen untereinander durch Nebenstränge von mindestens 80 mm l.  $\varnothing$  verbunden, so daß das Wasser stets auf zwei Wegen zu einem bestimmten Punkt gelangen kann, während beim Verästelungssystem dagegen es nur vom Hauptstrang abzweigt.

In dem Beispiel Abb. 20 (T. 4) wurde in verstärkter Weise ein verästeltes Netz gezeichnet. In diesem Falle müßten viele Verbindungsstränge vorgesehen werden. Dies wäre jedoch nicht oder schwer möglich in der Ortschaft nach Beispiel Abb. 21 (T. 4), wo von einer Hauptstraße einige untereinander nicht verbundene Nebenstraßen abzweigen. Die Abb. 22 bis 24 (T. 4) zeigen Beispiele von Zirkulationsnetzen. Es wurde derselbe Lageplan wie für Abb. 20 (T. 4) zugrunde gelegt. Die Abbildungen zeigen, wie sich die Wahl der Hauptstränge ändert, je nach der Lage des Hochbehälters.

In den Leitungen sind in Entfernungen von etwa 1 km, höchstens jedoch 1,5 km, ebenso an den Abzweigen der Nebenstränge Schieber einzubauen, um dadurch das Netz in einzelne Bezirke unterteilen zu können. Es soll stets möglich sein, einen beliebigen Punkt der Leitung außer Betrieb setzen zu können, ohne mehr als 5 Schieber schließen zu müssen.

Hydranten werden unmittelbar an die Hauptleitung angeschlossen mittels Leitungen, deren Durchmesser nicht unter 100 mm betragen soll. Die Abzweige sollen nach oben gerichtet sein, damit sie auch gleichzeitig zur Entlüftung der Hauptleitung dienen. Zur Entlüftung beim Füllen der Leitung genügen auch von Hand zu betätigende Entlüftungshähne, Luftschrauben oder selbsttätige Entlüftungsventile mit Schwimmer, sog. Windstöcke.

Hydranten werden als Unterflurhydranten (Abb. 250/T. 42) und Überflurhydranten (Abb. 251/T. 43) gebaut. Die ersteren sind billiger in der Anschaffung, die letzteren haben den Vorzug, daß sie sichtbar sind und deshalb leicht aufgefunden werden können. Bei ihrer Aufstellung muß darauf geachtet werden, daß sie den Verkehr nicht stören.

Bei Wasser, das losen Sinter oder Schlamm absetzt, empfiehlt es sich, um Bürsten einführen zu können, sog. Streifkästen einzubauen.

Zur Prüfung der Dichtheit des Netzes oder zu anderen Zwecken werden in die Hauptstränge Flügel- oder Venturi-Wassermesser eingebaut. Behufs Entleerung der Leitung sind an den tiefsten Stellen derselben Ablaßschieber vorzusehen.

**Rohrmaterial.** Für die im Erdreich verlegten Leitungen verwendet man Muffenrohre aus Stahl oder Gußeisen, welche durch Asphaltierung, erstere auch noch durch eine Bejutung gegen Rostangriff geschützt sind. Die Dichtung der Muffe geschieht mittels Hanfstrick und Blei. Man verwendet auch vielfach die in Kap. III/B erwähnten Schweißverbindungen, Abb. 65 bis 72 (T. 7). Die Deckung zum Schutze des Wassers vor Erwärmung und der Rohre vor Zerstörung durch Lasten macht man meistens 1,5 m.

Für oberirdische Leitungen wählt man bei größeren Durchmessern Flanschenrohre, die ebenfalls wieder aus Stahl oder Gußeisen gemacht werden können.

Als Flanschverbindung bei den Stahlröhren wählt man solche mit aufgewalzten Flanschen (Abb. 44/T. 6) oder aufgeschweißten Bunden und losen Flanschen (Abb. 49/T. 7). Röhre mit kleinerem Durchmesser werden als Gasrohre mit Gewindeverbindung hergestellt. Als Schutzüberzug für oberirdische Leitungen wählt man vielfach auch die Verzinkung.

Formstücke können aus Stahl oder Gußeisen hergestellt werden. Bei Stahlröhren können die Abzweige auch angeschweißt werden. Zum Anschluß der Hausleitungen wählt man bei unterirdisch verlegten Leitungen auch sog. Anbohrschellen (Abb. 252/T. 43 und Abb. 253/T. 42).

## II. Berechnung von Rohrleitungen, Druckverlust, Wärmeverlust, Festigkeit.

### A. Einleitung.

Beim Entwurf einer Rohrleitung wird zuerst der allgemeine Plan festgelegt, unter Berücksichtigung der durch den besonderen Betrieb gestellten Forderungen, die in den verschiedenen Abschnitten des ersten Teiles dieses Buches für mehrere Fälle dargelegt wurden. Nachdem hierdurch die Längen der Stränge bestimmt sind, kann eine Durchrechnung der Leitung erfolgen, wobei zu ermitteln sind:

- a) die Rohrweiten für die Einzelstränge,
- b) die erforderlichen Wandstärken und Flanschverbindungen derselben.

Im allgemeinen ist die Rohrweite durch den zulässigen Druckverlust bedingt. In dem Kapitel Dampfleitungen wird gezeigt, wie bei großer Rohrweite die Wärmeverluste und Anlagekosten hoch sind, während bei engem Rohr der Druckabfall groß ist, wodurch die Erzeugungskosten steigen, bzw. bei gegebenem Druck an der Maschine der Kesseldruck zu hoch werden würde. Bei Gas- und Flüssigkeitsleitungen fällt die Berücksichtigung des Wärmeverlustes meistens fort, es ist aber auch hier aus den beiden übrigbleibenden Faktoren der günstigste Durchmesser zu ermitteln.

Aus diesen Überlegungen geht hervor, daß in einer Rohrleitung fast immer die Ermittlung des Spannungsabfalles zu erfolgen hat. In den folgenden Kapiteln soll gezeigt werden, wie dies für die verschiedenen Fälle durchgeführt wird. Um Wiederholungen zu vermeiden, werden die wichtigsten Berechnungsgrundlagen in Kap. B/1 gebracht und in den folgenden immer so weit vervollständigt, als dies für die Behandlung des betreffenden Abschnittes erforderlich ist.

In all' den Fällen, wo die durchströmende Flüssigkeit als Wärme- bzw. Kälteträger zu betrachten ist — also bei Dampfkraft-, Heizungs- und Kühlanlagen — spielen außer Druckverlusten auch die Wärmeverluste eine große Rolle, da die wirtschaftlichste Rohrweite durch Druck- und Wärmeverluste zusammen bedingt ist. Das Kap. II/E dieses Handbuches ist den Wärmeverlusten zugedacht.

Für die in den Berechnungen vorkommenden Größen wurden allgemein folgende Bezeichnungen gewählt:

$c$ spezifische Wärme in kcal/kg°C	$Q_h$ Durchflußmenge (bei Gas und Luft) in m <sup>3</sup> /h ( $Q$ und $Q_h$ in nachstehenden Berechnungen immer auf Ansaugzustand 0° C und 760 mm QS bezogen)
$c_p$ spezifische Wärme bei konstantem Druck kcal/kg°C	$Q_w$ stündl. Wärmemenge in kcal/h
$c_v$ spezifische Wärme bei konstantem Volumen kcal/kg°C	$R$ Reynoldssche Zahl (reduzierte Geschwindigkeit)
$d$ lichter Durchmesser des Rohres in m	oder
$D$ lichter Durchmesser des Rohres in cm	Gaskonstante in kgm/kg°C (das ist die von 1 kg eines Gases bei einer Temperatursteigerung um 1° bei gleichbleibendem Druck geleistete Arbeit in mkg)
$E'$ Elastizitätsmodul in kg/cm <sup>2</sup>	$R_t$ (Luft) = 29,2
$F$ Querschnitt in m <sup>2</sup>	$R_g$ Gaskonstante des zu fördernden Gases
$f$ Ausdehnung des Rohres in cm	$= \frac{R_t}{\delta} = \frac{29,2}{\delta}$
$G$ Durchflußmenge, bei Wasser in kg/s	$r$ Halbmesser in cm
$G$ Durchflußmenge, bei Dampf und Gasen in kg/h	$s$ Wandstärke in cm
$g$ Freifallbeschleunigung in m/s <sup>2</sup>	$s$ spezifisches Gewicht bei Gasen
$H$ Druckhöhe in m Flüssigkeitssäule	$T_0$ Bezugsgröße = meist 273° C
$h$ Widerstandsverluste in m Flüssigkeitssäule	$T$ absolute Temperatur ( $T_0 + t$ ) in °C
$J$ Trägheitsmoment in cm <sup>4</sup>	$t$ Celsius-temperatur in °C
$i$ Wärmehalt in kcal/kg	$T_m$ mittlere Jahresleitungstemperatur in ° abs.
$k$ Wärmedurchgangszahl (für Rohr) in kcal/mh°C	$v$ spezifisches Volumen in m <sup>3</sup> /kg
$k_b$ zulässige Biegebungsbeanspruchung in kg/cm <sup>2</sup>	$V$ Volumen in m <sup>3</sup>
$k_z$ zulässige Zugbeanspruchung in kg/cm <sup>2</sup>	$w$ Strömungsgeschwindigkeit in m/s
$l$ Länge der Rohrleitung in m	$W$ Widerstandsmoment in cm <sup>3</sup>
$L$ Länge der Rohrleitung in km	$z$ Zeit in h
$\ln$ natürlicher Logarithmus	$\alpha$ Wärmeübergangszahl in kcal/m <sup>2</sup> h°C
$M$ Moment in kg × cm	oder
$N_s$ Nutzleistung in PS	$\alpha$ Formalkonstante
$P$ Druck in kg/m <sup>2</sup>	oder
$p$ Druck in at	$\alpha = \frac{1}{273}$ (bei allen Gasen ergibt 1°C Temperaturerhöhung eine Vo-
$p_0$ Bezugsgröße = 1,0333 at (760 mm QS)	
$p_a$ Anfangsdruck bei Gasleitungen in ata	
$p_e$ Enddruck bei Gasleitungen in ata	
$Q$ Durchflußvolumen in m <sup>3</sup> /s	

- lumvergrößerung um  $\frac{1}{273}$  des ursprünglichen Volumens)
- $\beta$  Widerstandskoeffizient der Strömung für glatte Leitungen bei Dampf und Gasen
- $\gamma$  spezifisches Gewicht bei Wasser, Dampf und Luft in  $\text{kg/m}^3$
- $s$  spezifisches Gewicht bei Gasen (ist die Zahl, welche angibt, wievielmals schwerer ein Volumen trockenes Gas ist als ein gleiches Volumen trockene Luft vom gleichen Druck und gleicher Temperatur)
- $\delta$  Dichte eines Gases in  $\text{kg/m}^3$  (bei  $0^\circ$  und 760 mm QS ist  $\delta_0 =$  spez. Gewicht  $s$ )
- $$\delta = \frac{P}{R_i \cdot T} \cdot s$$
- oder  $\delta_t = \frac{\delta_0}{1 + \alpha \cdot t}$
- (wobei  $\alpha = \frac{1}{273} = 0,00367$ )
- $\Delta$  Differenz,  
z. B.  $\Delta P =$  Druckabfall in  $\text{kg/m}^2$   
 $\Delta p =$  Druckabfall in at  
 $\Delta t =$  Temperaturabfall in  $^\circ\text{C}$
- $\zeta$  Widerstandsbeiwert (Widerstandsziffer eines einzelnen Hindernisses)
- $\eta$  Zähigkeitszahl (absolute Zähigkeit) in  $\text{kgs/m}^2$
- $\vartheta$  Oberflächentemperatur in  $^\circ\text{C}$
- $\lambda$  Widerstandsziffer
- $\lambda_i, \lambda_a, \lambda_m$  Wärmeleitzahl in  $\text{kcal/mh}^\circ\text{C}$
- $\nu$  Kinematische Zähigkeit (Viskosität)  $\text{m}^2/\text{s}$
- $\pi$  Kreiskonstante

Einige wichtige Beziehungen zwischen den aufgeführten Größen mögen an dieser Stelle Erwähnung finden:

Eine Druckdifferenz kann angegeben werden in at,  $\text{kg/m}^2$ , m oder mm Flüssigkeitssäule.

Im allgemeinen werden bei Flüssigkeiten  $\text{kg/m}^2$  und m FLS gebraucht. Es besteht dann die Beziehung

$$\Delta P_{[\text{kg/m}^2]} = \Delta H_{[\text{m}]} \cdot \gamma_{[\text{kg/m}^3]}, \quad (1)$$

weil für Wasser von  $4^\circ$   $\gamma = 1000 \text{ kg/m}^3$

Gilt  $x \text{ kg/m}^2 = x \text{ mm WS}$ .

Bei Berechnung der Zustandsgrößen von Gasen wendet man die absolute Temperatur an. Sie ergibt sich aus

$$T = t + 273. \quad (2)$$

Die für die innere Reibung einer Flüssigkeit maßgebende Größe  $\eta$  und die in den Widerstandsgleichungen vorkommende Größe  $\nu$  sind verbunden durch die Beziehung

$$\nu = \frac{\eta \cdot g}{\gamma}, \quad (3)$$

wobei die absolute Zähigkeit  $\eta$  die Kraft ist, die notwendig ist, um eine Flüssigkeitsschicht von  $1 \text{ m}^2$  Oberfläche über eine gleich große,  $1 \text{ m}$  entfernte Schicht mit der Geschwindigkeit von  $1 \text{ m/s}$  zu verschieben.

Die Messung von  $\eta$  erfolgt nach Engler-Graden  $\mathcal{E}$ , die das Verhältnis der Ausflußzeiten von einer bestimmten Menge Flüssigkeit gegenüber Wasser aus einem Maßgefäß, dem Englerschen Viskosimeter angeben.

Die Umrechnung der Engler-Grade auf die absolute Zähigkeit erfolgt durch die Formel

$$\eta = \gamma \cdot 0,00074 \cdot \mathfrak{E} - \frac{0,00064}{\mathfrak{E}}. \quad (3a)$$

Es ist nicht immer möglich, sich mit Starrheit an die Grundeinheiten kg, m, s zu halten. Die Abweichungen beschränken sich auf Kap. II/E — Wärmeverlust —, wo als Zeiteinheit die Stunde (h) und auf Kap. II/F, wo für die Festigkeitsrechnungen als Längeneinheit das cm gebraucht wird.

## B. Rohrleitungen für Flüssigkeiten.

Auf Grund der hohen Bedeutung, die den Dampfleitungen für Industrie- und Kraftbetriebe zugemessen werden muß, wurden im ersten Teil des vorliegenden Buches die Rohrleitungen für Dampfanlagen an erster Stelle besprochen. Von dieser Reihenfolge wird hier aus dem Grunde abgewichen, weil die Berechnung der Wasserleitungen sich einfacher gestaltet als die der Leitungen für Dampf oder Gase.

### 1. Druckverlust in Rohrleitungen.

Nachdem der Rohrplan festgelegt ist, handelt es sich zuerst um die Wahl des Durchmessers der Rohre. Bei der Berechnung einer einfachen Transportleitung, wobei Wärmeverluste nicht in Frage kommen, ist der Widerstand, welcher mit Abnahme des Durchmessers wächst, hierfür maßgebend.

Der Gesamtwiderstand setzt sich aus drei Teilen zusammen, und zwar denen zur Überwindung

1. der Schwerkraft,
2. der Trägheit,
3. der inneren Reibung.

Der unter 1. genannte Teil tritt nur auf, wenn zwischen Anfangs- und Endpunkt der Rohrleitung ein Höhenunterschied besteht und ist einfach zu errechnen. In 2. ist die zur Erteilung einer bestimmten Anfangsgeschwindigkeit benötigte Beschleunigungskraft enthalten, und sie läßt sich ebenfalls nach den Gesetzen der Mechanik errechnen. Die Hauptschwierigkeit bereitet aber die Berücksichtigung der Reibung, weil die Größe dieses Widerstandes von zahlreichen Faktoren abhängig ist. Diese sind: Strömungsgeschwindigkeit ( $w$ ), Länge ( $l$ ) und Durchmesser ( $d$ ) des Rohres, Dichte ( $\gamma$ ) und Zähigkeit ( $\eta$ ) des durchfließenden Mediums und Beschaffenheit der Rohrrinnenfläche. Weil Dichte und Zähigkeit sich mit der Temperatur und bei Dämpfen und Gasen außerdem mit dem Druck ändern, ist die Errechnung des Widerstandes ziemlich kompliziert.

Durch den großen Einfluß der Geschwindigkeit ist man praktisch immer an eine obere Grenze gebunden und können daher für einzelne Fälle ungefähre Mittelwerte angegeben werden, wie dies bereits in den verschiedenen Kapiteln des ersten Teiles geschah.

Zwischen Querschnitt der Leitung, durchströmender Menge und Geschwindigkeit besteht die Beziehung

$$Q = F \cdot w \quad (4)$$

oder, wenn das zeitliche Gewicht gegeben ist,

$$G = F \cdot w \cdot \gamma. \quad (5)$$

Für eine Leitung mit Kreisquerschnitt gilt demnach

$$G = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot w \cdot \gamma \quad (6)$$

oder

$$w = \frac{1,27 \cdot G}{\gamma \cdot d^2} \quad (6a)$$

Aus diesen Beziehungen geht hervor, daß  $w$  den Mittelwert über den Rohrquerschnitt darstellt. In Wirklichkeit sind die Geschwindigkeiten an der Wand kleiner, in der Rohrachse größer als die mittlere Geschwindigkeit.

Eine einfache Lösung der Gleichung (4) ermöglicht Tafel I, aus welcher zu einer bestimmten Durchflußmenge (in  $\text{m}^3$  pro Sekunde, Minute und Stunde angegeben) bei einer angenommenen zulässigen Geschwindigkeit der zugehörige erforderliche Durchmesser abgelesen werden kann. Es soll z. B. für eine durchströmende Menge von 4 l/s ( $0,004 \text{ m}^3/\text{s}$ ) eine Leitung bemessen werden unter Zugrundelegung einer Geschwindigkeit von 0,5 m/s. Das Diagramm liefert den Wert  $d = 100 \text{ mm}$ , also NW 100. Dasselbe Ergebnis erhält man ebenfalls bei  $Q = 40 \text{ l/s}$  und  $w = 5 \text{ m/s}$ , indem Durchmesser und Geschwindigkeit mit derselben Zahl, z. B. 10, multipliziert oder dividiert werden. Für Geschwindigkeiten, die nicht mehr in der Tabelle enthalten sind, kann man z. B. für die zehnfache Geschwindigkeit ablesen und hat dabei zu berücksichtigen, daß sich beim gleichen Durchmesser die zehnfache Menge ergibt.

Für den Druckverlust in irgendeiner Leitung ist die Art der Strömung von einschneidendem Einfluß. Es müssen nämlich zwei Strömungsvorgänge unterschieden werden: der laminaren (schlichten) und der turbulenten (wirbeligen) Strömung. Bei der ersten Strömungsart, die bei kleinen Geschwindigkeiten und in engen glatten Rohren eintritt, fließen die Flüssigkeiten parallel zueinander, bei der zweiten und häufigst vorkommenden Strömung tritt eine Wirbelung auf. Die Grenze zwischen den beiden Gebieten der Strömung liegt bei der kritischen Zahl  $R_{kr} = 2320$ ; unterhalb dieser herrscht laminare, oberhalb turbulente



Strömung. Für den Übergang des einen in den anderen Strömungszustand ist die kritische Geschwindigkeit maßgebend, das ist die Geschwindigkeit, welche dieser Reynoldsschen Zahl bei gegebenem Rohrdurchmesser und kinematischer Zähigkeit entspricht.

Unterhalb dieser kritischen Geschwindigkeit ist der Widerstand proportional der ersten Potenz, oberhalb derselben ungefähr proportional der zweiten Potenz. Für den letzteren Fall ist bei kreisförmigem Querschnitt des Rohres:

$$\Delta P = \lambda \cdot \frac{l \cdot \gamma \cdot w^2}{d \cdot 2g} \quad (7)$$

oder mit Benutzung von (6a)

$$\Delta P = \lambda \cdot \frac{1,27^2 \cdot G^2 \cdot l}{2g \cdot \gamma \cdot d^5}, \quad (8)$$

$$\Delta P = \lambda \cdot \frac{0,083 \cdot G^2 \cdot l}{\gamma \cdot d^5}. \quad (8a)$$

Aus der Tatsache, daß der Durchmesser in der fünften Potenz auftritt, geht hervor, daß der Druckverlust bei Verringerung des Durchmessers stark wächst.

Turbulente Strömung tritt ein, wenn — wie schon vorhin bemerkt — die Kennzahl  $R$  den Wert 2320 erreicht. (Von verschiedenen Untersuchern wurde eine Verzögerung festgestellt und in Einzelfällen sogar bis zum Werte  $R = 51\,000$  laminare Strömung beobachtet<sup>1</sup>. Für praktische Fälle genügt der oben gegebene Wert. Die Abhängigkeit der kritischen Geschwindigkeit von der Kenngröße  $R$  wurde 1883 von O. Reynolds nachgewiesen, und nach ihm heißt diese Größe  $R$ , welche, wie aus folgendem hervorgeht, für die Untersuchung einer Strömung und für die Bestimmung des Druckverlustes von größter Bedeutung ist, die Reynoldssche Zahl. In glatten Rohren sind zwei Strömungsvorgänge ähnlich und nur dann ähnlich, wenn die Reynoldssche Zahl für beide Fälle denselben Wert hat. Diese ist eine Kenngröße, die für jede Flüssigkeit (auch für Gase) und jeden vorliegenden Fall nach der Gleichung

$$R = \frac{w \cdot d}{\nu} = \frac{w \cdot d \cdot \gamma}{\eta \cdot g} \quad (9)$$

zu bestimmen ist. Mit Hilfe der Reynoldsschen Zahl kann man auf Grund der beim Strömen des Wassers in Rohren auftretenden Reibungsverluste die aus gleichartigen Verlusten herrührenden Druckabnahmen auch für andere Flüssigkeiten und Gase von verschiedener Temperatur ermitteln.

Ausführliche Darlegungen über „die praktische Anwendung der Reynoldsschen Zahl“ können dem Aufsatz des Herrn Prof. Kövesi<sup>2</sup> entnommen werden.

<sup>1</sup> Vgl. L. Schiller: Forschungsarbeiten H. 248.

<sup>2</sup> Die Röhrenindustrie 1931, H. 7.

Die Reibungszahl  $\lambda$  ist eine Funktion der Reynoldsschen Zahl, die nach vorstehender Formel den Einfluß der Faktoren Durchmesser, Geschwindigkeit, Zähigkeit, spezifisches Gewicht und des Rauigkeitsmaßes zusammenfaßt.

Bei laminarer Strömung ist — unabhängig vom Rauigkeitsgrad des Rohres —

$$\lambda = \frac{64}{R}. \quad (10)$$

Bei turbulenter Strömung besteht nur eine allgemeine Formel für glatte Rohre und ist nach Blasius

$$\lambda_0 = 0,3164 \sqrt[4]{\frac{1}{R}}. \quad (11)$$

Bei rauhen Rohren ist die Widerstandszahl stets größer als bei glatten und unterscheidet man 2 Arten von Rauigkeit. Bei der einen ist  $\lambda_1$  unabhängig von  $R$ , aber abhängig von der relativen Rauigkeit  $\frac{k}{d}$ , dem Verhältnis des Rauigkeitsmaßes  $k^*$  (das bei eisernen Rohren zwischen 1,5 bis 2,5 liegt) zum Rohrdurchmesser  $= d$ :

$$\lambda_1 = \frac{1}{100} \cdot \left(\frac{k}{d}\right) 0,314. \quad (12)$$

Bei der zweiten Art von Rauigkeit ist  $\lambda$  von  $R$  abhängig, dagegen unabhängig von  $d$ , und

$$\lambda_2 = \lambda_0 \cdot \zeta, \quad (13)$$

wobei  $\zeta =$  Welligkeitszahl (zwischen 1,2 und 1,5 liegend), also eine den Rauigkeitsgrad<sup>1</sup> kennzeichnende Zahl ist.

Im allgemeinen sind bei jeder Rohrart beide Rauigkeitsarten vorhanden, ausschlaggebend ist aber immer die Art, welche den größeren Widerstand ergibt. Bei  $d \geq 100$  mm und  $R$  bis  $\sim 30000$  liegen die Werte  $\lambda_1$  unterhalb der Werte  $\lambda_0$ , so daß die darüber liegenden  $\lambda_2$  in die Rechnung eingesetzt werden müssen. Bei hohem  $R$  kann  $\lambda_1$  den Wert  $\lambda_2$  überschreiten.

Für die laminare Strömung, also für Fälle, wo  $R < 2320$ , errechnet der Druckverlust sich nach dem Poiseuilleschen Gesetz, welches besagt:

$$\Delta P = \frac{32 \cdot \eta \cdot l \cdot w}{d^2} \quad (14)$$

(entwickelt aus  $\Delta P = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{w^2}{2g} \cdot \gamma$ , worin bei laminarer Strömung  $\lambda = \frac{64}{R}$  und  $R = \frac{w \cdot d \cdot \gamma}{\eta \cdot g}$ ). Als Einheiten sind m, kg, s einzusetzen. Wie bereits vorstehend angegeben, bedeutet  $\eta$  die Zähigkeit des durchflie-

\* Siehe Hütte, 25. Aufl., S. 351, Tafel 6. <sup>1</sup> Siehe Hütte, 25. Aufl., S. 352.

benden Mediums. Diese ist von der Temperatur abhängig, und für Wasser gelten die Werte nach Tabelle 1.

Tabelle 1. Werte für  $\eta$  und  $\nu = \frac{\eta \cdot g}{\gamma}$  für Wasser.

$t$	0	5	10	15	20	40	60	80	100	$^{\circ}\text{C}$
$10^5 \cdot \eta$	18,1	15,44	13,4	11,6	10,3	6,67	4,68	3,48	2,68	kg/s/m <sup>2</sup>
$10^7 \cdot \nu$	17,75	15,15	13,1	11,4	10,1	6,59	4,67	3,51	2,74	m <sup>2</sup> /s

Werte für andere Flüssigkeiten finden sich z. B. in Landolt-Börnstein: Physikalisch-chemische Tabellen.

Erdöl, Schmieröl, Benzin, Teer und andere Flüssigkeiten, deren Zusammensetzung von Fall zu Fall stark verschieden ist, lassen sich in eine derartige Tabelle nicht zusammenfassen. Im allgemeinen muß man für solche Einzelfälle die Zähigkeit durch Versuch gemäß den Angaben zu (3) bestimmen, Tabellenwerte können höchstens Durchschnittswerte geben.

Wie bereits erwähnt, tritt in Rohren üblichen Durchmessers bei normalen Geschwindigkeiten fast immer turbulente Strömung auf. Der Widerstand ist abhängig von der Beschaffenheit der Rohrwand und ist am geringsten bei ganz glatter Wand, wie diese bei neuen gezogenen Messingrohren vorhanden ist.

Die Ermittlung des Rohrwiderstandes war Gegenstand vieler Untersuchungen, deren Ergebnisse hier nur teilweise mitgeteilt werden sollen. Zu den bekanntesten älteren Formeln für  $\lambda$  zählen die von

$$\text{Weißbach} \quad \lambda = 0,0144 + \frac{0,00947}{\sqrt{\omega}}, \quad (15)$$

$$\text{Lang} \quad \lambda = a + \frac{0,0018}{\sqrt{w \cdot d}}, \quad (16)$$

wobei  $a = 0,012$  (bei glatter Rohrleitung)

$= 0,02$  (bei neuer gußeiserner Muffenrohrleitung),

während in den letzten Jahren durch die Arbeiten von Blasius, Jacob und Erk<sup>1</sup> und Speyerer weitere Forschungsfortschritte erzielt wurden.

Nach neueren Versuchen von Jacob und Erk soll das vorhin erwähnte Blasius'sche Gesetz für  $R > 100000$  bei glattwandigen Rohren zu niedrige Werte ergeben und

$$\lambda = 0,00714 + \frac{0,6104}{R^{0,35}} \quad (17)$$

eingesetzt werden.

Der entsprechende Druckabfall errechnet sich mit dem betreffenden Wert für  $\lambda$  nach Formel (7). Die nach dieser Formel errechneten Werte stellen gewissermaßen Grenzwerte dar; schon bei geringer Rauigkeit

<sup>1</sup> Jacob u. Erk: Der Druckabfall in glatten Rohren und die Durchfließziffer von Normaldüsen. Forschungsarbeiten H. 267.

und für den Fall, daß die Flüssigkeit Ablagerungen hinterlassen hat, ergibt sich ein größerer Druckabfall.

Für nahtlose Stahlrohre ergeben sich brauchbare Werte nach der Beziehung:

$$\lambda = 0,09 \frac{d^{-0,13}}{R^{0,144}}. \quad (18)$$

Diese Beziehung ist in Anlehnung an eine von Speyerer<sup>1</sup> aufgestellte Formel ( $\lambda = \frac{\lambda_1}{\lambda_2}$ , wobei  $\lambda_1 = \frac{0,08186}{d^{0,132}}$  und  $\lambda_2 = R^{0,148}$ ) unter Heranziehung anderer Versuchsergebnisse entstanden.

Für verzinkte Rohre gilt nach Versuchen von F. C. Lea<sup>2</sup> nach einiger Umarbeitung:

$$\lambda = 0,086 \frac{d^{-0,13}}{R^{0,12}}. \quad (19)$$

Für gußeiserne Rohre geben Wegmann und Aeryns<sup>3</sup> eine Formel, welche für Wasserleitungen gilt und nach einiger Umformung folgende allgemeinere Gestalt erhält:

$$\lambda = 0,104 \frac{d^{-0,198}}{R^{0,144}}. \quad (20)$$

Zur schnelleren Errechnung der Widerstandsbeiwerte benutze man die Tabellen 2 und 3. Die Abstufung der Werte von  $R$  und  $d$  wurde so gewählt, daß bei gradliniger Interpolation eine ausreichende Genauigkeit erreicht wird.

Tabelle 2. Potenzen des Durchmessers  $d$ .

Durchmesser in mm	$d$ m	$d^{-0,06}$	$d^{-0,13}$	$d^{-0,133}$	$d^{-0,198}$
25	0,025	1,247	1,615	1,633	2,076
40	0,040	1,214	1,519	1,534	1,891
50	0,050	1,197	1,476	1,489	1,809
60	0,060	1,184	1,442	1,454	1,746
70	0,070	1,173	1,413	1,424	1,693
80	0,080	1,163	1,389	1,399	1,649
100	0,100	1,148	1,349	1,358	1,578
125	0,125	1,133	1,310	1,318	1,510
150	0,150	1,120	1,279	1,287	1,455
180	0,180	1,109	1,249	1,256	1,404
200	0,200	1,101	1,233	1,239	1,375
250	0,250	1,086	1,198	1,202	1,316
300	0,300	1,074	1,169	1,173	1,269
350	0,350	1,065	1,147	1,150	1,231
400	0,400	1,056	1,127	1,129	1,199
500	0,500	1,042	1,094	1,096	1,148
600	0,600	1,031	1,069	1,070	1,106
700	0,700	1,022	1,047	1,048	1,074
800	0,800	1,014	1,029	1,030	1,045
900	0,900	1,007	1,014	1,014	1,021
1000	1,000	1,0	1,0	1,0	1,0

<sup>1</sup> Speyerer: Forschungsarbeiten H. 273.

<sup>2</sup> Engg. News Rec. 1925, 240.

<sup>3</sup> Engg. News Rec. 95, 100/102 (1925).

64 Berechnung von Rohrleitungen, Druckverlust, Wärmeverlust, Festigkeit.

Tabelle 3. Potenzen der Reynoldsschen Zahl  $R$ .

$R$	$R^{0.1}$	$R^{0.12}$	$R^{0.144}$	$R^{0.148}$	$R^{0.25}$	$R^{0.35}$
10000	2,512	3,020	3,767	3,908	10,00	25,12
16000	2,632	3,196	4,032	4,190	11,25	29,61
20000	2,693	3,283	4,162	4,330	11,90	32,01
30000	2,803	3,445	4,413	4,598	13,16	36,90
40000	2,885	3,567	4,599	4,798	14,14	40,81
50000	2,950	3,664	4,750	4,961	14,96	44,13
60000	3,004	3,744	4,875	5,094	15,65	47,02
80000	3,092	3,877	5,082	5,316	16,82	52,01
100000	3,162	3,981	5,248	5,495	17,78	56,23
160000	3,314	4,212	5,615	5,891	20,00	66,28
200000	3,389	4,327	5,798	6,088	21,14	71,68
300000	3,530	4,541	6,148	6,466	23,40	82,60
400000	3,633	4,701	6,407	6,747	25,14	91,35
500000	3,715	4,829	6,618	6,974	26,60	98,79
600000	3,783	4,937	6,792	7,163	27,83	105,3
800000	3,893	5,120	7,079	7,474	29,90	116,4
1000000	3,981	5,248	7,295	7,727	31,62	125,9

Nachstehend noch die Ermittlung des Strömungswiderstandes bzw. von  $\lambda$  nach der neueren Formel von Lang, der auf Grund eingehender Untersuchungen auch Zahlen ( $\alpha$ ) für die verschiedenen Rohrarten angibt. Die ermittelten Werte sind gegenüber den anderen Formeln höher, so daß man also die Langschen Zahlen zweckmäßig für Überschlagsrechnungen verwenden kann, um genügende Sicherheit zu haben.

$$\Delta P = \lambda \cdot \frac{l \cdot w^2}{d \cdot 2g} \cdot \gamma,$$

$$\lambda = \alpha + 16 \cdot \sqrt{\frac{\alpha \cdot v}{w \cdot d}} = \alpha + 16 \cdot \frac{\sqrt{\alpha}}{\sqrt{R}}, \quad (21)$$

$$\Delta P = \left( \alpha + 16 \cdot \frac{\sqrt{\alpha}}{\sqrt{R}} \right) \cdot \frac{\gamma \cdot l \cdot w^2}{d \cdot 2g}. \quad (22)$$

Die Reibungszahl ist abhängig von der Beschaffenheit der Rohre und es gelten nach Lang folgende Werte:

a) neues Rohr mit ganz glatter Innenfläche ohne erkennbare Naht (Kupfer, Messing, Blei, Zink, Zinn, Glas, asphaltiertes glattes Schmiedeeisen):

$$\alpha = 0,011 \text{ bis } 0,012,$$

b) neues, besonders glattes, nicht asphaltiertes schmiedeeisernes Rohr ohne erkennbare Naht oder Verbindungsstelle:

$$\alpha = 0,012 \text{ bis } 0,013,$$

c) neues gewöhnliches, schmiedeeisernes Rohr und neues gußeisernes Flanschenrohr:

$$\alpha = 0,013 \text{ bis } 0,014,$$

d) neues glattes gußeisernes Muffenrohr und genietetes schmiedeeisernes Rohr:

$$\alpha = 0,015,$$

e) gereinigtes gußeisernes und glattes verzinktes schmiedeeisernes Rohr:

$$\alpha = 0,016 \text{ bis } 0,017,$$

f) Rohr mit dünner Ansatzschicht und rauhes verzinktes schmiedeeisernes Rohr:

$$\alpha = 0,019,$$

g) Gußrohr oberflächlich gereinigt:

$$\alpha = 0,023 \text{ bis } 0,030,$$

h) unreines Gußrohr:

$$\alpha = 0,038 \text{ bis } 0,042.$$

Meistens wird nicht genau zu bestimmen sein, in welche Rubrik eine gegebene Rohrleitung unterzubringen ist; zusammenfassend kann gesagt werden, daß für neue Stahlrohre  $\alpha = 0,013$  und für gebrauchte Rohre  $\alpha = 0,02$  bis  $0,03$  anzunehmen ist. Bei einem Neuentwurf darf natürlich wegen späterer Veränderung der Rohrwandung nicht ein sehr günstiger Wert zugrunde gelegt werden und außerdem muß dort meistens mit Erweiterung des Netzes und Zunahme des Wasserverbrauches gerechnet werden.

Die vorstehenden Formeln stellen eine Auswahl der brauchbarsten Forschungsergebnisse dar. Vollständigkeitshalber sei auf die auch ältere Formeln enthaltende Zusammenstellung der Hütte<sup>1</sup> verwiesen, welche in schwierigen Spezialfällen gelegentlich zur Überprüfung der Ergebnisse herangezogen werden mag.

#### Rechenbeispiele.

**Beispiel 1.** Durch eine Wasserleitung strömen 1200 l/min. Wie groß ist der Druckverlust in dem geraden Strang, wenn die Länge 300 m beträgt und die Leitung aus asphaltiertem Stahlrohr  $216 \times 6,5$  mm besteht? Die Temperatur des durchfließenden Wassers betrage  $10^{\circ}$  C.

Bei der Auswertung ist zu berücksichtigen, daß der lichte Durchmesser des Rohres durch die Asphaltenschicht und durch die im Betrieb gebildeten Ablagerungen verringert wird. Es sei gerechnet mit

$$203 - 8 = 195 \text{ mm l. } \varnothing.$$

Nach Tabelle 1 beträgt die kinematische Zähigkeit

$$\nu = 13,1 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}.$$

<sup>1</sup> Hütte 1, 25. Aufl., S. 350/353.

Rohrquerschnitt:

$$F = \frac{\pi \cdot 0,195^2}{4} = 0,0299 \text{ m}^2,$$

durchfließende Menge:

$$Q = \frac{1,2}{60} = 0,02 \text{ m}^3/\text{s},$$

demnach ist die Geschwindigkeit:

$$w = \frac{0,02}{0,0299} = 0,67 \text{ m/s},$$

die Reynoldssche Zahl:

$$R = \frac{0,67 \cdot 0,195}{13,1} 10^7 = 99,600.$$

Nach dem oben Gesagten ist der Widerstand also nach den Gesetzen der turbulenten Strömung zu ermitteln, und zwar könnte für das neue, asphaltierte Rohr Formel (17) in Frage kommen. Die Ablagerungen verursachen jedoch eine gewisse Rauigkeit, daher ist es zweckmäßig, im vorliegenden Falle (18) zugrunde zu legen.

$$\lambda = 0,09 \frac{0,195^{-0,13}}{99600^{0,144}}.$$

Durch Interpolation erhält man:

$$0,195^{-0,13} = 1,233 + \frac{5}{20} 0,016 = 1,237$$

und

$$99600^{0,144} = 5,248 - \frac{400}{20000} 0,166 = 5,245,$$

$$\lambda = 0,09 \cdot \frac{1,237}{5,245} = 0,0212.$$

Der Druckverlust nach (7):

$$\Delta P = 0,0212 \cdot \frac{300}{0,195} \cdot \frac{1000 \cdot 0,67^2}{2 \cdot 9,81} = 748 \text{ kg/m}^2 \text{ oder } 0,748 \text{ m WS}.$$

Im asphaltierten gußeisernen Rohr würde der Druckverlust einen ähnlichen Wert erhalten, weil die Oberflächenbeschaffenheit nicht wesentlich anders ist. Dies ist wohl der Fall für schwarzes Gußrohr, wofür sich nach Formel (20) ergibt:

$$\begin{aligned} \lambda &= 0,104 \frac{0,195^{-0,198}}{99600^{0,144}} \\ &= 0,104 \frac{1,382}{5,245} \\ &= 0,0274. \end{aligned}$$

In diesem Falle ist der Druckverlust

$$\Delta P = \frac{0,0274}{0,0212} \cdot 748 = 967 \text{ kg/m}^2,$$

daher um ca. 29% größer.

Etwas weniger einfach ist die Lösung der manchmal auftretenden Aufgaben, wo eine unbekannte Durchflußmenge aus dem bekannten zulässigen Druckverlust errechnet werden muß. In dem Falle muß so vorgegangen werden, daß vorläufig der Widerstandsbeiwert geschätzt wird, weil dieser abhängig ist von der Reynoldsschen Zahl, demnach von der gesuchten durchfließenden Menge. Bei einiger Erfahrung genügt meistens eine einmalige Schätzung und Nachrechnung. Der Wert für  $\lambda$  bewegt sich praktisch zwischen den Grenzen 0,013 und 0,03 in dem Sinne, daß bei größeren Durchmessern die niedrigeren Werte gelten.

**Beispiel 2.** Wie groß ist die durch eine verzinkte Leitung strömende Wassermenge, wenn auf 500 m Länge ein Druckverlust von 16 m eintritt? Verzinktes nahtloses Stahlrohr 70/76 mm  $\varnothing$ , Wassertemperatur 90° C, waagerechte Führung.

Schätzungsweise werde  $\lambda = 0,025$  gesetzt und mit Hilfe von Formel (8a) das zeitliche Gewicht errechnet.

Für Wasser von 90° C gilt:

$$\begin{aligned}\gamma &= 965 \text{ kg/m}^3, \\ \nu &= 3,13 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}.\end{aligned}$$

Für das Rohr ist:

$$\begin{aligned}d &= 0,07 \text{ m}, \\ l &= 500 \text{ m},\end{aligned}$$

demnach

$$\begin{aligned}G^2 &= \frac{1}{\lambda} \cdot \frac{\gamma \cdot d^5 \cdot \Delta P}{0,083 \cdot l} \\ &= \frac{1}{0,025} \cdot \frac{965 \cdot 0,07^5 \cdot 16000}{0,083 \cdot 500} \\ &= \frac{0,625}{0,025} = 25 \text{ kg}^2/\text{s}^2, \\ G &= 5 \text{ kg/s}.\end{aligned}$$

Die Wassergeschwindigkeit beträgt nach Formel (6a)

$$w = \frac{1,27 \cdot 5}{965 \cdot 0,07^2} = 1,343 \text{ m/s}.$$

Nach Formel (19) werde nun der wirkliche Widerstandsbeiwert ermittelt:

$$\begin{aligned}R &= \frac{1,343 \cdot 0,07}{3,13 \cdot 10^{-7}} = 300000, \\ \lambda &= 0,086 \frac{1,413}{4,541} = 0,0268.\end{aligned}$$

Der  $\lambda$ -Wert war zu niedrig geschätzt, die wirkliche Wassermenge beträgt:

$$\begin{aligned}G^2 &= \frac{0,625}{0,0268} = 23,3 \text{ kg}^2/\text{s}^2, \\ G &= \sqrt{23,3} = 4,83 \text{ kg/s}.\end{aligned}$$



Die Abweichung von dem vorher ermittelten Wert ist klein genug, um eine weitere Nachrechnung in diesem Falle überflüssig zu machen. Diese würde ergeben:

$$w = 1,3 \text{ m/s}, R = 290\,000, \lambda = 0,0269, G = 4,82 \text{ kg/s},$$

eine Abweichung, die jedenfalls innerhalb der Genauigkeitsgrenzen obiger Rechnung bleibt. Bei größeren Differenzen zwischen geschätztem und erstgerechnetem  $\lambda$ -Wert genügt im allgemeinen eine zweite Rechnung, um die endgültige Lösung herbeizuführen.

**Beispiel 3.** Guntermann und Kroßlin<sup>1</sup> geben das Rechenbeispiel einer Rohrleitung für zähe Flüssigkeit (Teer) wie folgt: „Durch eine Leitung von 100 mm l.  $\varnothing$  und 1000 m Länge sollen 30 m<sup>3</sup>/h gefördert werden. Dabei ist die vereinfachende Annahme gemacht, daß die Temperatur des Teeres auf der ganzen Leitungslänge konstant sei und 20° betrage. Die Viskosität des Teeres bei 20° sei im Viskosimeter zu 52 Engler-Graden gemessen worden.

Nach Gleichung (3a) beträgt die absolute Zähigkeit bei einem spezifischen Gewicht von 1200 kg/m<sup>3</sup>

$$\eta = 0,0461 \text{ (kg} \cdot \text{s/m}^2\text{)}.$$

Demnach ist die kinematische Zähigkeit nach Gleichung (3)

$$\nu = \frac{\eta \cdot g}{\gamma} = \frac{0,0461 \cdot 9,81}{1200} = 0,000376 \text{ (m}^2\text{/s)}.$$

Für die oben genannte Menge und den Rohrdurchmesser beträgt die mittlere Strömungsgeschwindigkeit

$$w = 1,06 \text{ m/s}.$$

Demnach ergibt sich die Reynoldssche Zahl

$$R = \frac{w \cdot d \cdot \gamma}{\eta \cdot g} = 282$$

und nach Gleichung (10) die Reibungszahl

$$\lambda = \frac{64}{282} = 0,227.$$

Der Druckverlust ist also

$$\Delta P = 0,227 \cdot \frac{1000}{0,1} \cdot \frac{1,06^2}{2 \cdot 9,81} \cdot 1200 = 155\,000 \text{ kg/m}^2$$

oder

$$\Delta p = 15,5 \text{ at}.$$

Bei  $R = 282$  besteht laminare Strömung, so daß auch Gleichung (14) angewandt werden kann und

<sup>1</sup> Wärme 1930, H. 38.

$$\Delta P = \frac{32 \cdot \eta \cdot l \cdot w}{d^3} = 156371 \text{ kg/m}^2 = \mathbf{15,63 \text{ at}}$$

ergibt.

Für die gleichen Verhältnisse ergibt sich bei Wasser ein Druckverlust von nur 1,43 at. Wärmt man den Teer auf  $40^\circ$  vor und sorgt in geeigneter Weise dafür, daß die Temperatur auf der Länge der Leitung annähernd konstant bleibt, so beträgt der Druckverlust nur 2,82 at, während sich bei Wasser unter den gleichen Verhältnissen ein solcher von 1,26 at ergeben würde.

Es empfiehlt sich daher, besonders bei viel benutzten langen Leitungen, zur Ersparnis von Pumparbeit den Teer entsprechend vorzuwärmen und dafür zu sorgen, daß die Temperatur in der Leitung nur wenig abfällt. Nachstehender Kurvenverlauf zeigt, daß das Fördern von Teer — speziell auf größere Entfernungen — bei einer Temperatur unter  $20^\circ$  zweckmäßig zu vermeiden ist.

**Beispiel 4.** Es soll der benötigte Druck zur Beförderung von Petroleum über eine 10 km lange Strecke vom Hafen nach einer Tankanlage berechnet werden. Es sei als Bedingung gegeben, daß eine Ladung von  $6500 \text{ m}^3$

Trinidadöl in  $2 \times 24$  Stunden befördert werden muß, unter Annahme einer solchen Vorwärmung des Öles (vgl. Kap. I/E), daß die mittlere Temperatur  $30^\circ \text{C}$  beträgt. Die mittlere Geschwindigkeit sei mit etwa  $1,5 \text{ m/s}$  angenommen.

Da es sich um eine sehr lange Leitung (die auch horizontal verläuft) mit verhältnismäßig wenigen Krümmern und Schiebern handelt, können diese für Berechnung des Druckverlustes vernachlässigt werden, wie dies auch im vorigen Beispiel erfolgt ist.

Um eine gewisse Sicherheit zu erreichen, berechne man die Anlage so, daß die Förderung sich in etwa 75% der vorgeschriebenen Zeit erledigen läßt. Die zeitliche Menge beträgt dann

$$6500 \text{ m}^3 \text{ in } 36 \text{ h oder } 0,0501 \text{ m}^3/\text{s}.$$

Bei einem lichten Rohrdurchmesser von 203 mm beträgt die mittlere Durchflußgeschwindigkeit

$$w = \frac{0,0501}{\frac{0,203^2 \cdot \pi}{4}} = 1,55 \text{ m/s}.$$

Für Trinidadöl ist bei  $30^\circ \text{C}$

$$\eta = 0,0206 \text{ (kg} \cdot \text{s/m}^2\text{)}$$

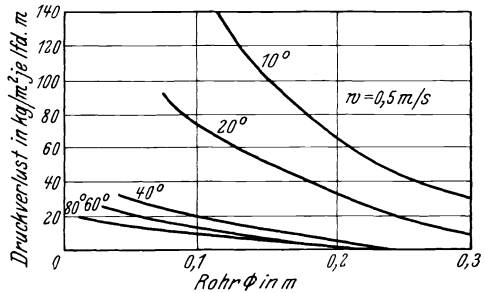


Abb. 1.

und

$$\nu = 0,000215 \text{ m}^2/\text{s}.$$

Die Reynoldssche Zahl errechnet sich zu

$$R = \frac{1,55 \cdot 0,203}{0,000215} = 1465.$$

Aus diesem Wert folgt, daß die Strömung laminar ist und errechnet sich der Druckabfall nach Formel (14)

$$\Delta P = \frac{32 \cdot 0,0206 \cdot 10\,000 \cdot 1,55}{0,203^2} = 248\,000 \text{ kg/m}^2.$$

Der für eine horizontal liegende Leitung zu überwindende Druckunterschied wäre demnach 24,8 at. Dieser Überdruck muß also mindestens am Anfang der Leitung herrschen.

In den vorhergehenden Rechenbeispielen wurde — da lange, gerade Strecken ohne besonderen Richtungswechsel bzw. andere Einzelwiderstände durch Absperrorgane usw. in Frage kamen — nur der Widerstand der geraden, zylindrischen Rohrleitung berücksichtigt. Im folgenden seien Anhaltszahlen für den Widerstand von Rohrkrümmern und Absperrorganen gegeben. Eindeutig sind die Widerstandszahlen nicht anzugeben, weil sie mit der Bauart des betreffenden Teiles stark veränderlich sind. Normalisierung wird hier eine bedeutende Vereinfachung und erhöhte Sicherheit der Berechnung bringen.

Ausgehend von der Annahme, daß der Widerstand proportional der zweiten Potenz der Geschwindigkeit wächst, kann man für den Druckhöhenverlust schreiben:

$$\Delta h = \zeta \cdot \frac{w^2}{2g} \text{ m Flüssigkeitssäule} \quad (23)$$

oder Druckverlust

$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{\gamma \cdot w^2}{2g}. \quad (24)$$

Für Bogenstücke mit kreisförmigem Querschnitt lichter Weite  $d$  und Halbmesser  $r$  der Krümmung gilt nach Weißbach<sup>1</sup>

$$\zeta = 0,13 + 0,16 \left(\frac{d}{r}\right)^{3,5}. \quad (25)$$

Wie aus dieser Gleichung hervorgeht, ist der Widerstand kleiner, je schwächer die Krümmung ist. Gleichung (25) ergibt folgende Werte:

$\frac{d}{r} = 0,1$	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4
$\zeta = 0,13$	0,13	0,14	0,16	0,20	0,29	0,44	0,66.

<sup>1</sup> Hütte 1, 25. Aufl., S. 359.

Nach Hütte ergeben Rohrwindungen ohne Änderung des Krümmungshalbmessers und der Krümmungsrichtung ein  $\zeta$  wie gerade Leitungen; Wechsel in der Krümmungsrichtung verdoppelt  $\zeta$ .

Für Absperrorgane gelten etwa folgende Werte:

Ventile neuer Bauart (Freifluß-, Koswa-, Rhei-Ventile) . . . . .	$\zeta = 0,5-1$
Durchgangsventile bei üblicher Kugelform . . . . .	$\zeta = 5-9$
Durchgangsventile besonders ungünstiger Bauart . . . . .	$\zeta = 15-30$
Eckventile . . . . .	$\zeta = 2-5$
Schieber, Hähne, Klappen . . . . .	$\zeta = 0,1-1,5$
T-Stücke, Hauptstrom im Abzweig . . . . .	$\zeta = 1,5$
T-Stück mit Stromteilung . . . . .	$\zeta = 2,5$
Kreuzstück mit Stromtrennung . . . . .	$\zeta = 4$

Obenstehende Angaben genügen für diese Übersicht, eine eingehende Behandlung weiterer Widerstände wie derjenigen, die bei Verengung und Erweiterung der Leitung usw. auftreten, findet sich z. B. in der Hütte, 25. Auflage, Bd. 1, S. 356 u. ff.

Der Widerstand bzw. Druckverlust kann also für die glatte Leitung nach Formel (7) und zusätzlich für die Krümmer, Absperrorgane usw. nach Formel (24) berechnet werden oder letztere werden für allgemeine Ermittlungen nach Erfahrungswerten in m-Rohrlängen ausgedrückt, zur geraden Rohrlänge zugeschlagen und nach untenstehender Formel der Druckverlust summarisch errechnet.

Diese Erfahrungswerte betragen nach der Hütte etwa:

pro Biegung 90° . . . . .	= 2-3 m Rohrlänge
„ Absperrschieber . . . . .	= 2 m „
„ Rückschlagklappe oder Ventil . . . . .	= 4-5 m „
„ Saugkorb . . . . .	= 6 m „

Die Berechnungsformel ist dann:

$$h_{(\text{in m WS})} = \lambda \cdot \frac{l r}{d} \cdot \frac{w^2}{2g},$$

worin  $\lambda = 0,02 + \frac{0,0018}{\sqrt{w \cdot d}}$  (nach Lang)

und  $l r$  = gesamte Reibungslänge (also gerade Rohrlänge + äquivalente Rohrlängen für Einzelwiderstände). Für allgemeine Ermittlungen können aus Tafel II für die verschiedenen Rohrdurchmesser und Geschwindigkeiten die dafür in Frage kommenden Wassermengen in m<sup>3</sup>/h und der Widerstandsverlust in m entnommen werden, wobei letzterer für glatte Leitungen gilt, während dieser im Gegenfall entsprechend der Inkrustierungsstärke erhöht werden muß. Zur Erläuterung mögen einige Rechenbeispiele dienen.

**Beispiel 1.** Durch eine Wasserleitung von 500 mm l.  $\varnothing$  und 300 m Länge strömen 157 l/s. In dem Strang sind 2 Schieber eingebaut, deren Widerstand mit berücksichtigt werden soll. Temperatur des Wassers

72 Berechnung von Rohrleitungen, Druckverlust, Wärmeverlust, Festigkeit.

10° C. Gesucht wird die Druckdifferenz zwischen Anfang und Ende unter Annahme, daß die Leitung waagrecht verlegt ist.

Unter Benutzung der allgemeinen Bezeichnungen ist

$$Q = 0,157 \text{ m}^3/\text{s} \cdot d = 0,5 \text{ m}, \quad F = 0,1963 \text{ m}^2,$$

also: 
$$w = \frac{0,157}{0,1963} = 0,8 \text{ m/s}.$$

Bei 10° C ist nach Tabelle 1:

$$\nu = 13,1 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s},$$

folglich

$$R = \frac{0,8 \cdot 0,5}{13,1} 10^7 = 3,05 \cdot 10^5.$$

Nach oben Gesagtem rechnen wir mit der Formel von Lang.

Mit 
$$\alpha = 0,025$$

wird 
$$\lambda = 0,025 + \frac{16 \sqrt{0,025}}{\sqrt[3]{305000}}.$$

Somit ist der Druckverlust:

$$\Delta P = 0,0296 \cdot \frac{1000 \cdot 300 \cdot 0,8^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,5} \text{ kg/m}^2,$$

$$\Delta P = 580 \text{ kg/m}^2.$$

Nach Jacob und Erk ergibt sich für ein glattes Rohr

$$\lambda = 0,0145 \quad \text{und} \quad \Delta P = 284 \text{ kg/m}^2.$$

Durch die Rauigkeit wäre der Druckverlust somit um 100 % größer.

Der Druckhöhenverlust beträgt  $\Delta h = \frac{\Delta P}{\gamma} = 0,58 \text{ m WS}.$

Der Widerstand eines Schiebers ist:

$$\Delta h_s = \zeta_s \cdot \frac{w^2}{2g},$$

wobei  $\zeta_s$  nach Seite 71 etwa 0,8 beträgt. Damit ergibt sich für die beiden Schieber zusammen

$$2 \Delta h_s = 2 \cdot 0,8 \cdot \frac{0,8^2}{2 \cdot 9,81} = 0,0522 \text{ m WS}.$$

Der Gesamtdruckhöhenverlust der Leitung beträgt

$$= 0,580 + 0,052 = 0,632 \text{ m WS}.$$

**Beispiel 2.** Gegeben  $\Delta p_{\text{ges.}}$ ,  $l$ ,  $d$ , gesucht  $Q$ . In einer Wasserleitung von 200 m l. W. tritt über eine Länge von 100 m ein Druckverlust von 0,1 at ein. Wie groß ist die durchfließende Wassermenge?

Es sei in der Leitung eine Armatur eingebaut, deren  $\zeta$  mit 5,0 eingesetzt werden soll. Vorläufig ist die Geschwindigkeit  $w$ , und damit auch das  $\lambda$  unbekannt.

Vernachlässige den Einfluß der Armatur, schätze  $\lambda = 0,025$  (bei Annahme  $\alpha = 0,02$ )

$$\Delta P = 0,1 \cdot 10000 = 1000 \text{ kg/m}^2,$$

$$l = 100 \text{ m}, \quad d = 0,2 \text{ m}.$$

Für den Widerstand der Armatur gilt

$$\Delta P_{\text{arm.}} = \zeta \cdot \frac{w^2}{2g} \cdot \gamma \text{ kg/m}^2$$

und nach Gleichung (7) für den geraden Rohrstrang

$$\Delta P_{\text{Rohr}} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{w^2}{2g} \cdot \gamma,$$

somit

$$\Delta P_{\text{ges.}} = \left( \lambda \cdot \frac{l}{d} + \zeta \right) \cdot \frac{\gamma \cdot w^2}{2g}$$

oder

$$w = \sqrt{\frac{2g}{\gamma} \cdot \Delta P_{\text{ges.}} : \left( \lambda \cdot \frac{l}{d} + \zeta \right)},$$

also mit Einsetzen der Werte:

$$\begin{aligned} w &= \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81}{1000} \cdot 1000 : \left( 0,025 \frac{100}{0,2} + 5,0 \right)} \\ &= \frac{4,43}{\sqrt{12,5 + 5,0}} \\ &= 1,06 \text{ m/s}. \end{aligned}$$

Nachdem die Geschwindigkeit annähernd bekannt ist, kann für  $\lambda$  ein genauerer Wert errechnet werden.

$$\text{Nach (21) ist } \lambda = \alpha + \frac{16 \sqrt{\alpha}}{\sqrt{R}},$$

$$R = \frac{w \cdot d}{\nu} = \frac{1,06 \cdot 0,2}{13} \cdot 10^7 = 163000,$$

$$\lambda = 0,02 + \frac{16 \sqrt{0,02}}{\sqrt{163000}} = 0,0256.$$

Dieser neue Wert für  $\lambda$  weicht nur um 2,4% von dem geschätzten Werte ab. Eine neue Durchrechnung ist in Anbetracht der Unsicherheit in  $\alpha$  und  $\zeta$  überflüssig und die durchfließende Menge ergibt sich zu

$$Q = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot w \text{ m}^3/\text{s} = 3,14 \cdot 10^{-2} \cdot 1,06 = 0,0333 \text{ m}^3/\text{s}.$$

Bei der gegebenen Druckdifferenz von 0,1 at ist die durchfließende Menge somit 33,3 l/s oder 120 m<sup>3</sup>/h.

**Beispiel 3.** Gegeben  $Q$ ,  $l$  und  $\Delta P$ ; gesucht  $d$ . Dieser Fall liegt bei Entwurf einer neuen Leitung vor.

$$\text{Wasserbedarf} = 5 \text{ m}^3/\text{h}.$$

74 Berechnung von Rohrleitungen, Druckverlust, Wärmeverlust, Festigkeit.

Länge der Leitung = 2500 m mit 20 Krümmern und 4 Schiebern.  
Zulässiger Druckabfall für die ganze Strecke = 20 m WS.

Widerstandszahlen seien angenommen:

$$\text{pro Krümmer } \zeta = 0,14$$

$$\text{,, Schieber } \zeta = 1,2.$$

Vorläufig wird der Einfluß der Krümmern und Schieber vernachlässigt.

Nach Formel (8a)

$$\Delta P = \frac{0,083 \cdot \lambda \cdot G^2 \cdot l}{\gamma \cdot d^5},$$

also

$$d^5 = \frac{0,083 \cdot \lambda \cdot G^2 \cdot l}{\Delta P \cdot \gamma}.$$

Es sind:

$$G = \frac{50 \cdot 1000}{3600} = 13,9 \text{ kg/s}, \quad l = 2500 \text{ m},$$

$$\Delta P = 20 \cdot 1000 \text{ kg/m}^2, \quad \gamma = 1000 \text{ kg/m}^3.$$

Wir schätzen vorläufig  $\lambda$  zu 0,03 unter Annahme  $\alpha = 0,025$ , dann wird

$$d^5 = \frac{0,083 \cdot 0,03 \cdot 13,9^2 \cdot 2500}{2 \cdot 10^4 \cdot 10^3} = 6 \cdot 10^{-5},$$

$$\mathbf{d = 0,143 \text{ m} .}$$

Weil der Einfluß der Krümmern und Schieber vernachlässigt wurde, ist der Durchmesser nach oben abzurunden. Nach DIN 2003 kommt NW 150 in Frage.

Bei dem Durchmesser  $d = 0,15$  wird

$$w = \frac{Q}{\pi \cdot d^2} = \frac{0,0139}{0,01767} = 0,79 \text{ m/s}.$$

Jetzt kann mit diesem Wert nachgeprüft werden:

$$\lambda = \alpha + \frac{16 \sqrt{\alpha}}{\sqrt{R}},$$

$$R = \frac{0,79 \cdot 0,15}{13 \cdot 10^{-7}} = 91000,$$

$$\lambda = 0,025 + 0,0085 = 0,0335.$$

Mit dem höheren Wert für  $\lambda$  ergibt sich:

$$\Delta P_{\text{Rohr}} = 0,0335 \frac{1000 \cdot 2500 \cdot 0,79^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,15} = 17700 \text{ kg/m}^2.$$

Widerstand der Krümmern und Schieber:

$$\begin{aligned} \Delta P_{\text{Kr} + \text{Sch}} &= (20 \cdot 0,14 + 4 \cdot 1,2) \cdot \frac{0,79^2}{2 \cdot 9,81} \cdot 1000 \\ &= \frac{7,6 \cdot 0,6241 \cdot 1000}{19,62} = 234 \text{ kg/m}^2. \end{aligned}$$

Der Druckverlust beträgt somit

$$\Delta P = 17700 + 234 = 17950 \text{ kg/m}^2$$

oder

$$\Delta h = \sim 18 \text{ m WS.}$$

## 2. Kesselspeiseleitungen.

Wie schon im ersten Teil bemerkt, legt man bei der Berechnung dieser Leitungen Geschwindigkeiten von 1,5 bis 2 m/s zugrunde.

Während bei Wasserleitungen — ohne Berücksichtigung der geringen Temperaturen — allgemein mit dem normalen spezifischen Gewicht  $\gamma = 1$  gerechnet wird, muß man bei Speiseleitungen darauf Rücksicht nehmen, daß durch die Speisewasservorwärmung usw. oft Wassertemperaturen bis  $200^\circ \text{C}$  und mehr in Frage kommen und mit wachsender Temperatur das spezifische Gewicht des Wassers sinkt, was durch das sich ergebende größere Fördervolumen bei der Leitungsbeurteilung berücksichtigt werden muß. Nebenstehendes Graphikum zeigt das Fallen des spezifischen Gewichtes und damit das Steigen des spezifischen Volumens  $\left(\frac{1}{\gamma}\right)$  bei steigender Wassertemperatur.

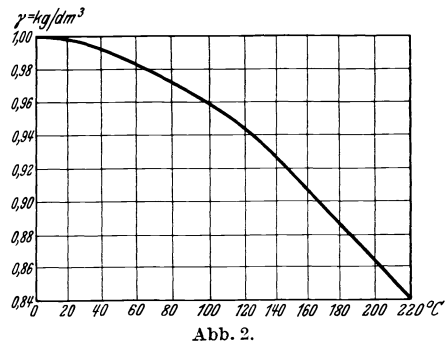


Abb. 2.

## 3. Entwurf eines Ortsrohrnetzes für Wasserversorgung.

Grundlage jedes Entwurfes einer Rohrleitungsanlage ist die Bestimmung der Menge der zu fördernden Flüssigkeit, in diesem Falle der Wassermenge. Es ist natürlich nicht möglich, auch nur für die wichtigsten technischen Betriebe einfache und genaue Angaben über die benötigte Wassermenge zu geben, weil für jeden Einzelfall wieder andere Verhältnisse maßgebend sind.

Obleich dies auch gewissermaßen für Wasserversorgungsanlagen gilt, mögen doch in folgendem einige Anhaltspunkte für den Entwurf gegeben werden, weil diese Netze in verschiedener Beziehung einen Ausnahmefall bilden. Erstens gibt es wohl kaum Fälle, wo die Leitungen in so komplizierter Weise verzweigt sind, zweitens ist hier die Bestimmung der Wassermengen Aufgabe des Leitungsbauers, während sonst die benötigten Mengen durch den Konstrukteur der betreffenden Kraft- oder Industrieanlage angegeben werden. Im Kap. I/J wurde schon einiges über die Verteilungssysteme gesagt und wir werden annehmen, daß das Zirkulationssystem zur Anwendung kommt. Das Versorgungsgebiet wird



in Bezirke eingeteilt, und für jeden Bezirk die tägliche Wassermenge in der Weise abgeschätzt, daß zuerst die Einwohnerzahl mit dem Verbrauch für den Kopf und den Tag multipliziert wird und sodann weitere Verbrauchsstellen wie gewerbliche Betriebe, Schulen, Krankenhäuser, Badeanstalten usw. berücksichtigt werden. Außer mit diesem normalen Bedarf ist noch mit Erhöhung des Wasserverbrauches bei Bränden zu rechnen, wobei für jeden Hydrant mit einer Menge von etwa 600 l/min zu rechnen ist.

Im Jahresdurchschnitt verbraucht jeder Einwohner etwa 100 l/Tag, jedoch muß damit gerechnet werden, daß an heißen Sommertagen der Verbrauch um etwa 50% höher ist. Der stündliche Verbrauch kann bis etwa  $\frac{1}{14}$  des Tagesverbrauches erreichen. Der Gesamtverbrauch verschiedener Städte, dividiert durch deren Einwohnerzahl, ergibt ziemlich weit auseinanderliegende Werte und es sind demnach bei dem Entwurf lokale Verhältnisse weitgehend zu berücksichtigen. So betrug z. B. im Jahre 1911 der durchschnittliche Tagesverbrauch pro Kopf für

Berlin . . . . .	100 l	Dresden . . . . .	116 l
Hamburg . . . . .	200 l	München . . . . .	223 l
Magdeburg . . . . .	108 l	Augsburg . . . . .	253 l
Solingen . . . . .	100 l	Basel . . . . .	172 l
Darmstadt . . . . .	113 l	Baden-Baden . . . . .	151 l
			(max. 363 l)
		Straßburg . . . . .	145 l

Für ausländische Städte — namentlich in den Vereinigten Staaten — werden bedeutend höhere Verbrauchszahlen angegeben, z. B.

Paris . . . . .	295 l
Chicago . . . . .	1020 l
Philadelphia . . . . .	903 l
Buffalo . . . . .	1400 l

Zu bemerken ist hierbei, daß in Amerika der Verbrauch der Einzelabnehmer nicht durch Messer kontrolliert wird.

Die Leitungen können eingeteilt werden in Speiseleitungen und Verteilungsleitungen. Die Speiseleitungen werden ungefähr durch den Schwerpunkt der Bezirke geführt und leiten also den Bezirken die zu verteilenden Mengen zu. Bei der Wahl dieser Speiseleitungen werde berücksichtigt, daß sich im allgemeinen die wirtschaftlichste Lösung ergibt, wenn die Wasserteilchen auf dem kürzesten Weg zu dem Verbrauchsort geführt werden. Die Verteilungsleitungen brauchen meistens nicht einzeln berechnet zu werden, weil es sich als praktisch erwiesen hat, die lichten Weiten nicht unter 100 mm zu nehmen und bei einem solchen Querschnitt werden die Geschwindigkeiten wohl fast nie zu hoch, weil auf eine Verteilungsleitung bei richtiger Wahl der Bezirksgröße keine so großen Mengen entfallen. Es sind nun die Wassermengen zu ermitteln, die für die einzelnen Speisestränge einzusetzen sind und

die zweckmäßig von Knotenpunkt zu Knotenpunkt bestimmt werden. Innerhalb der Bezirke kann man ausgehen entweder direkt von der Einwohnerzahl oder von der Wasserentnahme für den laufenden Meter, die dann jedesmal mit der Straßenlänge zu multiplizieren ist. Für verschiedene Stadtteile werden sich für den Verbrauch pro lfd. m andere Zahlen ergeben, weil er abhängig ist von der Stockwerkzahl der anliegenden Häuser, von dem Wohlstand der Anwohnenden usw.

Nachdem die Leitungs-Trasse festgelegt ist, sind also immer die Strömungsverhältnisse zu ermitteln. Bei Umlaufnetzen kann man das ganze System in Ringe aufgelöst denken, wobei sich jeder Ring wieder als zwei Verästelungsleitungen betrachten läßt. Sei z. B. in Abb. 25 (T. 4) ein Ausschnitt aus einem Netz gegeben und strömt in der Speiseleitung das Wasser von  $A$  nach  $B$ , in den Seitensträngen also auch von  $A$  nach  $C$  und von  $B$  nach  $D$ , so wird ein Teil der Verbindungsleitung  $CD$  von  $C$  aus, ein anderer Teil von  $D$  aus Wasser zugeführt bekommen. Die Grenze zwischen diesen beiden Teilen (Punkt  $S$ ) wird Wasserscheidpunkt genannt und liegt bei gleichmäßiger Wasserentnahme aus den einzelnen Strängen nicht genau in der Mitte, sondern verschoben in Strömungsrichtung der Speiseleitung. In dieser Weise wird die Menge bestimmt, die von  $C$  aus zur Versorgung des Teiles  $CS$  fließen soll und in gleicher Weise die Menge, die von  $C$  nach  $E$  strömt. Für den Punkt  $C$  ist die sekundliche Menge bekannt. Für die Abzweigung bei  $A$  gilt diese Menge, zuzüglich des Verbrauches des Stranges  $AC$ . In dieser Weise kann man, ausgehend von den entferntesten Punkten und fortschreitend in Richtung der Hauptzuleitung für jede Stelle des Netzes die Durchflußmenge bestimmen.

Ein Rohrleitungsnetz soll verschiedene Bedingungen erfüllen, und zwar soll erstens der Druck an allen Entnahmestellen, auch bei Höchstverbrauch, ausreichend sein und zweitens soll dies mit den geringsten Kosten erreicht werden. Für die Durchrechnung sind diese beiden Forderungen maßgebend, für die Ausführung kommen natürlich hinzu Festigkeitsbedingungen und solche des Schutzes gegen Rostangriff usw.

Bei gegebener Wassermenge ist der Druck abhängig von Anfangsdruck und Druckabfall in der Leitung, welcher letzterer wieder durch die Lichtweiten bedingt ist. Es ergeben sich nun zwei Hauptgruppen, und zwar die Gefälleleitungen, bei denen der Anfangsdruck bestimmt ist durch die Höhe der Quelle über dem Ort, und die Leitungen mit künstlicher Hebung des Wassers, bei denen also der Druck von Pumpen erzeugt werden muß.

Im ersten Fall, also bei Gefälleleitungen, ist nach Abb. 26 (T. 5) der zulässige Druckabfall bedingt durch die Höhendifferenz von Behälter und Ort und den verlangten Druck am Ende der Leitung. Aufgabe des Entwurfes ist, den Verlauf des Druckabfalles mit der Länge,

d. h. die Druckgefällslinie so zu gestalten, daß die Kosten der Rohrleitung ein Minimum erreichen.

Wird jedoch der Druck von Pumpen erzeugt, so ist man nicht von vornherein an einen gegebenen Druckabfall gebunden, sondern soll dieser so gewählt werden, daß sich dabei die Gesamtkosten der Wasserversorgung am niedrigsten stellen. Hier ist also zu bestimmen, bei welchem Druckverlust, also bei welchen Rohrweiten, die Summe der Betriebskosten, die sich aus Verzinsung, Abschreibung und Unterhaltungskosten von Maschinenanlage und Rohrnetz und den Betriebskosten der Pumpenanlage zusammensetzen, welche abhängig sind von der Art der Antriebsmaschine (Dampfmaschine, Öl- oder Gasmotor oder Elektromotor) und von dem Preis des Brennstoffes bzw. des elektrischen Stromes.

**Berechnung einer Gefälleleitung.** Wie oben erwähnt, soll hier der Verlauf der Druckgefällslinie bestimmt werden. Die Strömungsverhältnisse können verschieden sein und sollen an Hand einiger sog. Belastungsdiagramme gezeigt werden.

Fall 1. Entnahme bloß am Ende der Leitung, Durchflußmenge konstant, wie Abb. 27 (T. 5) zeigt. Tritt ein bei Verbindungsleitung zwischen Gewinnungsstelle und Verbrauchsort.

Fall 2. Leitung mit gleichbleibender Wasserentnahme über der ganzen Länge. Siehe Abb. 28 (T. 5) Druckgefällslinie eine parabelartige Kurve.

Bei wirklichen Leitungen wird es sich meistens um eine Kombination dieser zwei äußersten Fälle handeln und wird die Belastungsschaulinie einen Verlauf wie Abb. 29 (T. 5) etwa zeigen, annehmen können. Die Gefällslinie wird dabei die Gestalt einer gebrochenen Linie annehmen, wird bedingt durch die gewählten Durchmesser und muß wieder so verlaufen, daß der Betriebsdruck überall ausreicht. Für die Wahl der Druckgefällslinie sei hier auf die Fachliteratur hingewiesen<sup>1</sup>.

Für den ersten Fall sei ein Rechnungsbeispiel gegeben.

Ein Hochbehälter liegt 185 m, der zu versorgende Ort 145 m über NN. Am Ende der Leitung soll ein Druck von 25 m herrschen. Die Länge der Verbindungsleitung beträgt 2800 m, die sekundliche Wassermenge 10 l/s. Wie groß soll die Rohrweite genommen werden?

Wie oben gesagt, soll die Gefällslinie eine gerade sein. Bezogen auf die Höhe der Verbrauchsstelle herrscht am Anfang der Leitung ein Druck von 40 m WS. Der zulässige Druckverlust beträgt

$$40 - 25 = 15 \text{ m WS.}$$

---

<sup>1</sup> z. B. P. Brinkhaus: Das Rohrnetz städtischer Wasserwerke. 2. Aufl. München-Berlin 1919.

Druckverlust pro 1 m Länge :

$$\frac{\Delta h}{l} = \frac{15}{2800} = 0,00535 .$$

Nach Formel (8a) ist

$$\frac{\Delta h}{l} = \frac{\Delta P}{\gamma \cdot l} = \frac{0,083 \cdot \lambda \cdot G^2}{\gamma^2 \cdot d^5}$$

oder

$$d^5 = \frac{0,083 \cdot \lambda \cdot G^2}{\gamma^2 \cdot \frac{\Delta h}{l}} .$$

Setzen wir, weil der Widerstand im Gebrauch zunimmt,  $\lambda = 0,03$ , so wird:

$$d^5 = \frac{0,083 \cdot 0,03 \cdot 10^2}{10^6 \cdot 0,00535} ,$$

$$(10 \cdot d)^5 = 4,65 ,$$

$$d = 0,136 \text{ m} .$$

Wählen wir eine Nennweite von 140 mm, so wird die Geschwindigkeit nach Formel (6a)

$$w = 1,27 \cdot \frac{10}{1000 \cdot 0,14} = 0,65 \text{ m/s} .$$

Nach Formel (21) wird  $\lambda$  mit  $\alpha = 0,025$

$$\lambda = 0,025 + \frac{16 \cdot \sqrt{0,025}}{\sqrt{R}} ,$$

$$R = \frac{w \cdot d}{\nu} = \frac{0,65 \cdot 0,14}{13 \cdot 10^{-7}} ,$$

$$R = 70000 ,$$

$$\lambda = 0,025 + \frac{16 \cdot \sqrt{0,025}}{\sqrt{70000}} = 0,025 = 0,009 = 0,034 .$$

$\lambda$  ist höher als der angenommene Wert. Es muß kontrolliert werden, ob der Druckverlust nicht unzulässig hoch wird.

$$\begin{aligned} \Delta h &= \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{w^2}{2g} \\ &= 0,034 \cdot \frac{2800}{0,14} \cdot \frac{0,65^2}{2 \cdot 9,81} \text{ m WS} \\ &= 14,6 \text{ m WS} . \end{aligned}$$

Demnach beträgt der Versorgungsdruck im Ort noch

$$40 - 14,6 = 25,4 \text{ m WS} ,$$

folglich etwas höher als vorgeschrieben war.

Um späteren Mengensteigerungen bei der Ausführung gerecht zu werden, wird man endgültig eine Leitung NW 150 vorsehen. Diese Annahme stimmt auch mit den Werten der Tabelle 16 von Groß<sup>1</sup> überein.

Beim Bau der Leitungen, deren Strömungsverhältnisse durch den oben erwähnten Fall 2 gekennzeichnet sind, bei denen also die durchfließende Menge abnimmt, wird man für kürzere Strecken einen konstanten Durchmesser wählen, über größere Abstände eine Abstufung vornehmen. Der Druckverlust läßt sich ungefähr ermitteln, wenn für die Strecken mit gleichbleibendem Durchmesser der Verlust für die mittlere Wassermenge bestimmt wird.

**Berechnung eines Netzes bei künstlicher Hebung des Wassers.** Diese gestaltet sich weniger einfach, weil Vergleichsrechnungen für verschiedene Durchmesser gemacht werden müssen. Für die Speiseleitungen werden ungefähr überall gleiche Geschwindigkeiten angenommen und für einige Werte Durchmesser ermittelt. Das Druckgefälle, der Druck an der Pumpe und dadurch auch die erforderliche Maschinenleistung sind zu ermitteln. Mit Zunahme der Geschwindigkeit nehmen Rohrdurchmesser und demnach auch die Rohrleitungskosten ab, die Betriebskosten (durch Maschinenanlage und Betriebsstoffverbrauch) nehmen dagegen zu.

Zweckmäßig verfährt man danach so, daß über die Rohrdurchmesser oder über die Geschwindigkeit die Kosten aufgetragen werden. Dies ergibt dann etwa folgendes Bild nach Abb. 30 (T. 5). Die günstigste Geschwindigkeit liegt offenbar bei  $w$  m/s.

Von Einfluß auf dieses Bild ist die Zahl der Betriebsstunden pro Jahr. Die Kosten für Maschinenanlage und Brennstoff treten gegenüber denen für das Rohrnetz bei geringerer Betriebsstundenzahl zurück. Ein Anhalt für die Wahl der Geschwindigkeit ist gegeben durch die Formel

$$w_w = \frac{0,5 \text{ bis } 0,6}{\sqrt[3]{b}} \text{ m/s,}$$

$b$  = Betriebshäufigkeit, d. h. Verhältnis der jährlichen Betriebsstunden zur Stundenzahl des Jahres.

$w_w$  = Geschwindigkeit während der Betriebsstunden.

Ein Rechnungsbeispiel hierzu zu bringen ginge über den Rahmen des Buches hinaus; folglich mögen diese kurzen Angaben genügen, um den Weg zu zeigen, den man bei Netzen dieser Art zu gehen hat.

<sup>1</sup> Groß, Erwin: Handbuch der Wasserversorgung. München: Oldenbourg.

#### 4. Turbinenrohrleitungen.

Die Berechnung dieser Leitungen sei nur kurz gestreift, da ausführliche Behandlung dieses Stoffes im gleichen Verlag<sup>1</sup> bereits erfolgt ist.

Die den Effekt einer Wasserkraft beeinflussenden Faktoren sind Wassermenge und Fallhöhe, aus denen sich die Leistung der Wasserkraft nach der Faustformel

$$N_e = 11 \cdot Q \cdot H_n \quad (27)$$

entwickelt aus  $\frac{Q \cdot 1000 \cdot H_n \cdot 0,8}{75} = \sim 11 \cdot Q \cdot H_n$  errechnet, wobei

$N_e$  = Nutzleistung an der Turbinenwelle in PS  
 $Q$  = Wassermenge in m<sup>3</sup>/s  
 $H_n$  = Nutzfallhöhe in m.

Bei der Berechnung von Druckrohrleitungen muß man zwei verschiedene Punkte beachten:

1. Die Bestimmung des Durchmessers.
2. Die Bestimmung der mechanischen Festigkeit und Beanspruchung der Rohrleitung in den verschiedenen Abschnitten.

Punkt 1 interessiert bei der Projektierung am meisten, da von der Wahl des richtigen Durchmessers die Wirtschaftlichkeit abhängig ist. Eine enge Leitung ergibt zwar niedrige Anschaffungskosten, aber dauernde größere Reibungs- und damit Leistungsverluste.

Das Minimum der Summe von „Jahreskosten der Rohrleitung + Jahreswert des Fallhöhenverlustes“ ergibt den wirtschaftlich günstigsten Rohrdurchmesser.

Nach Bundschu errechnet sich der wirtschaftlichste Rohrdurchmesser nach folgender Faustformel:

$$\text{für } H < 100 \text{ m} \quad d = \sqrt[3]{0,052 \cdot Q^3}, \quad (28)$$

$$\text{für } H > 100 \text{ m} \quad d = \sqrt[3]{\frac{5,2 \cdot Q^3}{H}}, \quad (29)$$

wobei:

$d$  = wirtschaftlichster lichter Rohrdurchmesser in m  
 $Q$  = Wassermenge in m<sup>3</sup>/s bei Vollbeaufschlagung  
 $H$  = Betriebsdruckhöhe = (statischer Druck + Druckanstieg) an dem betrachteten Rohrleitungspunkt in m, gemäß nachstehender Abbildung.

Der Druckanstieg wird hervorgerufen durch das Wasserauflaufen beim Abschließen der Absperrorgane, der bei Turbinenleitungen über 100 m Länge nach der Faustformel von Bundschu mit

$$h' = 20 + 0,1 h \quad (30)$$

angesetzt werden kann.

<sup>1</sup> Hruschka, A.: Druckrohrleitungen der Wasserkraftwerke. Berlin: Julius Springer. — Bundschu, F.: Druckrohrleitungen. Berlin: Julius Springer.

Gemäß nachstehender graphischer Darstellung kann dann nach Eintragung der Druckanstieglinie für jeden Punkt der Leitungsstrecke die Betriebsdruckhöhe  $H'$  entnommen werden.

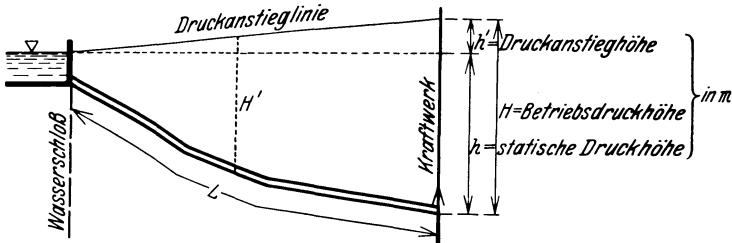


Abb. 3.

Netoliczka<sup>1</sup> ermittelt unter Berücksichtigung des Leistungsverlustes, des Belastungsfaktors, des kg-Preises der Rohrleitung und anderer Faktoren den Durchmesser, der das Maximum an Wirtschaftlichkeit erreicht; jede Rohrleitung, die einen kleineren oder größeren Durchmesser besitzt, ist weniger wirtschaftlich:

$$d_w = \sqrt[7]{\frac{2,98 \cdot Q^3 \cdot P_r \cdot b \cdot \eta_t \cdot \eta_g \cdot \sigma \cdot \mu \cdot \gamma}{10^5 \cdot p_m \cdot x \cdot y}}, \quad (31)$$

worin:

$d_w$  = wirtschaftlichster Durchmesser in m

$Q$  = Wassermenge in  $\text{m}^3/\text{s}$

$P_r$  = Verkaufspreis der kWh in RM

$b$  = Belastungsfaktor der Anlage =  $\frac{\text{tatsächliche Ausnutzungsdauer}}{\text{theoretisch mögliche Ausnutzungsdauer}}$

(pro Jahr also  $365 \times 24$  h)

$\eta_t$  = Wirkungsgrad der Turbine

$\eta_g$  = Wirkungsgrad des Generators

$\sigma$  = zulässige Materialbeanspruchung in  $\text{kg}/\text{cm}^2$

$\mu$  = Berücksichtigung der Reibung durch Krümmen usw.

$p_m$  = mittlerer Druck in einem Rohrschuß in at  $\left(\frac{H}{10}\right)$

$x$  = Amortisationsquote (z. B. = 0,15 bei einer Verzinsungs- und Amortisationsquote von 15%)

$y$  = Kilopreis des Rohrmaterials in RM

$\gamma$  = spez. Gewicht des Rohrmaterials in  $\text{kg}/\text{dm}^3$ ;

unter Einsetzung mittlerer Werte:

$$\eta_t = 0,82$$

$$\eta_g = 0,94$$

$$\sigma = 800 \text{ kg}/\text{cm}^2$$

$$\mu = 1,05$$

ergibt sich

$$d_w = \sqrt[7]{\frac{1,93 \cdot P_r \cdot Q^3 \cdot b \cdot \gamma}{x \cdot y \cdot p_m \cdot 100}}. \quad (32)$$

<sup>1</sup> Die Röhrenindustrie 1930, H. 19.

Zur Ermittlung des wirtschaftlichsten Durchmessers nach vorstehender Formel empfiehlt es sich also, den Stromverkaufspreis entsprechend vorsichtig einzusetzen, damit er während der Abschreibzeit nicht unterschritten wird, da sich sonst durch den zu großen Durchmesser bei verringerter Wirtschaftlichkeit der Leitung auch noch geringere Strom-einnahmen ergeben würden.

Die Formel (32) zeigt ferner, daß mit nach unten wachsendem  $p_m$  der Rohrdurchmesser nach unten abnimmt. Man teilt die Rohrtrasse in mehrere Teilstrecken ein, für die man dann nach dem mittleren  $p_m$  den Abschnittsdurchmesser ermittelt.

In Formel (31) wurde für Ermittlung von  $d_w$  zur Berücksichtigung der Reibung ein  $\mu = 1,05$  angesetzt, was für allgemeine Berechnungen genügt. Hruschka<sup>1</sup> hat diese Widerstandsverluste durch Reibung bzw. Richtungsänderung ausführlich behandelt.

Die vorstehenden Angaben können natürlich keinen Anspruch auf Vollständigkeit erheben, sie sollen den Betriebsmann auch nur allgemein orientieren. Für Projektierung und Ausführung von Wasserkraftanlagen wird man immer Spezialfirmen heranziehen, da — abgesehen von wirtschaftlichen Vorschlägen — große Erfahrungen für die Ausführung der Leitungen und Berechnung speziell der Verbindungen und Betonfestpunkte erforderlich sind, wobei wieder auf Hruschka verwiesen sei.

## C. Wasserdampf und dessen Fortleitung.

Im Gegensatz zu Gasen, deren Zustand z. B. durch Druck und Temperatur gegeben, also durch zwei verhältnismäßig einfache Messungen zu bestimmen ist, sind bei Dämpfen die Verhältnisse weniger einfach und es scheint somit geboten, uns erst klar darüber zu werden, mit welchen verschiedenen Zuständen wir überhaupt zu tun haben können.

### 1. Zustandsänderungen des Wasserdampfes.

Die Dampfspannung des Wassers steigt mit der Temperatur und sobald sie mit dem über der Flüssigkeit vorhandenen Druck übereinstimmt, verdampft das Wasser. Wasser und Dampf haben unter diesem Umstande die gleiche Temperatur und diese Verdampfungs-temperatur (steht die Flüssigkeit unter dem Atmosphärendruck, so bezeichnet man die zugehörige Temperatur als „Siedepunkt“) hat also bei jeder gegebenen Spannung einen ganz bestimmten Wert.

Aus Tabelle I geht hervor, daß bei einem Druck von 1 ata (= 1 kg/cm<sup>2</sup> abs.) diese Temperatur genau 99,08° C beträgt, während

<sup>1</sup> Hruschka: Druckrohrleitungen der Wasserkraftwerke. Berlin: Julius Springer.



bei 5 ata die Temperatur  $151,1^{\circ}\text{C}$ , bei 20 ata  $211,39^{\circ}\text{C}$  usw. beträgt. Ausgehend von dem Beispiel für Luft könnte man nun annehmen, daß Dampf von z. B. 20 ata  $211,39^{\circ}\text{C}$  in all seinen Eigenschaften bekannt ist. Dies trifft aber nicht zu und ist dadurch zu erklären, daß der Dampf schon über dem Wasserspiegel im Kessel, oder in der Leitung nach geringer Abkühlung immer kondensiertes Wasser in suspendierter Form enthält. Hieraus folgt, daß Druck- und Temperaturmessung nicht genügen, um den Zustand des Dampfes kennenzulernen, weil wir nicht wissen, aus wieviel Teilen Wasser und Dampf das Gemisch besteht. Dieses Gemisch wird Naßdampf genannt gegenüber trocken gesättigtem Dampf, der kein Wasser mehr enthält, bei dem aber die Verdampfungstemperatur, die zu dem vorhandenen Druck gehört, noch nicht überschritten ist. Neben diesen beiden Formen existiert jedoch noch ein dritter Zustand, der des überhitzten Dampfes, kurz Heißdampf genannt, der nach Überschreiten der Verdampfungstemperatur eintritt, also dadurch gekennzeichnet ist, daß die Temperatur und der Rauminhalt höher sind als die des gesättigten Dampfes der gleichen Spannung.

Die Haupteigenschaften des gesättigten und überhitzten Dampfes sind also folgende:

1. Bei gesättigtem Dampf entspricht jedem Druck eine bestimmte Temperatur, die Sättigungstemperatur.

2. Der überhitzte Dampf hat eine höhere Temperatur und ein größeres spezifisches Volumen — und damit ein kleineres spezifisches Gewicht — als Sattedampf gleichen Druckes.

3. Wird Sattedampf Wärme entzogen, so beginnt er sofort sich niederzuschlagen, während man überhitztem Dampf bei gleichbleibendem Druck Wärme entziehen kann, ohne daß sofort Kondensation eintritt. Erst nach Herabsinken der Temperatur unter die Sättigungstemperatur tritt bei weiterer Wärmeentziehung eine Verflüssigung des Dampfes ein.

Die auf vorstehenden Eigenschaften beruhenden großen wirtschaftlichen Vorteile des „Heißdampfes“ haben damit zu dessen ausschließlicher Verwendung im modernen Kraftwerksbetrieb geführt.

Während bei Gasen sich Größen wie Volumen, spezifisches Gewicht und dergleichen leicht mit guter Annäherung nach einfachen Formeln berechnen lassen, muß man sich — da sich nur bei niederen Drücken das Verhalten des überhitzten Dampfes den Gesetzen der vollkommenen Gase nähert bzw. bei höheren Drücken nur mit wachsenden Überhitzungen die Abweichungen geringer werden — für Dampf der Tabellen oder Tafeln bedienen, um diese Größen zu bestimmen. Für Sattedampf ist eine Tabelle leicht aufzustellen, und eine Interpolation zwischen den Werten liefert brauchbare Ergebnisse, für überhitzten Dampf jedoch ist der Gebrauch von Tafeln (diese Dampftafeln finden sich nebst aus-

führlichen Dampftabellen in der Schrift von Dr. Mollier<sup>1</sup> und in der Arbeit von Knoblauch, Raisch und Hausen<sup>2</sup>), in denen Zwischenwerte leicht abgelesen werden können, mehr zu empfehlen. Um für überschlägige Rechnungen einige Werte zur Hand zu haben, sind für Sattedampf und für überhitzten Dampf der Überhitzungstemperaturen von 250, 300, 350, 400, 450 und 500° C Dampftabellen Nr. 1 bis 5 beigelegt. Die durch Interpolation aus diesen Tabellen erhaltenen Werte haben eine für die Berechnung der Rohrleitungen ausreichende Genauigkeit.

In den Tabellen sind die für den Entwurf von Rohrleitungen wichtigsten Werte aufgenommen, nämlich Druck, Temperatur, spezifisches Volumen, Gewicht und Wärmehalt. In den für Sattedampf gültigen Tabellen ist außerdem die Verdampfungswärme, in den Heißdampftabellen die spezifische Wärme bei konstantem Druck angegeben.

## 2. Allgemeines bezüglich Berechnung der Dampfleitungen.

Bei Planung bzw. Dimensionierung der Dampfleitungen für Kraftwerke hat man auf zwei Hauptpunkte Rücksicht zu nehmen:

1. die Betriebssicherheit für Aufrechterhaltung des Betriebes bei Ausfall einzelner Abschnitte, worüber ja schon im Kap. A, Teil I, Betrachtungen angestellt wurden, um diesem Punkte durch Schaltung usw. Rechnung zu tragen;
2. die Wirtschaftlichkeit, die durch den Druckabfall zwischen Kessel und Turbine zum Ausdruck kommt.

Die Ermittlung des wirtschaftlichsten Druckabfalles erfordert umfangreiche Berechnungen mit Rücksicht auf den Belastungsfaktor des betreffenden Werkes. Hierbei kann man heute bei Überschlagsrechnungen von dem Wärmeverlust der Dampfleitungen — der durch die jetzigen guten Isolierungen stark herabgesetzt werden kann — und der dafür erforderlichen geringen Erhöhung der Kesselleistung absehen, so daß sich der wirtschaftlichste Druckabfall aus dem Vergleich der Brennstoffkosten zur Erhöhung der Dampfmenge und dem Kapitalaufwand (für größeren Rohrdurchmesser!) für Verminderung des Druckabfalles ergibt.

Prof. Denecke<sup>3</sup> hat zur genauen Errechnung wirtschaftlichster Rohrdurchmesser<sup>4</sup> für Kraftwerksanlagen bei Berücksichtigung des wirtschaftlichsten Druckabfalles, der Temperatur- bzw. Wärmeverluste, sowie der Anschaffungskosten und Verzinsung Formeln aufgestellt, nach denen

<sup>1</sup> Berlin: Julius Springer.

<sup>2</sup> Tabellen und Diagramme für Wasserdampf. München: Oldenbourg.

<sup>3</sup> Wärme 1921, 1922, 1924 u. 1925.

<sup>4</sup> Siehe auch R. Biel: Die wirtschaftlich günstigsten Rohrweiten für Fortleitung von Wasser, Dampf und Gas. München: Oldenbourg.

man die wirtschaftlichste Geschwindigkeit bzw. den „billigsten“ Rohrdurchmesser ( $D_b = D_z \cdot \frac{A \text{ (Reibungsfaktor)}}{B \text{ (Kapitalfaktor)}}$ ) ermitteln kann. Da der genaue Rechnungsgang für  $D_b$  ziemlich umständlich ist, sei hierfür nur eine Näherungsformel angeführt, die Werte für  $D_b$  in der zulässigen Fehlergrenze  $\pm 2\%$  ergibt für Fälle, wo  $l$  nicht ungewöhnlich lang ist und wo auch Einzelwiderstände wie Krümmer, Armaturen usw. vorhanden sind:

$$D_b = D_k + 2,8 \cdot \beta \cdot \frac{l}{\Sigma \zeta} \quad (33)$$

und

$$v_b = \frac{353,7}{\gamma_m \cdot D_b^5} \cdot G. \quad (34)$$

$D_k$  errechnet sich aus

$$D_k = \frac{D_z}{\sqrt[5]{\frac{3,03 \cdot p \cdot \varepsilon_r}{\Phi \cdot zH \cdot z \cdot P} + 1}},$$

wobei

$$D_z = \sqrt[5]{\frac{776 \cdot c_p \cdot \delta_p}{w \cdot \gamma \cdot \delta_t} \cdot \sqrt[5]{\frac{\Sigma \zeta}{\Phi \cdot l}} \cdot \sqrt[5]{G^3}}.$$

Die Einzelwerte der Formeln (wobei — um Irrtümer zu vermeiden — die Bezeichnungen von Denecke beibehalten wurden, die teilweise von denen des Handbuches abweichen) sind:

$G$ Dampfmenge in kg/h	$\Sigma \zeta$ Summe aller Einzelwiderstände
$l$ Leitungslänge in m	$\Phi$ prozentuale Oberflächenvergrößerung durch Flanschen, Absperroorgane usw.
$v_b$ wirtschaftlichste Geschwindigkeit in m/s	$p$ Prozentsatz der Verzinsung und Amortisation
$\gamma$ spezifisches Dampfgewicht	$\varepsilon_r$ Preiserhöhung in RM für Vergrößerung der Rohrdurchmesser um 1 mm
$D_b$ billigster Durchmesser in mm	$zH$ stündlicher Dampfmehrverbrauch pro 1 m <sup>2</sup> Abkühlfläche
$D_k$ Kostendurchmesser in mm (Berücksichtigung der Kapitalkosten)	$z$ Zahl der jährlichen Betriebsstunden
$D_z$ Widerstandsdurchmesser in mm	$P$ Dampfkosten pro kg (in RM)
$c_p$ spezifische Dampfwärme	$\beta$ Reibungszahl nach Fritzsche (siehe Hütte, 25. Aufl., S. 516)
$w$ stündlicher Wärmeverlust pro m <sup>2</sup> Rohroberfläche	
$\delta_p$ prozentualer Dampfmehrverbrauch pro 1 at Druckabfall	
$\delta_t$ prozentualer Dampfmehrverbrauch pro 1° Temperaturabfall	

#### a) Wahl der Geschwindigkeit.

Bezüglich der Dampfgeschwindigkeit ist zu beachten, daß diese bei steigenden Drücken mit Rücksicht auf das wachsende  $\gamma$  geringer gewählt werden muß. Die wirtschaftlichste Geschwindigkeit für Drücke bis 40 at liegt zwischen 20 bis 40 m, unter besonderen Bedingungen kann man bei Heißdampf bis auf 50 bis 60 m gehen, was aber dann die Grenze

zur Gewährleistung der ruhigen Lagerung einer Leitung ist. Sind spätere Betriebserweiterungen beabsichtigt, so wird man für den Anfangszustand durch Wahl einer kleineren Geschwindigkeit Rücksicht nehmen.

Mit Rücksicht auf eventuelle Garantieforderungen für den errechneten Spannungsabfall einer Dampfleitung ist immer darauf zu achten, daß als Ausgangsdruck nicht der Druck im Kessel, sondern derjenige am Überhitzer Austritt zugrunde gelegt wird, da der Druckabfall im Überhitzer ziemlich hoch ist und oft mehr ausmacht als derjenige in der Leitung.

Ferner muß bei Berechnung des Druckabfalles langer Leitungen bzw. solcher mit viel Einzelwiderständen darauf geachtet werden, abschnittsweise zu rechnen und dabei die jeweils in Frage kommenden  $w$  und  $\gamma$  einzusetzen, da sich diese beiden Werte entsprechend der Druckverminderung ändern.

Bei der allgemeinen Berechnung von Dampfleitungen geht man davon aus, daß der Druckabfall möglichst gering wird. Dieser ergibt sich aus:

1. dem Reibungswiderstand der inneren Rohrwandung auf der geraden Strecke,

2. den Einzelwiderständen durch Richtungswechsel bzw. andere Beeinflussungen der normalen Dampfströmung durch Armaturen-, Formstücke usw.

#### b) Ermittlung des Rohrdurchmessers.

Es kommen hier die gleichen Formeln wie bei Flüssigkeiten in Frage also

$$G = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot w \cdot \gamma, \quad (6)$$

woraus

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot G}{\pi \cdot w \cdot \gamma}}, \quad (35)$$

wobei zu beachten ist, daß  $G$  — wegen den einheitlichen Angaben in diesem Buch — in kg/s eingesetzt ist, während die zu fördernden Dampfmen gen meist in kg/h angegeben werden, wonach

$$d = \sqrt{\frac{G \text{ (kg/h)}}{2827,4 \cdot \gamma \cdot w}} \quad (35a)$$

sein würde, welche Formel bei kurzen Leitungen ohne besondere Errechnung oder Berücksichtigung des Druckabfalles bei Annahme einer mittleren Geschwindigkeit zur Ermittlung des Durchmessers dient.

Bei längeren und verzweigten Leitungen muß man — wie schon eingangs hingewiesen — die Berechnung unter Berücksichtigung des Druckabfalles vornehmen.

## c) Druckabfall.

Für die Berechnung des Druckabfalles sind ähnliche Betrachtungen, wie die bei Fortleitung von Flüssigkeiten zur Sprache kamen, gültig. Auch hier kann die Strömung, je nach Geschwindigkeit und Lichtweite des Rohres, laminar oder turbulent verlaufen. Die kritische Geschwindigkeit liegt bei  $R = 2000$  und ist also durch die Bezeichnung gegeben:

$$w_k = \frac{2000 \cdot v}{d}. \quad (36)$$

Auf Grund der von Dr.-Ing. Speyerer<sup>1</sup> ermittelten Werte der Zähigkeit des Wasserdampfes errechnen sich nach Formel (36) etwa folgende Werte für die kritische Geschwindigkeit bei verschiedenen Rohrweiten.

Tabelle 4. Kritische Geschwindigkeit des Wasserdampfes in m/s.

Druck $p$	Temp. $t$	Zähigkeitszahl $10^8$	spez. Gew.	Durchmesser des Rohres in mm				
				25	50	100	250	500
ata	° C	kg s/m <sup>2</sup>	kg/m <sup>3</sup>					
0,2	60	110	0,128	6,76	3,38	1,69	0,676	0,338
1,0	99	128	0,58	1,73	0,87	0,43	0,173	0,087
2,0	120	138	1,11	0,97	0,49	0,24	0,097	0,049
8	170	170	4,07	0,32	0,16	0,082	0,032	0,016
8	300	220	3,01	0,57	0,29	0,143	0,057	0,029

Im Kap. A1 des ersten Teiles und auch in diesem Abschnitt wurde schon erwähnt, daß für Dampfleitungen Geschwindigkeiten von 20 bis 60 m/s und mehr zur Verwendung kommen. Ein Blick auf vorstehende Tabelle lehrt uns demnach, daß in praktischen Fällen die kritische Geschwindigkeit immer überschritten wird und der Widerstand folglich proportional dem Quadrat der Geschwindigkeit zunimmt.

Der Widerstand einer Leitung bei gegebener durchfließender Dampfmenge könnte ebenfalls nach Formel (7) oder (8) bzw. das  $\lambda$  nach Formel (17) oder (18) errechnet werden. Es besteht jedoch die Schwierigkeit, daß bisher noch keine Zähigkeitszahlen für Dampf über 10 at bekannt sind und somit die Reynoldssche Zahl nicht genau ermittelt werden kann.

Aus diesem Grunde errechnet man den Druckverlust von Dampfleitungen nach der von Fischer aufgestellten Formel

$$\Delta p = \beta \cdot \frac{l}{d} \cdot w^2 \cdot \gamma, \quad (37)$$

<sup>1</sup> Bestimmung der Zähigkeit des Wasserdampfes. Forschungsheft Nr. 273. Berlin 1925.

wobei  $\beta$  ein auf Grund von Versuchen festgelegter Widerstandskoeffizient ist, der

$$\text{nach Eberle: } \beta = 10,5 \cdot 10^{-8} = 0,000\,000\,105$$

$$\text{und nach Fritzsche: } \beta = \frac{9,4}{10^8 \cdot (\gamma \cdot w)^{0,148} \cdot d^{0,269}},$$

welcher Wert allerdings nach späteren Versuchen mit 1,5 multipliziert werden muß, um der Wirklichkeit näher zu kommen.

Um für jeden Einzelfall die umständliche Ausrechnung des  $\beta$ -Wertes nach Fritzsche zu vermeiden, sei nachstehend eine Rechnungsvereinfachung für Ermittlung des Druckverlustes entwickelt:

Die Umwandlung der Wasserformel (7) zur Ermittlung des Druckverlustes in at für Dampf ergibt:

$$\Delta p(\text{at}) = \lambda \cdot \frac{10000}{2g} \cdot \frac{l}{d} \cdot w^2 \cdot \gamma, \quad (38)$$

woraus

$$\lambda = \frac{2g}{10000} \cdot \Delta p \cdot \frac{d}{l \cdot w^2 \cdot \gamma}.$$

Durch Einführung von  $\Delta p$  nach der Formel (37) (unter Berücksichtigung des Sicherheitszuschlages 1,5  $\beta$ !) in vorstehende Formel erhält man nach Auswertung unter weiterer Einführung von

$$G_{(\text{kg/h})} \left( \gamma = \frac{4G}{w \cdot 3600 \cdot d^2 \cdot \pi} \right)$$

und bei Berücksichtigung des konstanten Wertes  $\frac{2g}{10000}$

$$\lambda_D = 0,000000457 \cdot \frac{d^{0,027}}{G^{0,148}} \quad (39)$$

und

$$\Delta p = \lambda_D \cdot \frac{l}{d} \cdot w^2 \cdot \gamma. \quad (40)$$

Die Werte für  $\lambda_D$  können aus der Tabelle 14 für die verschiedenen Nennweiten und Dampfmengen ( $G_{\text{kg/h}}$ ) entnommen werden.

Dieser  $\lambda_D$ -Wert in Formel (40) eingesetzt, ergibt dann den Spannungsabfall  $\Delta p$  in at.

**Rechenbeispiel.** Es sei der Spannungsabfall pro lfd. m zu ermitteln für eine Leitung von 50 mm l. W., wenn pro Stunde 700 kg Dampf von 8 ata und 300° C durchströmen.

a) Rechnung nach Speyerer<sup>1</sup>

$$G = \frac{700}{3600} = 0,1945 \text{ kg/s,}$$

$$d = 0,05 \text{ m, } \gamma = 3,02 \text{ kg/m}^3 \text{ (vgl. Tab. 10)}$$

$$\eta = 220 \cdot 10^8 \text{ kg s/m}^2 \text{ (vgl. Tab. 6).}$$

<sup>1</sup> Forschungsheft Nr. 273.

Nach Speyerer [Formel (18)] ist  $\lambda = \frac{\lambda_1}{\lambda_2}$  mit

$$\lambda_1 = \frac{0,08186}{d^{0,132}} \quad \text{und} \quad \lambda_2 = R^{0,148}.$$

Aus den Werten  $R = 0,12979 \cdot \frac{G}{d \cdot \eta}$  folgt  $R = 230000$ ,

$$\lambda_1 = 0,122 \quad \text{und} \quad \lambda_2 = 6,21,$$

somit

$$\lambda = 0,0196.$$

Nach Formel (8a) ist der Druckverlust

$$\Delta p = \frac{0,083 \cdot 0,0196 \cdot 0,1945^2 \cdot 1}{3,01 \cdot 0,05^5} = 65,6 \text{ kg/m}^2,$$

pro lfd. m beträgt der Druckabfall also 65,6 mm WS oder 0,00656 at.

b) Berechnung auf Grund der Formel (40):

Mit

$$G = 700 \text{ kg/h} \quad \text{und} \quad d = 0,05 \text{ m},$$

$$w = \sim 33 \text{ m/s},$$

ist

$$\lambda_D = 0,0000001592$$

und somit der Druckabfall pro lfd. m

$$= 0,0000001592 \cdot \frac{1}{0,05} \cdot 1089 \cdot 3,01,$$

$$\Delta p = 0,0104 \text{ at}.$$

Die Formel (40) ergibt also gegenüber den Speyererschen Feststellungen — in dem Bereich wofür Speyerer die Zähigkeit des Wasserdampfes bestimmt hat — reichlich höhere Werte (was auch damit zusammenhängt, daß das  $\lambda_D$  nach Tabelle 14 gerade für diesen Speyererschen Versuchsbereich noch höhere Werte zeigt als für die in der Praxis mehr vorkommenden Fälle der größeren Mengen und Durchmesser, wodurch sich also — selbst wenn auch in diesen oberen Bereichen, noch dazu mit hohen Drücken und Temperaturen, die aus der Zähigkeit des Wasserdampfes bis 10 at bestimmten Speyererschen Versuchswerte als gleichbleibend angenommen werden — für die Berechnungen der Praxis dann nicht mehr so stark verschiedene Endwerte ergeben würden), so daß man vorläufig — solange die Zähigkeitszahlen für Wasserdampf über 10 at nicht ermittelt sind — zweckmäßig durch den sich dadurch ergebenden Sicherheitszuschlag für ungenaue Kenntnis der Wandungsrauigkeit usw. die Formel (40) speziell bei höheren Drücken und großen Dampfmen gen anwenden sollte, da diese — wie die folgenden Vergleichsbeispiele 3 und 4 ausgeführter Anlagen zeigen — eine gute Übereinstimmung mit den praktischen Messungen ergibt.

d) Einzelwiderstände.

Bis jetzt wurde nur der Widerstand einer geraden Rohrstrecke behandelt. Sobald eine größere Anzahl Formstücke, Krümmer, Absperrorgane usw. vorhanden sind, wird die Auswertung komplizierter und wird man in ähnlicher Weise, wie in Kap. II/B für Wasser gezeigt, auf Grund der Formel (24) und der Werte für  $\zeta$  den zusätzlichen Druckverlust bestimmen müssen.

Einfacher erfolgt die Errechnung des Spannungsabfalles einer Leitung einschließlich Krümmern, Formstücken und Armaturen aber so, indem zur glatten geraden Rohrlänge für diese Hindernisse Erfahrungszuschläge in lfd. m Rohrlänge nach den Angaben der Tabelle 13 zugeschlagen werden.

Wie schon bemerkt, handelt es sich bei diesen Tabellenwerten um Erfahrungszuschläge aus der Praxis, da bis jetzt leider noch sehr wenig genauere Versuchswerte vorliegen. Für Wasserabscheider und Dampfsammler lassen sich wegen der großen Ausführungsverschiedenheiten schlecht allgemein zutreffende Zuschläge (10 bis 60 m) angeben und muß diese Annahme von Fall zu Fall der ausführenden Rohrleitungs-Spezialfirma für die Errechnung des Gesamtdruckabfalles überlassen werden.

e) Rechenbeispiele.

**Beispiel 1.** Betriebsverhältnisse: 15° atü (am Überhitzeraustritt, 325° C (Dampftemperatur).

Durch eine Leitung von 120 m Länge mit 6 Biegungen, 2 Faltenrohr-Lyrakompensatoren, 1 Absperrschieber und 1 Wasserabscheider soll nach einer neuen Betriebsstelle eine Dampfmenge von 20 t/h geleitet werden. Welcher Spannungsabfall ergibt sich bei einer zugelassenen maximalen Geschwindigkeit von 40 m/s?  $\gamma$  nach Dampftabelle II interpoliert = 5,87, nach Formel (35a) ist

$$d = \sqrt{\frac{G}{2827,4 \cdot \gamma \cdot w}} = \sqrt{\frac{20000}{2827,4 \cdot 5,87 \cdot 40}}$$

$$d = \sim 0,173, \text{ also NW 175. (Rohr 191/180 mm } \varnothing \text{.)}$$

Nach Formel (40) ist

$$\Delta p = \lambda_D \cdot \frac{l}{d} \cdot w^2 \cdot \gamma.$$

$\lambda_D$  nach Tabelle 14 interpoliert = 0,0000001007:

Gesamtreibungslänge . . . . .	= 120 m
+ 6 Biegungen. . . . .	à 2,8 = 16,8 m
2 Faltenrohr-Lyra . . . . .	à 22 = 44 m
1 Schieber. . . . .	à 2,5 = 2,5 m
1 Wasserabscheider. . . . .	à 50 = 50 m
	233,3 m

$$\text{Druckverlust } \Delta p = 0,0000001007 \cdot \frac{233}{0,180} \cdot 1600 \cdot 5,87 = \sim 1,26 \text{ at}$$



**Beispiel 2.** Auf einer neuen Schachtanlage wird ein Dampfkraftwerk 28 atü, 400° C errichtet, das den Zweck hat, drei andere Schachtanlagen nunmehr auch mit Strom zu versorgen; ferner wird auf einem der ältesten Schächte die Förderung ganz eingestellt — durch moderne elektrische Fördereinrichtungen auf dem neuen Schacht wird die Förderung zentralisiert — so daß derselbe nur noch zur Wetterführung benutzt und die darauf befindliche Nebenproduktenanlage vorläufig weiter betrieben wird. Da es unökonomisch wäre, auf dieser alten Schachtanlage bei dem nunmehrigen geringen Dampfbedarf die alte Kesselanlage weiter in Betrieb zu halten, soll der stündliche Dampfbedarf von 8 t durch eine Ferndampfleitung vom neuen Dampfkraftwerk der anderen Schachtanlage geliefert werden. Auf der alten Anlage wird nur Dampf von 8 atü und 320° C benötigt, so daß bei einer Leitungslänge von 2100 m ein Druckabfall von 28 – 8 = 20 at für die Leitungsberechnung zugelassen werden kann. Welcher Leitungsdurchmesser ist vorzusehen?

Dampfmenge . . . . .	$G = 8 \text{ t/h max.}$
Anfangsdruck . . . . .	28 atü, 400° C, $\gamma = \sim 10$
Enddruck . . . . .	8 atü, 320° C
Leitungslänge . . . . .	2100 m
Gesamte Reibungslänge (einschl. Krümmern, Armaturen, Lyrakompensatoren, Wasserabscheidern usw.)	2300 m

Es sei eine Leitung von NW 100 angenommen:  
nach Formel (35a) ist

$$w = \frac{8000}{2827,4 \cdot \gamma \cdot d^2} = \sim 28 \text{ m,}$$

nach Formel (40)

$$\Delta p = \lambda_D \cdot \frac{l}{d} \cdot w^2 \cdot \gamma.$$

$\lambda_D$  nach Tabelle 14 = 0,000 000 1136

$$\Delta p = 0,000 000 1136 \cdot \frac{2300}{0,1} \cdot 784 \cdot 10,$$

$$\Delta p = 20,48 \text{ at.}$$

Bei NW 100 wäre also gar keine Sicherheit mehr vorhanden, so daß es zweckmäßig ist, mindestens eine Leitung NW 125 — besser noch 150 NW — zu wählen, um evtl. späteren Mengenerhöhungen gewachsen zu sein. Auf der alten Schachtanlage müßte dann evtl. noch zur Erreichung der Betriebsspannung von max. 8 atü ein Reduzierventil zwischengeschaltet werden, da sich bei den größeren Durchmessern in der Leitung ein kleinerer Druckabfall als 20 at ergibt. Für das zugelassene Temperaturgefälle von 80° C auf der ganzen Leitungsstrecke würde eine mittelmäßige Isolierung ausreichen.



Der Widerstandskoeffizient  $\lambda$  ist nach Tabelle 14 = 0,0000001102 und der Druckverlust  $p$  demnach

$$\Delta p = \frac{\lambda \cdot w^2 \cdot l}{v \cdot d} = \frac{0,0000001102 \cdot 8,07^2 \cdot 424}{0,240 \cdot 0,302} = 0,042 \text{ at,}$$

errechneter Gesamtdruckverlust = 0,258 + 0,042 = 0,3 at,  
 gemessener „ „ = 0,3 at.

Anlage B<sub>1</sub>\*.

**Beispiel 4.** Durch eine Leitung von 179 mm l.  $\varnothing$  wurde eine stündliche Dampfmenge von 49,7 t geschickt. Der Anfangsdruck betrug 29,85 ata, der Enddruck 28,37 ata und die mittlere Dampftemperatur 353° C. Das spezifische Dampfgewicht  $\gamma$  beträgt demnach 10,7 kg/m<sup>3</sup>.

$$\text{Dampfgeschwindigkeit } w = \frac{G}{3600 \cdot \left(\frac{d^2 \cdot \pi}{4}\right) \cdot \gamma} = \frac{49700}{3600 \cdot 0,0254 \cdot 10,7} = 51,2 \text{ m/s.}$$

Widerstandslänge  $l$  setzt sich wie folgt zusammen:

Gerade Rohrlänge . . . . .	=	44,2 m
Einzel- ) 1 Wellrohr-Lyrakompensator . . . . .	=	46 m
widerstände ) 8 Glattrohrbiegungen . . . . . à 3 m = 24 m		
s. Tabelle 13)		114,2 m

Der Widerstandskoeffizient  $\lambda$  ist nach Tabelle 14 (Seite 209) = 0,0000000880 und demnach der Druckverlust:

$$\Delta p = \frac{\lambda \cdot w^2 \cdot l \cdot \gamma}{d} = \frac{0,0000000880 \cdot 51,2^2 \cdot 114,2 \cdot 10,7}{0,179} = 1,58 \text{ at,}$$

gemessener Druckverlust = 1,48 at.

Anlage B<sub>2</sub>.

Durch dieselbe Leitung wie unter B<sub>1</sub> beschrieben wurde eine stündliche Dampfmenge von 59,4 t geschickt. Der Anfangsdruck betrug 29,83 at, der Enddruck 27,63 at und die mittlere Dampftemperatur 358° C. Das spezifische Dampfgewicht  $\gamma$  beträgt demnach 10,47 kg/m<sup>3</sup>.

Die Widerstandslänge ist wie bei B<sub>1</sub> = 114,2 m.

Der Widerstandskoeffizient ist nach Tabelle 14 = 0,0000000858.

$$\text{Dampfgeschwindigkeit } w = \frac{G}{3600 \left(\frac{d^2 \cdot \pi}{4}\right) \cdot \gamma} = \frac{59400}{3600 \cdot 0,0254 \cdot 10,47} = 61,9 \text{ m/s.}$$

$$\Delta p = \frac{\lambda \cdot w^2 \cdot l \cdot \gamma}{d} = \frac{0,0000000858 \cdot 61,9^2 \cdot 114,2 \cdot 10,47}{0,179} = 2,19 \text{ at,}$$

gemessener Druckverlust = 2,20 at.

\* Polytechnisch Weekblad 23, Nr 44 (1929).

## f) Graphische Ermittlung des Druckverlustes.

Tafel III gibt eine graphische Zusammenstellung nach logarithmischem System<sup>1</sup> der Formeln (35a) und (40) zur überschlägigen schnellen Ermittlung des Durchmessers bzw. Druckverlustes (pro lfd. m Reibungslänge) bei gegebenen Betriebsverhältnissen sowie der Dampfmenge und einer angenommenen Geschwindigkeit. Ein Beispiel auf dieser Tafel erläutert den Gebrauch derselben. Die abgelesenen Werte stimmen mit der rechnerischen Ermittlung auf Seite 91 überein:

nach Linienzug  $a, b, c, d, e$  ist  $d = 175 \text{ mm l. } \varnothing$   
 „ „ „  $a, b, f, g, h$  „ „  $\Delta p = 233,3 \cdot 0,0055 = \sim 1,28 \text{ at.}$

## D. Fortleitung von Luft und Gas.

## 1. Allgemeines bezüglich der Fortleitung von Luft und Gas, Hauptgesetze der Gase.

Bevor auf die Bestimmung des Druckverlustes in einer Luft- oder Gasleitung eingegangen wird, mögen die Hauptgesetze der Gase einer kurzen Betrachtung unterzogen werden.

Im Gegensatz zu Dämpfen lassen sich bei Gasen die Zustandsgrößen in einfacher Weise berechnen.

Das vereinigte Gay-Lussac-Mariottesche Gasgesetz (die „Zustandsgleichung der Gase“) lautet:

$$P \cdot v = R \cdot T. \quad (41)$$

$R$  stellt die sogenannte Gaskonstante dar,  
 $P$  wird wieder in  $\text{kg/m}^2$  (mm WS),  
 $v$  spezifisches Volumen in  $\text{m}^3/\text{kg}$  und  
 $T$  als absolute Temperatur [Gleichung (2)] eingesetzt.

Für ein beliebiges Gewicht ( $G/\text{kg}$ ) bei einem beliebigen Volumen ( $V$  in  $\text{m}^3$ ) gilt die Zustandsgleichung:

$$P \cdot V = G \cdot R \cdot T. \quad (42)$$

Rechnet man statt dem spezifischen Volumen mit dem spezifischen Gewicht, so kommt statt Formel (41) folgende in Frage:

$$\gamma = \frac{P}{R \cdot T} \quad (43)$$

oder

$$\gamma = \frac{1,252 \cdot p}{1 + 0,00366 \cdot t}. \quad (43a)$$

Das Luftgewicht  $G$  ( $\text{kg/h}$ ) errechnet sich zu

$$G = Q_h \cdot \gamma = Q_h \cdot \frac{P}{R \cdot T}, \quad (44)$$

<sup>1</sup> Siehe auch AEG-Mitteilungen 1923, Nr. 9.

so daß sich also bei Einsetzung der Daten für einen Ansaugzustand  $P_0, t_0$

$$(P_0 = 760 \text{ mm QS} = 10\,333 \text{ kg/m}^2, \quad R = 29,27, \quad t_0 = 0^0, \\ T = 273 + t_0, \quad (\gamma_{00} = 1,293)$$

das fortzuleitende Luftgewicht

$$G = \sim 1,3 \cdot Q_h \tag{45}$$

ergibt.

Es sei nun noch das Boyle-Mariottesche Gasgesetz erwähnt, wonach sich bei gleichbleibender Temperatur die Volumina gleicher Gewichtsmengen eines Gases umgekehrt wie die zugehörigen absoluten Drücke verhalten, also

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{p_2}{p_1} \quad \text{oder} \quad p_1 \cdot V_1 = p_2 \cdot V_2,$$

d. h. also, daß bei gleichbleibender Temperatur

$$p \cdot V = \text{konstant ist.}$$

Nachstehend die wichtigsten Konstanten einiger Gase:

Tabelle 5.

Gas	Zeichen	Spez. Gew. bei 20° und 1 ata, kg/m <sup>3</sup>	Gaskonstante R mkg/kg °C	Spez. Wärme für 1 kg in kcal/kg °C	
				$C_p$	$C_v$
Sauerstoff . . . . .	O <sub>2</sub>	1,288	26,5	0,218	0,156
Stickstoff . . . . .	N <sub>2</sub>	1,128	30,26	0,249	0,178
Luft . . . . .	—	1,170	29,27	0,24	0,172
Kohlensäure . . . . .	CO <sub>2</sub>	1,771	19,27	0,21	0,165
Kohlenoxyd . . . . .	CO	1,127	30,29	0,250	0,179
Leuchtgas <sup>1</sup> . . . . .	—	0,606	56,3	0,545	0,413
Generatorgas <sup>1</sup> . . . . .	—	1,073	31,8	0,26	0,186
Hochofengas <sup>1</sup> . . . . .	—	1,130	30,2	0,248	0,177

Unter Umständen — wie z. B. bei Luftheizungen, bei Vorwärmung der Verbrennungsluft von Feuerungen usw. — muß die von einem Gas aufgenommene bzw. abgegebene Wärme errechnet werden. Beträgt die Anfangstemperatur  $t_1$  °C, die Endtemperatur  $t_2$  °C, so ist die aufgenommene Wärmemenge:

$$Q = G \cdot c_p \cdot (t_2 - t_1) \text{ kcal/h,} \tag{46}$$

falls die Erwärmung bei konstantem Druck,

$$Q = G \cdot c_v \cdot (t_2 - t_1) \text{ kcal/h,} \tag{46a}$$

wenn die Erwärmung bei konstantem Volumen erfolgt.

<sup>1</sup> Die Zusammensetzung dieses Gases unterliegt starken Schwankungen und es können nur ungefähre Werte für mittlere Verhältnisse gegeben werden. Die Abweichungen können namentlich bei Leuchtgas erheblich sein.

Im allgemeinen gilt die erste Bedingung und hat die Berechnung der Wärmemengen bzw. der Temperaturerhöhung nach Formel (46) zu erfolgen.

## 2. Druckverlust.

### a) Luftleitungen.

Für die Ermittlung des Druckverlustes in Luftleitungen wird meistens die Formel von Riedler

$$\Delta p = \frac{\beta}{10000} \cdot \gamma \cdot w^2 \cdot \frac{l}{D} \quad (47)$$

bzw. die daraus abgeleitete Formel von Hinz

$$\Delta p = 0,00125 \cdot \beta \cdot R \cdot T \cdot \frac{G^2 \cdot l}{D^5 \cdot p} \quad (48)$$

benutzt, worin das  $\beta$  (nach Fritzsche) nach der Formel

$$\beta = \frac{2,86}{G^{0,148}} \quad (49)$$

der nachstehenden Tabelle entnommen werden kann.

Tabelle 6. Widerstandszahlen  $\beta$  für Luftverbrauch  $G$  kg/h.

$G$	$\beta$	$G$	$\beta$	$G$	$\beta$	$G$	$\beta$
10	2,03	100	1,45	1000	1,03	10000	0,73
15	1,92	150	1,36	1500	0,97	15000	0,69
25	1,78	250	1,26	2500	0,90	25000	0,64
40	1,66	400	1,18	4000	0,84	40000	0,595
65	1,54	650	1,10	6500	0,78	65000	0,555
100	1,45	1000	1,03	10000	0,73	100000	0,520

Die nach diesem  $\beta$ -Wert von Fritzsche errechneten  $\Delta p$  müssen aber nach praktischen Versuchen — speziell bei langen Leitungen und großen Mengen — mit 1,5 multipliziert werden, um der Wirklichkeit näher zu kommen.

Aus diesem Grunde errechnet man zweckmäßig auch bei Luftleitungen den Druckverlust nach Formel (29)

$$\Delta p = \lambda_L \cdot \frac{l}{d} \cdot w^2 \cdot \gamma,$$

wofür die Werte  $\lambda_L$  wieder der Tabelle 14 (Seite 209) entnommen werden können.

Die äquivalenten Längen für Einzelhindernisse sind wieder auf Tafel 7 zu finden.

Zur überschlägigen Ermittlung von  $D$  oder  $w$  und  $\Delta p$  kann die graphische Zusammenstellung auf Tafel IV herangezogen werden.

### b) Rechenbeispiele.

1. Ein Kompressor saugt 22 m<sup>3</sup>/min, bezogen auf den Ansaugzustand (1 ata, 20 °C), an und komprimiert diese Luft auf 6 atü.

Wie groß ist der Druckabfall in der Druckleitung, wenn diese eine Lichtweite von 70 mm und eine Länge von 100 m hat? Der Einfluß von Formstücken und Armaturen wird vernachlässigt. Die mittlere Temperatur in der Leitung wird zu 30 °C angenommen.

Das zeitliche Gewicht der Luft beträgt

$$G = 60 \cdot 22 \cdot \gamma_1 \text{ kg/h.}$$

Das spezifische Gewicht der angesaugten Luft,  $\gamma_1$ , errechnet sich aus Gleichung

$$\gamma_1 = \frac{10000}{29,27 \cdot 293} = 1,17 \text{ kg/m}^3 \text{ (1 ata, 20}^\circ \text{ C).}$$

Das stündliche Gewicht ist:

$$G = 1320 \cdot 1,17 = 1540 \text{ kg/h.}$$

Das spezifische Gewicht der geförderten Luft ist

$$\gamma_2 = \frac{70000}{29,27 \cdot 303} = 7,9 \text{ kg/m}^3 \text{ (7 ata, 30}^\circ \text{ C).}$$

Das sekundliche Volumen  $Q = \frac{G}{\gamma}$ , also

$$Q = \frac{1540}{3600 \cdot 7,9} = 0,054 \text{ m}^3/\text{s} \text{ (7 ata, 30}^\circ \text{ C).}$$

Der Leitungsquerschnitt

$$F = \frac{0,07^2 \cdot \pi}{4} = 0,00385 \text{ m}^2.$$

Die Geschwindigkeit

$$w = \frac{0,054}{0,00385} = 14 \text{ m/s.}$$

Berechnung des Druckverlustes nach Riedler:

$$\begin{aligned} \Delta p &= \frac{\beta}{10000} \cdot \gamma \cdot w^2 \cdot \frac{l}{d}, \quad \beta \text{ nach Tabelle 6} = 0,97 \\ &= \frac{0,97 \cdot 7,9 \cdot 196 \cdot 100}{10000 \cdot 70} = 0,214 \text{ at.} \end{aligned}$$

Der eingesetzte  $\beta$ -Wert ist nach praktischen Versuchen an langen Leitungen zu niedrig, so daß man aus Sicherheitsgründen zweckmäßig auch bei kürzeren Werksleitungen (da man hierbei die Armaturen, Krümmer und T-Stücke meistens vernachlässigt, bzw. die Zahl der Abzweigenstellen nicht festliegt) nach Formel (29) rechnet:

$$\lambda_L \text{ (nach Tab. 14)} = 0,0000001435,$$

$$\begin{aligned} \Delta p &= \lambda_L \cdot \frac{l}{d} \cdot w^2 \cdot \gamma \\ &= 0,0000001435 \cdot \frac{100}{0,07} \cdot 196 \cdot 7,9 = 0,318 \text{ at.} \end{aligned}$$

Nach der graphischen Tabelle ergibt sich ein

$$\Delta p = \sim 0,3 \text{ at.}$$

Eine gut übereinstimmende Bestätigung der rechnerisch ermittelten Druckverluste nach Formel (29) mit den eingesetzten  $\lambda$ -Werten nach Tabelle 14 (Seite 209) haben praktische Messungen an einer durch meine Firma ausgeführten großen Preßluftversorgungsanlage von einer gemeinsamen Druckluftzentrale aus für 4 Schachtanlagen bei ca. 4 km oberirdischer Leitungslänge ergeben. Nachstehend die Situations-skizze bei Angabe der Meßstellen und Meßstrecken:

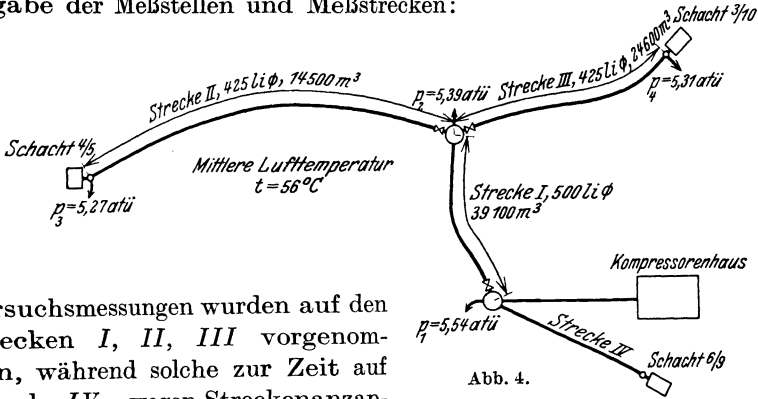


Abb. 4.

Versuchsmessungen wurden auf den Strecken I, II, III vorgenommen, während solche zur Zeit auf Strecke IV—wegen Streckenanzapfung für Arbeitszwecke ohne besondere Kontrolle—nicht möglich waren.

Strecke I: 500 mm l. Ø, 39100 m<sup>3</sup> Ansaugemenge,  $l = 665$  m.

Reibungslänge: gerade Länge . . . . .	= 665 m
2 Schieber . . . . .	= 20 m
7 Bogen . . . . .	= 63 m
3 Wasserabscheider . . . . .	= 300 m
4 Linsenkompensatoren. . . . .	= 80 m
1 Metallschlauch. . . . .	= 20 m
	1148 m

$$P = \frac{p_1 + p_2}{2} + 10333 = 65033 \text{ kg/m}^2,$$

$$\gamma_1 = \frac{P}{R T} = \frac{65033}{29,27 \cdot 329} = 6,77 \text{ kg/m}^3,$$

$$\gamma_2 = \frac{10333}{29,27 \cdot 288} = 1,2258 \text{ kg/m}^3,$$

$$G = Q \cdot \gamma_2 = 39600 \cdot 1,2258 = 47930 \text{ kg/h},$$

$$w = \frac{G}{3600 \cdot F \cdot \gamma_1} = \frac{47930}{3600 \cdot 0,1964 \cdot 6,77} = \frac{47930}{4787} = \sim 10 \text{ m/s},$$

$$\Delta p = \frac{0,0000001048 \cdot 1148 \cdot 100 \cdot 6,77}{0,5} = \sim 0,14 \text{ at};$$

nach der Tafel IV abgelesen = 0,15 at,

gemessener Druckverlust = 5,54 – 5,39 = 0,15 at.



Strecke II: 425 mm l. Ø, 14 500 m<sup>3</sup> Ansaugemenge,  $l = 2095$  m.

Reibungslänge: gerade Länge . . . . .	= 2095 m
2 Schieber . . . . .	= 16 m
29 Bogen . . . . .	= 218 m
1 Wasserabscheider . . . . .	= 79 m
19 Linsenkompensatoren. . . . .	= 152 m
2 Metallschläuche . . . . .	= 16 m
	2576 m

$$\gamma_1 = \frac{63\,633}{29,27 \cdot 329} = 6,62 \text{ kg/m}^3,$$

$$\gamma_2 = 1,2258 \text{ kg/m}^3,$$

$$G = Q \cdot \gamma_2 = 17\,774 \text{ kg/h},$$

$$w = \frac{G}{3600 \cdot F \cdot \gamma_1} = \frac{17\,774}{3600 \cdot 0,1419 \cdot 6,62} = \sim 5,26 \text{ m/s},$$

$$\Delta p = \frac{0,0000001048 \cdot 5,26^2 \cdot 2576 \cdot 6,62}{0,425} = \sim 0,116 \text{ at},$$

gemessener Druckverlust = 5,39 – 5,27 = 0,12 at .

Strecke III: 425 mm l. Ø, 24 600 m<sup>3</sup> Ansaugemenge,  $l = 664$  m.

Reibungslänge: gerade Länge . . . . .	= 664 m
2 Schieber . . . . .	= 14 m
13 Bogen . . . . .	= 98 m
1 Wasserabscheider . . . . .	= 79 m
6 Linsenkompensatoren . . . . .	= 48 m
1 Metallschlauch . . . . .	= 8 m
	913 m

$$\gamma_1 = \frac{63\,933}{29,27 \cdot 329} = 6,65 \text{ kg/m}^3,$$

$$\gamma_2 = 1,2258 \text{ kg/m}^3,$$

$$G = Q \cdot \gamma_2 = 24\,600 \cdot 1,2258 = 30\,155 \text{ kg/h},$$

$$w = \frac{G}{3600 \cdot F \cdot \gamma_1} = \frac{30\,155}{3600 \cdot 0,1419 \cdot 6,65} = 8,9 \text{ m/s},$$

$$\Delta p = \frac{0,000000089 \cdot 913 \cdot 79,21 \cdot 6,65}{0,425} = \sim 0,1 \text{ at},$$

gemessener Druckverlust = 5,39 – 5,31 = 0,08 at .

Es sei noch besonders darauf hingewiesen, daß sich in diesen Meßstrecken im Verhältnis zur geraden Reibungsstrecke sehr viel Einzelhindernisse befinden — die also einen starken Einfluß auf den Druckverlust ergeben —, so daß also Formel (29) mit  $\lambda$  nach Tabelle 14 (Seite 209) genügend Sicherheit gerade für Überschlagsermittlungen mit noch nicht endgültig festliegendem Streckenverlauf, Abzweigstellen usw. enthält. Es wird deshalb auch zutreffen, daß Messungen an langen, geraden Strecken — die also den kurzen Versuchsstrecken für Ermittlung des

einfachen Fritzscheschen  $\beta$  gleichkommen — mit sehr wenig Einzelhindernissen geringeren Druckverlust zeigen dürften, als die rechnerische Ermittlung nach Formel (29).

Nachstehend einige Angaben<sup>1</sup> zur Größenbestimmung einer Preßluftanlage bzw. des Rohrleitungsnetzes für Werkstättenbetriebe, wo also Druckluft für die verschiedensten Arbeitszwecke (Meißeln, Stemmen, Nieten, Bohren, Stampfen, Kesselsteinabklopfen usw.) Verwendung findet.

Maßgebend für die Bemessung der Anlage ist die Anzahl der Werkzeuge, die angeschlossen werden sollen. Die Anzahl dieser Werkzeuge kann auf Grund der nachstehenden Angaben geschätzt werden:

1. Ein Arbeiter leistet mit einem Preßlufthammer etwa 4- bis 6 mal so viel als beim Meißeln und Stemmen von Hand.

2. Eine Preßluft-Nietkolonne von 3 Mann (ein Nietwärmer, ein Nieter, ein Gegenhalter) leistet mit einem Niethammer annähernd <sup>1</sup>/<sub>3</sub> mehr als eine Handnietkolonne von 4 bis 5 Mann.

3. Mit einer Preßluftbohrmaschine kann ein Arbeiter je nach der Anordnung und der Tiefe der Löcher beim Bohren, Aufreiben und Gewindeschneiden die 10- bis 30fache Leistung gegenüber dem Betrieb mit Bohrknarren erzielen.

4. Preßluftstampfer und Kesselsteinabklopfer erhöhen die Leistung eines Arbeiters auf das 5- bis 8fache.

Hat man an Hand dieser Angaben die Anzahl der Werkzeuge bestimmt, so kann man den gesamten Luftverbrauch als Summe des Luftbedarfs der einzelnen Werkzeuge leicht errechnen. Für rohe Überschlagsrechnungen ist der minutliche Verbrauch an freier, also vom Luftkompressor angesaugter, Luft je nach Art und Größe des Werkzeuges mit  $\frac{1}{3}$  bis  $\frac{1}{2}$  m<sup>3</sup> für jedes Werkzeug einzusetzen, so daß man also folgende Durchschnittswerte wählen kann:

Leichte Meißelhämmer . . . . .	etwa $\frac{1}{4}$ m <sup>3</sup>
Schwere Meißelhämmer und leichte Niethämmer	„ $\frac{1}{2}$ „
Schwere Niethämmer . . . . .	„ $\frac{3}{4}$ „
Bohrmaschinen . . . . .	„ 1 „
Stampfer . . . . .	„ $\frac{1}{3}$ „
Nietfeuer, Kesselsteinabklopfer und Gegenhalter	„ $\frac{1}{8}$ „

Die vorstehenden Werte sind so bemessen, daß sie Undichtheiten mit 10 bis 15% einschließen.

Die Größe des Luftkompressors kann auf Grund der vorstehenden Angaben bestimmt werden. Bei kleineren Anlagen und solchen, die vorwiegend mit Werkzeugen arbeiten, die ununterbrochen im Betrieb sind (z. B. Stampfer, Bohrmaschinen, Nietfeuer und Kesselsteinabklopfer), sind die genannten Werte voll einzusetzen. Bei größeren Anlagen ist

<sup>1</sup> Siehe Taschenbuch für Preßluftbetrieb der Frankfurter Maschinenbau A.-G

jedoch zu berücksichtigen, daß im allgemeinen nicht sämtliche Werkzeuge gleichzeitig arbeiten. Langjährige Beobachtungen haben ergeben, daß in den Fällen, in denen vorwiegend Hämmer Verwendung finden, im Durchschnitt etwa 60% der angeschlossenen Werkzeuge gleichzeitig im Betrieb sind. Man findet also den für die Größenbestimmung des Luftkompressors maßgebenden Wert in einfachster Weise dadurch, daß man den ermittelten Luftbedarf nur mit 60% einsetzt.

Es ist jedoch ratsam, bei Neuanschaffung von Kompressoren eine reichliche Reserve vorzusehen, da sich fast stets nach verhältnismäßig kurzer Zeit ergibt, daß es Vorteile bietet, eine wesentlich größere Zahl von Preßluftwerkzeugen anzuschließen, als vorgesehen war. Ist der Luftkompressor reichlich genug bemessen, so ist der Anschluß weiterer Werkzeuge ohne weiteres möglich. Aus diesem Grunde sollte man bei der Neueinrichtung einer Preßluftanlage den Luftkompressor mindestens doppelt so groß wählen als es die derzeitigen Verhältnisse rechnermäßig erfordern.

Die Rohrleitungsquerschnitte müssen den örtlichen Verhältnissen entsprechend bestimmt werden. Für jeden Kubikmeter minutlich angesaugter Luft berechnet man unter der Voraussetzung des üblichen Betriebsdruckes von 5 bis 9 at Überdruck 8 cm<sup>2</sup> Leitungsquerschnitt. Bei Saugleitungen von mehr als 10 m<sup>3</sup> und Rohrlängen unter 300 m kann dieser Wert etwas geringer, bei kleineren Luftmengen und mehr als 100 m Länge bis zur ersten Verbrauchsstelle etwa 10% größer angenommen werden. Verteilende Werkstattleitungen erhalten bis 50 m Länge 40 mm 1. Ø, darüber hinaus 50 bis 60 mm 1. Ø. Kurze Verbindungen bis rd. 5 m Länge mit Anschlußhähnen zu den Werkzeugen erfordern 1" Gasrohr. Anschlußhähne zu den Werkzeugen erfordern 1" Gasrohr oder, sofern es sich nur um ein einzelnes Werkzeug handelt, entsprechend geringeren Rohrquerschnitt. Für ausgedehnte Rohrleitungsnetze sind genauere Berechnungen anzustellen, und es ist hierbei auf den zulässigen Druckverlust Rücksicht zu nehmen, der bis zur äußersten Entnahmestelle möglichst 0,2 at nicht überschreiten soll.

#### c) Gasleitungen.

Bei Gasleitungen kommt für die Berechnung des Fortleitungswiderstandes ebenfalls die Grundformel (7)

$$\Delta P = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{w^2}{2g} \cdot \delta$$

in Frage.

Von Wichtigkeit ist — besonders bei den heute in Frage kommenden Gasleitungen auf große Entfernungen mit immer höher werdenden Drücken — dabei nur, den richtigen Widerstandsbeiwert  $\lambda_G$  zu ermitteln, wofür es allerdings — auf Grund von Einzeluntersuchungen für die

verschiedensten Verhältnisse — eine große Anzahl von Formeln<sup>1</sup> mit stark voneinander abweichenden Ergebnissen gibt, die also nur immer für bestimmte Verwendungsgebiete gelten.

Der Sonderausschuß für Röhrenleitungen im Deutschen Verein von Gas- und Wasserfachmännern hat nun nach den Ergebnissen verschiedener Forschungen<sup>2</sup> allgemeingültige Formeln, sogenannte „Gebrauchsformeln“, in leichtfaßlicher Form aufgestellt, die eine rasche Errechnung ermöglichen und zur Verwendung empfohlen werden, solange nicht weitere Erfahrungen eine Abänderung wünschenswert erscheinen lassen:

1. Niederdruckformeln (für Niederdruck bzw. niedere Druckunterschiede).

$$\text{Fördermenge } Q_h = \alpha \cdot \sqrt{\frac{D^5 \cdot P}{s_t \cdot l}}, \quad \begin{array}{l} (P = \text{kg/m}^2) \\ (X \cdot \text{kg/m}^2 = X \cdot \text{mm WS}) \\ (D \text{ in cm}) \end{array}$$

$$\text{Rohrdurchmesser } d = \sqrt[5]{\frac{Q_h \cdot s_t \cdot l}{\alpha^2 \cdot P}}, \quad (51)$$

$$\text{Formelkonstante } \alpha \text{ nach Pole} = 0,711,$$

$$\lambda \quad ,, \quad ,, = 0,024,$$

$$\Delta P = 0,024 \cdot \frac{l}{d} \cdot \delta \cdot \frac{w^2}{2g} \quad (52)$$

(in kg/m<sup>2</sup> oder mm WS).

2. Hochdruckformeln (für hohe Druckunterschiede bzw. lange Leitungen).

$$Q = \alpha \cdot \sqrt{\frac{d^5 \cdot (p_a^2 - p_e^2)}{s \cdot l}}, \quad (53)$$

$$d = \sqrt[5]{\frac{Q^2 \cdot s \cdot l}{\alpha^2 \cdot (p_a^2 - p_e^2)}}, \quad (54)$$

$$\frac{p_a^2 - p_e^2}{L} = \frac{16,15 \cdot Q_h^2 \cdot s \cdot \lambda}{(100 d)^5}, \quad (55)$$

$$\text{Formelkonstante } \alpha = \frac{\pi}{4} \cdot \sqrt{\frac{R_1 \cdot g}{\lambda \cdot T}} \cdot \frac{T_0}{p_0} \quad (56)$$

oder für mittlere Jahrestemperatur  $t_m = 12^\circ \text{C}$

$$\alpha = 0,7874 \cdot \frac{1}{\sqrt{\lambda}} \cdot \frac{T_0}{p_0},$$

oder für die Normalumstände  $0^\circ \text{C}$  und 760 mm QS

$$\alpha = \frac{208}{\sqrt{\lambda}}. \quad (57)$$

<sup>1</sup> Siehe Biegeleisen: Grundlagen zur Berechnung der Gasrohrleitungen. München: Oldenbourg.

<sup>2</sup> Fritzsche, Biel.

3. Ermittlung der Widerstandszahl  $\lambda$ . (Hierfür gibt es eine Reihe von Formeln älteren und neueren Datums, auf die nicht näher eingegangen werden soll.)

Die „Gebrauchsformel“ für schmiedeeiserne Leitungen ist nach Biel:

$$\lambda = \frac{0,0637 \cdot (10000 \cdot v)^{0,148}}{\sqrt[8]{Q_h}}, \quad (58)$$

woraus sich für Stadtgas  $\left( \begin{array}{l} s = 0,51 \\ 10000 \cdot v = 0,203 \end{array} \right)$

$$\lambda = \frac{0,05}{\sqrt[8]{Q_h}} \quad (59)$$

ergibt.

Unter Benutzung vorstehenden  $\lambda$ -Wertes hat Biel<sup>1</sup> die vom Sonderausschuß für Röhrenleitungen des D. V. G. W. anerkannte „Expansionsendformel“

$$\frac{p_a^2 - p_e^2}{L} = \frac{0,412 \cdot Q_h^{1,875}}{(100 \cdot d)^5} \quad (60)$$

( $p_a$  und  $p_e$  in ata!)

entwickelt und danach eine Kurventafel<sup>2</sup> aufgestellt, deren beider Benutzung für genaue Ermittlungen von langen Hochdruckgasleitungen empfohlen wird.

#### d) Graphische Ermittlung des Druckverlustes bei Luft- und Gasleitungen.

Für allgemeine Überschlagermittlungen — besonders von Werkgasleitungen — kann ohne weiteres die graphische Darstellung für Luft nach Tafel IV Verwendung finden, unter Benutzung der darauf vermerkten Umrechnungsfaktoren für verschiedene Gasarten.

Da es sich bei Gasleitungen oft um ganz geringe Druckverluste handelt, die zweckmäßiger in mm Wassersäule ausgedrückt werden, ist auf der graphischen Tabelle neben den  $\Delta p$  in at auch — um Irrtümer in der Umrechnung zu verhindern — eine Skala in mm Wassersäule angeführt.

Da die Angaben der zu fördernden Volumen bei Luft und Gas immer auf den Ansaugzustand (15° C, 760 mm QS) bezogen werden, sind diese auch der graphischen Tabelle zugrunde gelegt. Sollte also für den einen oder anderen Fall die zu fördernde Menge ausnahmsweise in t oder kg angegeben sein, so muß diese vor Benutzung der graphischen Tabelle auf das Ansaugvolumen =  $\frac{G}{\gamma}$  umgerechnet werden.

<sup>1</sup> Gas Wasserfach 1924, 340/41.

<sup>2</sup> Fortleitungswiderstand in Gasrohrleitungen von R. Biel. Sonderdruck. München: Oldenbourg.

Nachstehend ein Beispiel für die Anwendung der graphischen Tafel IV bei Gasleitungen:

Von einer Kokerei sollen nach einem benachbarten Preß- und Hammerwerk — dessen Generatoranlage für die Ofenbetriebe vergrößert bzw. erneuert werden müßte — 6000 m<sup>3</sup> Koksgas pro Stunde geliefert werden, und zwar beträgt die Leitungslänge einschl. Berücksichtigung der Einzelhindernisse = 800 m. Welcher Leitungsdurchmesser kommt in Frage, wenn bei einem Anfangsdruck von 800 mm WS ein Enddruck im Hammerwerk von 500 mm WS benötigt, also ein max. Druckverlust von 300 mm WS in der Leitung zugelassen wird. Es sei eine Fortleitungstemperatur von 20°, eine Geschwindigkeit von 10 m und eine Gasdichte von 0,5 angenommen.

Nach der graphischen Tafel IV ergibt sich ein Durchmesser von 400 mm und der Druckverlust nach der gleichen Tabelle =  $\sim 0,6$  mm WS/lfd. m bei Luft; für Gas von  $\delta = 0,5$  und 800 m Leitungslänge wäre der Gesamtdruckverlust also:

$$0,6 \cdot 800 \cdot 0,554 = \sim 266 \text{ mm WS,}$$

also weniger als zugelassen.

Mit Rücksicht auf evtl. späteren Mengenmehrbedarf empfiehlt sich aber Beibehaltung von 400 mm Lichtweite.

## E. Wärmeschutz.

Der Zweck einer Rohrleitung ist, Flüssigkeit, Dampf oder Gas in möglichst ökonomischer Weise von der Erzeugungsstelle zu dem Verbrauchsort zu leiten. Die Herstellungskosten sollen also, soweit die Sicherheit es erlaubt, niedrig gehalten und Verluste an Energie vermieden werden. In den vorhergehenden Kapiteln wurde gezeigt, wie die Druckverluste errechnet werden und welchen Weg man zu beschreiten hat, um diese einzuschränken. Gegenstand dieses Kapitels ist die Berechnung des Wärmeaustausches und die Besprechung der uns zur Verfügung stehenden Mittel, um diesen Austausch zu beeinflussen. Ob es sich darum handelt, die Wärmeabgabe zu verringern, wie dies z. B. bei Dampfleitungen der Fall ist, oder die Wärmeaufnahme möglichst klein zu halten, wie das für Kühlanlagen von Interesse, ist für den Rechnungsgang an sich gleichgültig.

### 1. Allgemeine Betrachtungen über Wärmeübergang.

Wärmeübertragung von einem Körper zum anderen kann auf verschiedenen physikalischen Vorgängen beruhen; man unterscheidet nämlich Wärmeaustausch durch Strahlung, durch Leitung und durch Konvektion. Obgleich in der Natur die Strahlungswärme eine außer-

ordentlich große Rolle spielt (Übertragung der Sonnenwärme auf die Planeten) und oft auch in der Technik diese Übertragungsweise ausgenutzt wird (unmittelbare Übertragung der Wärme von Feuerschicht auf Kesselwandung, Strahlungsöfen, Strahlungs-pyrometer), werden wir uns auf die Betrachtung der Wärmeleitung beschränken. Diese tritt ein bei Berührung der Körper, zwischen denen Wärmeaustausch stattfindet. Bei kleineren Temperaturdifferenzen spielt die Strahlung gegenüber der Leitung eine untergeordnete Rolle, und bei der Berechnung des Wärmeverlustes einer Dampfrohrleitung erhält man ausreichend genaue Werte, wenn man nur die Wärmeleitung berücksichtigt.

Sind zwei Flüssigkeiten oder Gase durch eine Wand getrennt (wie z. B. Raumluft und Außenluft durch eine Mauer) und haben beide Gase verschiedene Temperaturen, so kann man den Widerstand, den die Wärmeströmung zu überwinden hat, in drei Teile zerlegen:

1. Übergangswiderstand des wärmeren Mediums zur Wand,
2. Leitungswiderstand der Wand,
3. Übergangswiderstand der Wand zum kälteren Medium.

Die Größen dieser Widerstände sind von vielen Faktoren abhängig, die für 1. und 3. maßgebenden Wärmeübergangszahlen (W.Ü.Z. =  $\alpha$ ) sind abhängig von der Oberflächenbeschaffenheit der Wand, von der Art und evtl. dem Strömungszustande der Flüssigkeit, von den Temperaturen und von dem Druck; der Widerstand der Trennungswand ist abhängig von der Wärmeleitzahl und von der Wanddicke.

Faßt man alle Einflüsse in eine Wärmedurchgangszahl zusammen, so ist die durchgehende Wärmemenge:

$$Q = k \cdot F \cdot (t_1 - t_2) \cdot z \text{ kcal.} \quad (61)$$

In dieser Gleichung ist:

- $Q$  die Wärmemenge in kcal,  
 $F$  „ Fläche in  $\text{m}^2$ ,  
 $t_1, t_2$  „ Temperatur der Flüssigkeiten in  $^\circ\text{C}$ ,  
 $z$  „ Zeit in h,  
 $k$  „ Wärmedurchgangszahl in  $\text{kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$ .

Wie aus oben Gesagtem hervorgeht, ist  $k$  abhängig von den Werten  $\alpha_1$  und  $\alpha_2$ , von  $\lambda$  und von der Wanddicke  $\delta$  (in m). Die Beziehung zwischen diesen Größen ist:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta}{\lambda}}; \quad (62)$$

bedeuten  $\vartheta_1, \vartheta_2$  die Wandtemperaturen, so ist

$$\vartheta_1 = t_1 - \frac{k}{\alpha_1} \cdot (t_1 - t_2), \quad \vartheta_2 = t_2 + \frac{k}{\alpha_2} \cdot (t_1 - t_2).$$

In dieser Form gelten obige Betrachtungen für eine ebene Wand.

Wenden wir uns jetzt dem Fall zu, wo die Trennungswand zylindrisch ist, wie es für Rohre im allgemeinen zutrifft. Es sei die Wärmeabgabe zu bestimmen für ein Rohr dessen Länge  $l$  m, Innendurchmesser  $d_i$  m, Außendurchmesser  $d_a$  m beträgt.

Wärmemenge

$$Q = 2 \cdot \pi \cdot k \cdot l (t_1 - t_2) \cdot z \text{ kcal.} \quad (63)$$

Für  $k$  gilt eine andere Beziehung als oben für eine ebene Wand angegeben, nämlich

$$\frac{1}{k} = \frac{2}{\alpha_i \cdot d_i} + \frac{1}{\lambda} \ln \frac{d_a}{d_i} + \frac{2}{\alpha_a \cdot d_a}. \quad (64)$$

$\lambda$  bedeutet Wärmeleitzahl für das Material der Wandung. Bei isolierten Rohrleitungen ist die Wand aus mehreren Schichten aufgebaut. Mit Benutzung der üblichen Bezeichnungen lautet die Gleichung für  $k$ :

$$\frac{1}{k} = \frac{2}{\alpha_i \cdot d_i} + \frac{2}{\alpha_a \cdot d_a} + \frac{1}{\lambda_i} \ln \frac{d_r}{d_i} + \frac{1}{\lambda_a} \ln \frac{d_a}{d_r}. \quad (65)$$

Ogleich auf folgenden Fall nicht weiter eingegangen werden soll, weil für Rohrleitungen von geringer Bedeutung, sei erwähnt, daß bei kleinem Widerstand der Wand die Gleichung für eine ebene Wand angewendet werden kann. Für die Berechnung der Fläche nehme man:

1. den mittleren Durchmesser  $\frac{d_i + d_a}{2}$  für den Fall, daß die Werte von  $\alpha_i$  und  $\alpha_a$  wenig verschieden sind,
2. den Durchmesser für die Seite, auf welcher  $\alpha$  den kleinsten Wert hat, wenn die Wärmeübergangszahlen stark verschieden sind. (Anzuwenden bei Rohren von Oberflächenkondensatoren, Vorwärmern, Überhitzern usw.)

## 2. Wärmeübergangszahlen.

Die Wärmeübergangszahlen sind von vielen Einflüssen, wie z. B. Strömungsgeschwindigkeit und Temperatur, abhängig und eine vollständige Behandlung ihrer Ermittlung geht weit über den Rahmen dieses Buches hinaus. Für die Nachrechnung isolierter Leitungen genügen jedoch folgende Anhaltzahlen:

1. für siedendes Wasser:  $\alpha = 2000$  bis  $6000$ ; bei hoher Temperaturdifferenz und großer Geschwindigkeit ergeben sich die hohen Werte,
2. für kondensierenden Wasserdampf:  $\alpha$  bis  $10000$ ,
3. für ruhendes Wasser:  $\alpha = 500$  bis  $3000$  (letzterer Wert gilt für hohe Temperatur und große Temperaturdifferenz), für strömendes Wasser  $2000$  bis  $5000$ , abhängig von der Geschwindigkeit,
4. für ruhende Luft bei horizontalen, isolierten Leitungen

$$\alpha = 5,0 + 0,05 (\vartheta_2 - t_2),$$

bei strömender Luft (Windanfall) sind die Werte ganz bedeutend höher.





für ein Rohr von 100 mm  $\varnothing$

bei einer Geschw.  $w = 0,5 \text{ m/s } t = 0^\circ \text{ C } \alpha = 1250$

„ „ „ „  $w = 1,5 \text{ m/s } t = 50^\circ \text{ C } \alpha = 3000$

Wird anstatt Messingrohr Stahlrohr genommen, so sind die Werte etwa 15% niedriger.

Aus den angeführten Beispielen geht mit Deutlichkeit hervor, daß die Wärmeübergangszahlen nicht in einigen Tabellen anzugeben sind, sondern daß für jeden einzelnen Fall die Werte auszurechnen sind. Für die Durchführung derartiger Rechnungen sei hier auf das von Dipl.-Ing. M. ten Bosch verfaßte Buch<sup>1</sup> verwiesen, das eine sehr wertvolle Zusammenstellung der bis dort erhaltenen Versuchsergebnisse und handliche Tabellen und Diagramme zur Bestimmung der Wärmeübergangszahlen enthält. Die unter 5. oben angeführten Zahlen sind größtenteils nach diesem Werk berechnet.

### 3. Wärmeleitzahlen.

Für die Berechnung des Wärmedurchganges durch eine Wand sind außer den Werten für  $\alpha$  auch die für  $\lambda =$  Wärmeleitzahl zugrunde zu legen.

In folgendem mögen einige Werte für  $\lambda$  derjenigen Stoffe, die für die Isolierung der Rohrleitungen Verwendung finden, aufgeführt werden. Es ist zu beachten, daß  $\lambda$  im allgemeinen mit der Temperatur steigt und daß ein geringes Raumgewicht auf kleines Wärmeleitvermögen deutet. Die vollständigste Zusammenstellung von Wärmeleitzahlen findet sich in „Mitteilungen aus dem Forschungsheim für Wärmeschutz (E. V.) München, Heft 5, Dezember 1924“, zusammengestellt von Dr.-Ing. Ernst Schmidt.

Tabelle 7. Wärmeleitzahlen.

Material	Raumgewicht kg m <sup>3</sup>	Temperatur ° C	$\lambda$
Korksteinplatten, imprägniert . . . .	200	20	0,044
TorfmuII. . . . .	195	20	0,070
Sägemehl . . . . .	190	30	0,0504
Asbestwolle (lose gestopft) . . . .	380	100	0,1020
Glasgespinst . . . . .	219	100	0,043
Schlackenwolle (fest gestopft) . . . .	450	100	0,0525
Kieselgur . . . . .	250—330	100	0,057—0,07
Magnesia-Isolierschalen, mit Asbest- zusatz . . . . .	298	70	0,0683
Gebrennte Kieselgursteine . . . .	510	300	0,120
„Alfol“ (dünne Aluminiumbleche) . .		250	0,06

<sup>1</sup> ten Bosch, M.: Die Wärmeübertragung. Berlin: Julius Springer 1922.

#### 4. Wärmeverluste isolierter Dampfleitungen.

Bei der Berechnung der Isolierung einer Dampfleitung sind verschiedene Fragen zu beantworten, die teilweise rein technisch-physikalischer Art, teilweise aber auch wirtschaftlicher Natur sind. Eine ähnliche Problemstellung fanden wir bei der Untersuchung über Rohrleitungswiderstand und Ermittlung des wirtschaftlichsten Durchmessers.

Zu beantworten sind demnach folgende Fragen:

1. Wie groß ist der Wärmeverlust pro lfd. m Rohr?
2. Wie groß ist der Temperaturabfall in einer langen Leitung?
3. Bei welcher Stärke der isolierenden Schicht sind die Betriebskosten am geringsten?
4. Von welchem Einfluß sind Betriebspausen auf die Verluste?

Wärmeverlust pro lfd. m Rohr bei gegebener Isolierung, für eine bestimmte Dampfmenge von bekanntem Druck und Temperatur und bei einer bestimmten Außentemperatur. Dampfmenge 2000 kg/h  $p = 14$  atü,  $t = 400^\circ\text{C}$ , Rohrdurchmesser  $d = 0,0575$  m (geschweißtes Dampfrohr 2¼" DIN 2052), Stärke der Isolierung 65 mm, Material: Kieselguraufstrichmasse, Außentemperatur  $25^\circ\text{C}$ .

$$d_i = 0,0575, \quad d_r = 0,0665, \quad d_a = 0,1965 \text{ m.}$$

Wärmeleitahlen:

$$\begin{aligned} \text{für Wandungsmaterial } \lambda_i &= 50 \text{ kcal/m h }^\circ\text{C,} \\ \text{„ Isolierungsmaterial } \lambda_a &= 0,09 \text{ kcal/m h }^\circ\text{C.} \end{aligned}$$

Für den Wärmeübergang an die Luft gilt etwa  $\alpha_a = 12 \text{ kcal/m}^2 \text{ h }^\circ\text{C}$  und für den Übergang zwischen Dampf und Rohrwand ergibt sich etwa  $\alpha_i = 730 \text{ kcal/m}^2 \text{ h }^\circ\text{C}$ .

Nach Formel (65) ist

$$\begin{aligned} \frac{1}{k} &= \frac{2}{\alpha_i \cdot d_i} + \frac{2}{\alpha_a \cdot d_a} + \frac{1}{\lambda_i} \cdot \ln \frac{d_r}{d_i} + \frac{1}{\lambda_a} \cdot \ln \frac{d_a}{d_r}, \\ \frac{1}{k} &= \frac{2}{730 \cdot 0,0575} + \frac{2}{12 \cdot 0,1965} + \frac{1}{50} \cdot \ln \frac{0,0665}{0,0575} + \frac{1}{0,09} \cdot \ln \frac{0,1965}{0,0665} \\ &= 0,0477 + 0,848 + 0,00294 + 12,058 = 12,957. \end{aligned}$$

Mit Hilfe der Formel (63) folgt für den Wärmeverlust pro 1 m, wenn  $t_1 =$  Temperatur des Dampfes und  $t_2 =$  Temperatur der umgebenden Luft:

$$Q = 2 \cdot \pi \cdot \frac{400 - 25}{12,957} = 182 \text{ kcal/h m.}$$

Diese Wärmemenge wird abgegeben von 2000 kg Dampf. Pro 1 m Leitungslänge verliert 1 kg Dampf somit

$$\frac{182}{2000} \text{ kcal/kg} = 0,091 \text{ kcal/kg.}$$

Weil die spez. Wärme bei 15 at und 400° C nach Tabelle 11  $c_p = 0,517$  kcal/kg °C, ist die Temperaturabnahme

$$\Delta t = \frac{0,091}{0,517} = 0,176^\circ \text{C}.$$

Bemerkung: Oft wendet man die vereinfachte Formel

$$Q = \frac{2 \cdot \pi \cdot l \cdot (t_1 - t_2) z}{\frac{1}{\lambda} \ln \frac{d_a}{d_i} + \frac{2}{\alpha \cdot d_a}} \quad (66)$$

an, wobei also der Einfluß der Wärmeübergangszahl an der Innenseite und des Widerstandes der Rohrwandung vernachlässigt wird. Bei nicht großer Wanddicke und schnell strömendem Dampf, dementsprechend großem  $\alpha$ , ist dies zulässig. Im vorhergehenden Beispiel errechnet sich  $\frac{1}{k}$  in Übereinstimmung mit Formel (66) zu

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\lambda_a} \cdot \ln \frac{d_a}{d_i} + \frac{2}{\alpha_a \cdot d_a} = 12,058 + 0,848 = 13,006.$$

Der Wert für  $k$  wäre in diesem Falle 0,38% kleiner. Dieser Unterschied ist unwesentlich und kleiner als die Genauigkeit, die im allgemeinen als erreichbar anzusehen ist, weil kleine Abweichungen in den Werten für  $\lambda$  und  $\alpha_a$  immer vorkommen.

### 5. Temperaturverlust des strömenden Dampfes.

Bei längeren Leitungen nimmt die Dampftemperatur mit der Strömungsrichtung ab und demzufolge ist auch der Wärmeverlust pro lfd. m nicht überall gleich, sondern ist am Ende der Leitung geringer als am Anfang.

Sieht man von der Veränderlichkeit der spezifischen Wärme mit der Temperatur ab, so errechnet sich nach Cammerer<sup>1</sup> der Temperaturabfall aus der Gleichung

$$\ln \frac{(t_1 - t_2)_e}{(t_1 - t_2)_a} = \frac{1}{3600 G \cdot c} \frac{q_e}{(t_1 - t_2)_e}. \quad (67)$$

In dieser Gleichung haben die noch nicht gebrauchten Zeichen folgende Bedeutung:

$c$  = spezifische Wärme des Dampfes bei der mittleren Temperatur (vgl. hierzu die Dampftabellen Nr. 9 bis 12);

$q_e$  = Wärmeverlust pro lfd. m und pro Stunde an der Seite, wo der Dampf eintritt ( $= \frac{Q_e}{l}$ ).

Wenden wir die Gleichung auf obiges Beispiel an und sei der Temperaturabfall über eine Leitungslänge von 400 m zu bestimmen.

<sup>1</sup> Cammerer, J. S. Dr.-Ing.: Die Berechnung des Temperaturabfalles in langen Rohrleitungen. WSW-Mitteilungen 1925, H. 3.

Es gelten dann folgende Werte:

$$(t_1 - t_2)_e = 375^{\circ}, \quad l = 400 \text{ m}, \quad G = 2000 \text{ kg/h},$$

$$q_e = 182 \text{ kcal/h m}, \quad c_p = 0,517 \text{ (400}^{\circ}, 15 \text{ ata)}.$$

Gleichung (67) ergibt dann:

$$\ln \frac{375}{(t_1 - t_2)_a} = \frac{400}{2000} \frac{182}{0,517 \cdot 375} = 0,188.$$

Zu dem natürlichen Logarithmus 0,188 gehört die Zahl 1,206, und demnach ist:

$$\frac{375}{(t_1 - t_2)_a} = 1,206,$$

$$(t_1 - t_2)_a = \frac{375}{1,206} = 311^{\circ},$$

also Austrittstemperatur des Dampfes  $336^{\circ} \text{ C}$  und Temperaturabfall  $64^{\circ} \text{ C}$ .

Die spezifische Wärme des Dampfes ist abhängig von der Temperatur und beträgt also nicht überall 0,517. Bei 15 at und  $336^{\circ} \text{ C}$  ist  $c = 0,522$ , und falls man dies berücksichtigen will, kann die Rechnung mit dem Mittelwert 0,5195 wiederholt werden.

Dies ergibt:

$$\ln \frac{375}{(t_1 - t_2)_a} = 0,187,$$

was praktisch keine Änderung des Wertes für  $t_{1a}$  zur Folge hat.

Will man nun außer der Temperaturänderung des Dampfes noch den Wärmeverlust für die Strecke von 400 m ermitteln, so setzt man am einfachsten:

$$\begin{aligned} \text{Wärmeverlust } Q &= 3600 \cdot G \cdot c \cdot (t_{1e} - t_{1a}) \\ &= 3600 \cdot 0,555 \cdot 0,52 \cdot (400 - 336) \\ &= 66600 \text{ kcal/h}. \end{aligned}$$

Für den lfd. m wurde in dem oben genannten Beispiel ein Wärmeverlust von 182 kcal berechnet. Wäre dieser Wert für die ganze Leitung konstant, so hätte sich ein Gesamtverlust

$$Q^1 = 400 \cdot 182 = 72800 \text{ kcal/h}$$

ergeben. Der wirkliche Verlust ist kleiner als der in dieser Weise ungenau ermittelte Wert.

Gesamtwärmeinhalt des einströmenden Dampfes, bezogen auf  $0^{\circ} \text{ C}$

$$3600 \cdot G \cdot i_e = 2000 \cdot 776 \text{ kcal/h} = 1552000 \text{ kcal/h}.$$

Verlust der Leitung von 400 m Länge

$$\frac{66600}{15520} \% = 4,3 \%.$$

Dieser Wert gibt bloß dann ein richtiges Bild des Verlustes, wenn der Dampf zu Heizzwecken gebraucht würde. Die Abnahme des Arbeitswertes ist ganz bedeutend größer, namentlich auch durch die hier nicht berechneten Druckverluste.

## 6. Isolierstärke.

Wahl der Stärke der Isolierschicht. Bezüglich dieser Frage möge an die Methode zur Bestimmung des günstigsten Leitungsdurchmessers bei Wasserversorgungen erinnert werden. Nach Wahl des Rohrleitungsdurchmessers hat eine Rechnung zu erfolgen, wobei für verschiedene Isolierstärken ermittelt wird, wie hoch einerseits die jährlichen Aufwendungen für den Wärmeschutz (Verzinsung, Amortisation) und andererseits die für die Wärmeverluste sind. Indem diese Werte in Abhängigkeit von der Isolierstärke graphisch aufgetragen werden, erhält man leicht diejenige Stärke, für welche sich die Kosten am geringsten stellen<sup>1</sup>. Bei Kraftanlagen ist wieder nicht einfach der Wärmeverlust, sondern der durch eine bestimmte Abkühlung hervorgerufene Mehrverbrauch an Dampf maßgebend. Bei Kraftdampfleitungen ist daher aus wirtschaftlichen Gesichtspunkten eine bedeutend größere Schichtstärke erforderlich als bei Heizungsanlagen<sup>2</sup>. Ganz besonders ist Wert auf Verwendung ausgezeichneten Materials zu legen, weil sonst durch praktische Beschränkungen die errechnete Stärke unausführbar wäre.

Nicht nur die Wärmeverluste im Dauerbetrieb, sondern auch die Wärmemengen, die nach Betriebspausen aufgewandt werden müssen, um die Isolierung auf die Beharrungstemperatur zu erwärmen, sind von Einfluß auf die Wirtschaftlichkeit. Eine eingehende Untersuchung dieses Gegenstandes von Dr.-Ing. Cammerer<sup>3</sup> ergibt, daß die in einer Isolierung aufgespeicherte Wärme ein Vielfaches der während des Betriebes pro Stunde verlorengelassenen Wärme ist. Diese Abkühlungsverluste können, wie in genannter Abhandlung nachgewiesen wird, verringert werden:

1. durch Wahl eines geeigneten Isoliermaterials, das sich hauptsächlich durch ein geringes Raumgewicht auszeichnen soll,
2. durch Verringerung der Isolierstärke.

Die Ausführungen des Kapitels zeigen, daß Entwurf und Ausführung einer isolierten Leitung, die den Anforderungen der modernen Wärmewirtschaft entsprechen soll, gründliche Nachprüfung der vorliegenden

<sup>1</sup> Gerbel, M.: Die wirtschaftliche Stärke einer Isolierung. VDI-Verlag 1921.

<sup>2</sup> Cammerer: Einfluß der Dampfverwertung auf die wirtschaftliche Isolierstärke. Arch. Wärmewirtsch. 1923.

<sup>3</sup> WSV-Mitteilungen 1924, Nr 2, 1925, Nr 1. „Die in isolierten Rohrleitungen im Dauerzustand aufgespeicherte Wärme und ihre Bedeutung für die Auswahl von Wärmeschutzmitteln.“

Betriebsverhältnisse unumgänglich machen. Die Projektierung durch die Wärmeabteilung einer bewährten Firma ist hier dringend zu empfehlen.

Im übrigen sei darauf hingewiesen, daß der Verein Deutscher Ingenieure einheitliche Lieferbedingungen und „Regeln für die Prüfung von Wärme- und Kälteschutzanlagen“ herausgegeben hat, die sowohl der Berechnung der Verluste als auch der Nachprüfung von fertigen Isolierungen dienen sollen.

## F. Festigkeitsberechnung von Rohrleitungen.

Die Behandlung kann für Rohrleitungen, die Flüssigkeiten, Gase und Dämpfe fortleiten, gemeinsam erfolgen.

### 1. Rohre.

Bei Niederdruckleitungen ist die Beanspruchung des Materials hauptsächlich auf äußere Kräfte zurückzuführen und die durch die Herstellung bedingte Wandstärke fast immer ausreichend.

Für normale Verhältnisse erübrigt sich im allgemeinen die Festigkeitsberechnung, da hierfür eine Normung durch den D.N.A. durchgeführt wurde, die Abmessungen also den einschlägigen Normenblättern entnommen werden können, und zwar:

DIN 2455

genietetete Flußstahlrohre für ND 1 bis 6 bei NW 600 bis 2000.

DIN 2454

autogen geschweißte Flußstahlrohre für ND 1 bis 6 bei NW 50 bis 2000.

DIN 2453

wassergasgeschweißte Flußstahlrohre für ND 1 bis 50 bei NW 250 bis 2000.

DIN 2452

patentgeschweißte Flußstahlrohre für ND 1 bis 50 bei NW 60 bis 400.

DIN 2450, 2451 und 2456

nahtlose Flußstahlrohre für ND 1 bis 100 bei NW 4 bis 400.

DIN 2449

nahtlose Flußstahlrohre (handelsüblich) für ND 1 bis 25 (aus Flußstahl St. 00.29) bei NW 4 bis 400. (Diese Rohre sollen jedoch nicht für Heißdampf verwendet werden!!)

Hierbei ist das Normenblatt DIN 2401 über „Druckstufen“ zu beachten, das besagt:

Jedem Nenndruck sind Betriebsdrücke für „Wasser“, „Gas und Dampf“ sowie „Heißdampf bis 400° C“ zugeordnet. Diese sind entsprechend den durch den Leitungsinhalt bedingten Gefahrquellen und gleichzeitig entsprechend der Temperatur des Leitungsinhaltes gestuft, da bei höheren Temperaturen eine Senkung der Streckgrenze der Werkstoffe eintritt.

Die Betriebsdrücke betragen im Verhältnis zu den zugehörigen Nenndrücken im allgemeinen:

- W* für Wasser unterhalb 100° und für andere ungefährliche Flüssigkeiten unterhalb ihrer Siedetemperatur bei Atmosphärendruck = 100%.
- G* Die Betriebsdrücke für „Gas und Dampf“ gelten für Gase unterhalb 300° sowie für anderen expansionsfähigen Leitungsinhalt wie Luft und Dämpfe, im besonderen auch für gesättigten oder mäßig überhitzten Dampf unterhalb dieser Temperatur, ferner für Flüssigkeiten, die mit Rücksicht auf ihre physikalischen oder chemischen Eigenschaften oder aus anderen Gründen eine erhöhte Sicherheit erfordern, = ~ 80%.
- H* Die Betriebsdrücke für „Heißdampf“ gelten insbesondere für überhitzten Wasserdampf bei Temperaturen von 300 bis 400°, ferner für Gase und Flüssigkeiten bei diesen Temperaturen = ~ 64%.

Im Temperaturbereich von 400 bis 450° C und von 450 bis 500° C kommt eine je um 25% höhere Druckstufe in Frage, vorausgesetzt, daß nicht ein Qualitätsstahl gewählt ist, der bei diesen Temperaturen mindestens die gleichen Sicherheiten gewährt wie der übliche Stahl bei Temperaturen bis 400° C.

Reicht der Betriebsdruck nicht an die festgesetzte Höchstgrenze heran, so ist eine Überschreitung der Temperaturgrenze von 400° C in angemessenem Verhältnis zulässig.

Die zulässigen Betriebsdrücke sind auf allen Rohr-, Flansch- und Armaturennormblättern angegeben.

Die festgelegten Betriebsdrücke stellen die zulässigen Höchstdrücke unter normalen Betriebsverhältnissen dar. In allen außergewöhnlichen Fällen ist zu prüfen, ob eine Herabsetzung des Betriebsdruckes gegenüber den festgelegten Richtlinien erforderlich ist.

Nach vorstehendem werden also jedem Nenndruck „Betriebsdrücke“ zugeordnet, die die entsprechende Sicherheit mit Rücksicht auf das zu leitende Medium und hauptsächlich dessen Temperatur darstellen.

Normblätter für Preßdruckleitungen, d. h. Leitungen für Druckwasser und Druckluft (und zwar für Flüssigkeiten bis 600 und für Gase bzw. Luft bis 400 at bei einem Höchstdurchmesser von 150 mm) werden vom Normenausschuß demnächst herausgegeben.

Nach DIN 2413 wird in Anlehnung an die allgemeinen polizeilichen Bestimmungen über die Anlegung von Land- und Schiffdampfkesseln für die Berechnung der Rohrwandstärke bzw. der auftretenden Beanspruchungen durch den Innendruck von nachstehenden Formeln ausgegangen:

$$s = \frac{p \cdot D}{2 \cdot k \cdot x} + c, \quad (68)$$

$$k = \frac{p \cdot D}{2(s - c) \cdot x}. \quad (69)$$



$D$  = lichter Durchmesser in cm,

$p$  = Druck in atü,

$k$  = Beanspruchung in kg/cm<sup>2</sup>,

$s$  = Wandstärke in cm,

$x$  = 1 bei nahtlosen Rohren (auch gußeisernen oder Stahlgußrohren) und 0,9 bei geschweißten Rohren, unabhängig von der Schweißung,

$c$  = der Sicherheitszuschlag = 0,1 cm für Anrostung und Herstellungsgenauigkeit usw.

Die zulässige Beanspruchung ist abhängig von dem verwendeten Material, wird aber auch je nach Verwendungszweck verschieden gewählt. Z. B. rechnet man bei gußeisernen Rohren für Wasser allgemein die größte zulässige Beanspruchung nicht über

$$k = 250 \text{ kg/cm}^2,$$

während man bei Verwendung von Stahlgußrohren für Wasser bis

$$k = 600 \text{ kg/cm}^2$$

gehen kann.

Für Flußstahlrohre gilt bei einer Festigkeit von 3400 bis 4500 kg/cm<sup>2</sup> eine Rechnungsfestigkeit = 3600 kg/cm<sup>2</sup> und bei einer Festigkeit von 4500 bis 5500 kg/cm<sup>2</sup> eine Rechnungsfestigkeit = 4500 kg/cm<sup>2</sup>, so daß sich bei einer zulässigen Mindestsicherheit gegen Bruch:

für Wasser . . . . .	= 4,5 fach
„ Gas und Dampf . . . . .	= 5,6 „
„ Heißdampf. . . . .	= 7,1 „

bei einer Rechnungsfestigkeit von 4500 kg/cm<sup>2</sup> nachstehende zulässige Höchstwerte für  $k$  in kg/cm<sup>2</sup> ergeben:

für Wasser . . . . .	= max. 1000 kg/cm <sup>2</sup>
„ Gas und Dampf . . . . .	= „ 800 „
„ Heißdampf. . . . .	= „ 640 „

Die nach Formel (26) errechneten Wandstärken reichen nur für normale Betriebsverhältnisse aus. Bei zusätzlichen Beanspruchungen durch Wasserschläge, Stöße, Bieungsbeanspruchung oder Wandstärkenschwächung der Bogenrohre muß entschieden werden, ob nicht evtl. zweckmäßig der nächsthöhere Nenndruck der Berechnung zugrunde zu legen ist.

**Rechenbeispiel:** Für eine Teufe von 800 m ist eine Steigeleitung zu entwerfen. Die sekundliche Wassermenge beträgt 60 l, die zulässige Geschwindigkeit 1 m/s. Wie groß sollen Durchmesser und Wandstärke bei einer zulässigen Beanspruchung von 1000 kg/cm<sup>2</sup> gewählt werden?

Die lichte Weite ist nach Formel (3) oder Tafel 1 zu bestimmen. Dies ergibt  $d = 0,276$  m, nach DIN also NW 275.

Der Druck in der unteren Zone ist bedingt durch: 1. die Höhe, 2. den Widerstand.

Die Wassersäule von 800 m ergibt einen Druck  $p = 80$  at. Der von den Widerständen erzeugte Druck beträgt etwa:

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\gamma \cdot w^2}{2g} = 0,025 \frac{800}{0,275} \cdot \frac{1000 \cdot 1^2}{2 \cdot 9,81} = 3710 \text{ kg/m}^2 = 0,37 \text{ at.}$$

Obleich sich dieser Widerstand aus der mittleren Geschwindigkeit errechnete und der Druck bei Verwendung von Kolbenpumpen im Moment der Höchstgeschwindigkeit steigt, kann für die Berechnung der Einfluß des Widerstandes doch vernachlässigt werden.

Nach Formel (68) ergibt sich:

$$s = \frac{27,5 \cdot 80}{2 \cdot 1000 \cdot 1} + 0,1 = 1,2 \text{ cm.}$$

Diese Wandstärke gilt für nahtlose Rohre und ist entsprechend dem in Kap. G des I. Teiles Gesagten bloß für die untere Zone auszuführen und nach oben gestaffelt schwächer zu wählen. Diese errechnete Wandstärke stimmt auch überein mit den Angaben des DIN-Blattes 2451 für ND 80, NW 275 = 12 mm.

Die Flanschen und Schrauben sind für die gleichen Durchmesser- und Druckbereiche — wie vorstehend für Rohre angeführt — auch in den Normen festgelegt. Muß in einem Sonderfall die Festigkeitsrechnung vorgenommen werden, so setze man die beanspruchende Kraft gleich dem Produkt aus dem Druck und einer Druckfläche mit einem Durchmesser  $D_p =$  Nennweite +  $\frac{2}{3}$  Dichtflächenbreite gemäß Skizze.

Für die Schrauben wird in Anlehnung an die Hamburger Normen 1905 eine Höchstbeanspruchung von  $800 \text{ kg/cm}^2$  bei den Betriebsdrücken „Wasser“ zugelassen. Bei Fertigung aus hochwertigem Stahl kann diese bis  $1000 \text{ kg/cm}^2$  gesteigert werden. Für Gas sind im allgemeinen etwa 80% und für Temperaturen über  $300^\circ \text{ C}$  etwa 65% dieser Werte zulässig. Bei den weiteren Steigerungen der Dampfdrücke, besonders aber der Dampftemperaturen über  $400^\circ \text{ C}$ , werden Schrauben aus hochwertigen Werkstoffen erforderlich, worauf in Kap. II/G näher eingegangen wird.

Wie schon bemerkt, ist für die allgemeinen Fälle eine Berechnung der Flanschen und Schrauben nicht erforderlich, da diese nach den Normenblättern für die entsprechenden Druckstufen festliegen. Um aber für diese den Rechnungsgang nach DIN 2505 bis 2507 zu zeigen, wird nachstehend für die untere Zone der Steigeleitung die Berechnung vorgenommen.

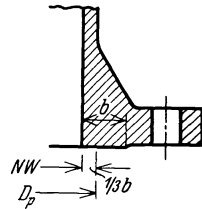


Abb. 5.

## 2. Berechnung der Flanschverbindungen.

a) Aufwalznietflansch in Anlehnung an DIN ND 100.

Die den Flansch beanspruchende Kraft:

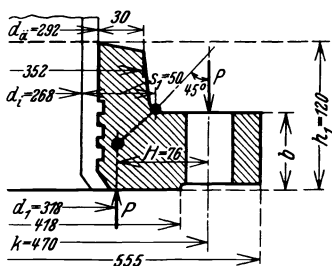


Abb. 6.

$$P = \frac{d_1^2 \cdot \pi \cdot p}{4}$$

hierin ist:

$$d_1 = 26,8 + \frac{(41,8 - 26,8)}{2} \cdot \frac{2}{3} = 31,8,$$

$$P = \frac{31,8^2 \cdot \pi \cdot 80}{4} = 63\,538 \text{ kg.}$$

Die erforderliche Schraubenzahl ergibt

sich nach der Formel  $A = \frac{P}{P_1}$ ;  $P_1 =$  zu-

lässige Belastung. Gewählt Schrauben  $1\frac{1}{2}''$  mit  $8,4 \text{ cm}^2$  Kernquerschnitt und einer max. Tragfähigkeit von  $P_1 = 8,4 \cdot 800 = 6720 \text{ kg}$ ;

somit die erforderliche Schraubenzahl  $A = \frac{P}{P_1} = \frac{63\,538}{6720} = \sim 10$  Stück, gewählt jedoch 12 Stück. Die wirkliche Belastung je Schraube ist also

$P_1 = \frac{63\,538}{12} = 5300 \text{ kg}$ . Hieraus die tatsächliche Beanspruchung

$K = \frac{5300}{8,40} = 632 \text{ kg/cm}^2$ , also in zulässigen Grenzen.

Berechnung der Flanschstärke auf Biegung:  $M_b = P_1 \cdot H$ .

Bei Annahme des Lochkreisdurchmessers zu  $K = 470 \text{ mm}$  ergibt sich

$H = \frac{(K - d_1)}{2} = \frac{(470 - 318)}{2} = 76 \text{ mm}$ ;  $M_b = 5300 \cdot 7,6 = 40\,200 \text{ cmkg}$ .

Nach der Festigkeitslehre ist für rechteckigen Querschnitt  $M_b = W \cdot K_b$

$= \frac{h \cdot b^2}{6} \cdot K_b$ . Nun muß zunächst der Zahlenwert für „ $h$ “ beim Hebelarm „ $H$ “ ermittelt werden:

$$h = \frac{d_1 \cdot \pi}{12} = \frac{99,9}{12} = 8,30 \text{ cm.}$$

Wird nun die Biegungsbeanspruchung für den zu verwendenden Werkstoff Flußstahl 42·11 mit  $K_b = 1000 \text{ kg/cm}^2$  zugelassen, so ergibt sich:

$$b = \sqrt{\frac{M_b \cdot 6}{h \cdot K_b}} = \sqrt{\frac{40\,200 \cdot 6}{8,30 \cdot 1000}} = 5,7 = 57 \text{ mm.}$$

Diese Flanschenstärke würde für vorliegendes Beispiel ausreichen. In der Praxis wählt man (da für Wasser 80 atü in den DIN keine Druckstufe vorliegt) die nächsthöhere Druckstufe, also Nenndruck 100 und beträgt hier die Flanschstärke 64 mm.

**Berechnung der Walzung und Sicherheitsnietung.** Die Gesamthöhe des Flansches mit Kragen sei unter Berücksichtigung der Nietung

angenommen mit  $h_1 = 120$  mm. Die Höhe der Abfasung sei  $a = 10$  mm. Hieraus ergibt sich die Walzfläche

$$W = d_a \cdot \pi \cdot (h_1 - a) = 29,2 \cdot \pi (12 - 1) = \sim 1000 \text{ cm}^2.$$

Die zur Berechnung des Haftwiderstandes in Frage kommende Kraft ergibt sich nach der Formel:

$$P_w = \frac{d_a^2 \cdot \pi}{4} \cdot p = \frac{29,2^2 \cdot \pi}{4} \cdot 80 = 53576 \text{ kg}.$$

Hieraus errechnet sich der Haftwiderstand:

$$W_{h_1} = \frac{P_w}{W} = \frac{53576}{1000} = 53,576 \text{ kg/cm}^2.$$

Damit nun die Betriebssicherheit bei Anwendung von Walzflanschen nicht gefährdet wird, sollen nachstehende Zahlen, die an Hand verschiedener Versuche ermittelt wurden, als Richtlinien dienen:

Rohre bis Nennweite 100;	Haftwiderstand ca. 30 kg/cm <sup>2</sup>	} bei 5facher Sicherheit
.. von .. 125 bis 200;	.. .. 35 ..	
.. .. 225 .. 300;	.. .. 40 ..	
.. .. 325 .. 400;	.. .. 45 ..	

Aus vorstehenden Angaben entnehmen wir, daß der in unserem Falle errechnete Haftwiderstand wesentlich zu gering ist und empfiehlt es sich, eine Sicherheitsnietung vorzusehen. Zweckmäßig wird man die Zahl der Niete „ $N$ “ entweder gleich der Zahl der Schrauben „ $A$ “ oder  $\frac{A}{2}$  wählen.

Hier soll zunächst  $N = \frac{A}{2} = 6$  angenommen werden. Den Nietdurchmesser „ $d_n$ “ wollen wir mit 22 mm annehmen. Der Gesamtquerschnitt der 6 Niete ist somit  $Q = \frac{d_n^2 \cdot \pi}{4} \cdot N = 22,8 \text{ cm}^2$ . Als Scherspannung sei  $K_s = 1000 \text{ kg/cm}^2$  zugelassen. Die 6 Niete sind also in der Lage, folgende Kraft allein aufzunehmen:

$$P_n = Q \cdot K_s = 22,8 \cdot 1000 = 22800 \text{ kg}.$$

Der nun noch durch Walzung aufzunehmende Haftwiderstand „ $W_h$ “ würde noch betragen:

$$W_h = \frac{P_w - P_n}{W} = \frac{53576 - 22800}{1000} = 30,7 \text{ kg/cm}^2.$$

Die Ausführung würde also vollkommen ausreichen und auch genügende Sicherheit gegen evtl. auftretende Wasserschläge bieten. Durch die Nieten tritt bekanntlich ein Verlust an Rohrwandung ein, der sich wie folgt ermittelt:  $V = 6 \cdot 2,2 \cdot 1,2 = 15,8 \text{ cm}^2$  und würde in diesem Falle ein tatsächlicher Rohrquerschnitt von

$$Q_1 = \frac{d_a^2 \cdot \pi}{4} - d_i^2 \cdot \pi - V = \left( \frac{29,2^2 \cdot \pi}{4} - 26,8^2 \cdot \pi \right) - 15,8 = \sim 90 \text{ cm}^2$$

vorhanden sein.

Die Zugbeanspruchung des Rohres beträgt:

$$K_z = \frac{53576}{90} = \sim 596 \text{ kg/cm}^2 = \sim 600 \text{ kg/cm}^2.$$

Falls jedoch  $N = 12$  Nieten zur Verwendung gelangen, würde zwar der Haftwiderstand geringer, jedoch aber auch der Rohrquerschnitt nicht um 15,8, sondern um 31,6 cm<sup>2</sup> geschwächt werden. Die sich nun ergebende Zugbeanspruchung im Rohr würde

$$K_z = \frac{53576}{74,0} = \sim 725 \text{ kg/cm}^2$$

betragen. Beim Flansch wäre strenggenommen ebenfalls der Verlust durch die Niete zu berücksichtigen, jedoch kann infolge der viel größeren Kragenstärke hiervon Abstand genommen werden.

#### b) Aufwalzbordring mit losem Flansch.

Da für Steigeleitungen sehr oft drehbare Flanschen Verwendung finden, so soll nachstehend noch der Aufwalzbordring mit losem Flansch behandelt werden.

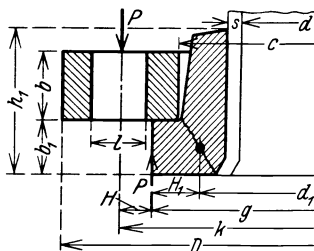


Abb. 7.

Aus Rechnung I kann die beanspruchende Kraft  $P = 63538 \text{ kg}$  sowie die Schraubenzahl  $A = 12$  Stück  $1\frac{1}{2}''$  übernommen werden.

**Berechnung der Bundstärke auf Biegung und Abscheren.** Angriffspunkt der Kraft, wie aus der Skizze ersichtlich, am Umfange des Bundes. Hebelarm  $H_1 = \frac{g - d_1}{2} = \frac{(420 - 318)}{2}$

$$= 51 \text{ mm}, M_{b1} = P_1 \cdot H_1 = 5300 \cdot 5,1 = 27000 \text{ cmkg}, h = 8,30 \text{ cm}$$

$$b_1 = \sqrt{\frac{M_{b1} \cdot 6}{h \cdot K_b}} = \sqrt{\frac{27000 \cdot 6}{8,30 \cdot 1000}} = \sqrt{19,5} = 4,42 \text{ cm} = \sim 45 \text{ mm}.$$

$$\text{Abscheren: Scherfläche} = c \cdot \pi \cdot b_1$$

$$= 38 \cdot \pi \cdot 4,5 = 540 \text{ cm}^2.$$

Folglich die Scherspannung

$$K_s = \frac{63538}{540} = 118 \text{ kg/cm}^2 = \sim 120 \text{ kg/cm}^2.$$

Hieraus ist ersichtlich, daß die auf Biegung berechneten Bunde und Flanschen nicht auf Abscheren geprüft werden brauchen.

Die Berechnung der Walzung und Sicherheitsnietung ist hier genau wie beim Aufwalzflansch.

c) Die Berechnung der losen Flanschen erfolgt in Anlehnung an DIN 2506 nach folgender Formel:

$$b = \sqrt{1,5 \frac{d_i^3 \cdot p \cdot H}{(D - c - 2l) \cdot 100 \cdot K_b}} =$$

$$b = \sqrt{1,5 \frac{318^3 \cdot 80 \cdot 25}{(555 - 380 - 2 \cdot 40) \cdot 100 \cdot 10}} = \sqrt{1,5 \frac{101124 \cdot 80 \cdot 25}{95 \cdot 100 \cdot 10}} = \sqrt{1,5 \cdot 2130}$$

$$b = \sqrt{3200} = 56,5 = \sim 57 \text{ mm.}$$

Hier sind einzusetzen:

Maße . . . . .	in mm
Pressungen . . . . .	„ kg/cm <sup>2</sup>
Beanspruchungen . . . . .	„ kg/mm <sup>2</sup>

Die Berechnung der vielfach Verwendung findenden mittels Wassergas überlappt vorgeschweißten Bunde und losen Flanschen erfolgt nach denselben Grundsätzen und soll hier nicht weiter erörtert werden.

### 3. Berechnung der Rohre von Turbinenleitungen.

a) Gegen Innendruck.

Wie bereits in Kap. II/B 4 angeführt, liegt der Berechnung der Betriebsdruck  $p$  (= statischer Druck + Druckanstieg) =  $\frac{H}{10}$  (in at) zugrunde.

Die Wandstärke errechnet sich nach Formel (26) mit

$$s = \frac{p \cdot D}{2 \cdot k \cdot x} + c,$$

wobei  $k$  bei nahtlosen oder wassergasgeschweißten Rohren aus St. 34.29 = 1000 kg/cm<sup>2</sup> bei aufgelöster Leitung und 900 kg/cm<sup>2</sup> bei geschlossener Leitung

und  $x = \left\{ \begin{array}{l} 1 \text{ bei nahtlosen} \\ 0,9 \text{ bei wassergasgeschweißten} \end{array} \right\}$  Rohren  
angesetzt werden.

Der „Rostzuschlag“  $c$  kann bei Turbinenleitungen des guten Anstriches bzw. bei verdeckter Verlegung des guten äußeren Schutzes wegen vernachlässigt oder mit 0,1 cm angesetzt werden.

b) Gegen Außendruck.

In erster Linie interessiert, welche Mindestwandstärke gegenüber dem äußeren Atmosphärendruck bei eintretendem Vakuum erforderlich ist. Als Faustformel diene

$$s = 0,01 D,$$

wobei allerdings beachtet werden muß, daß die Rohrleitung — wenn sie auch dem äußeren Atmosphärendruck standgehalten hat — durch

eintretende Wasserschläge gesprengt werden kann, welche Gefahr eintritt, wenn beim Entwurf der Leitung nicht darauf geachtet wird, daß die „Druckabfalllinie“ die Rohrachse an keiner Stelle schneiden darf. Es würde dann der Wasserstrang „abreißen“ und das Rohr durch das eintretende Vakuum flachgedrückt oder durch die nach einiger Zeit wieder zusammenstoßenden Wassermassen evtl. zerstört werden.

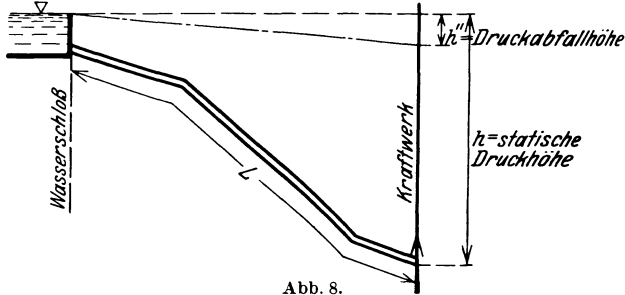


Abb. 8.

Der „Druckabfall“, der — im Gegensatz zum „Druckanstieg“ — beim Öffnen der Absperrorgane sich einstellt, kann ebenfalls nach Faustformel

$$h'' = 20 + 0,1 h .$$

angesetzt werden.

Für die Berechnung der Wandstärke gegen den von allen Seiten gleichmäßig wirkenden Außendruck kann die Mayersche Formel Anwendung finden, die lautet:

$$s = D \cdot \sqrt[3]{\frac{x \cdot p}{2 \cdot E}} ,$$

wobei der Sicherheitskoeffizient  $x$  eingesetzt wird:

$$\begin{array}{l} \text{für im Erdreich verlegte Leitung} = 2 \\ \text{„ oberirdisch „ „} = 4 \end{array}$$

und

$$E = 2000000 \text{ kg/cm}^2 \text{ (Elastizitätsmodul) ist.}$$

#### 4. Betrachtungen über die Ermittlung der durch die Wärmeausdehnung der Rohrleitungen und Ausgleichvorrichtungen auftretenden Spannungen bzw. der auf die Festpunkte wirkenden Rohrschübe.

Alle zur Fortleitung von Dampf, Gas und warmen Flüssigkeiten dienenden Rohrleitungen sind bekanntlich bei Temperatursteigerungen größeren Längenausdehnungen unterworfen, die beim Entwurf und der Konstruktion von Neuanlagen keinesfalls vernachlässigt werden dürfen, da sonst die Sicherheit des Betriebes gefährdet würde.

Die Längenausdehnung der Rohrleitungen ist proportional der Temperatur und beträgt für Flußstahl ca. 1,2 mm pro lfd. m Rohr und 100° C Temperaturdifferenz. Bei Kupfer ist mit 1,8 mm zu rechnen.

Eine Heißdampfleitung von 400° C und einer Gesamtlänge von 500 lfd. m würde sich folglich um  $1,2 \cdot 4 \cdot 500 = 2400$  mm ausdehnen. Streng theoretisch könnte diese Längenausdehnung durch eine entsprechende Druckbeanspruchung, die von den einzelnen Festpunkten erzeugt werden müßte, ausgeglichen werden. In der Praxis ist dies jedoch nicht durchführbar, da zur Aufnahme der in Frage kommenden großen Kräfte keine geeignete Verankerung der Rohre an Baulichkeiten, Stützen usw. angebracht werden kann, zumal die Rohre auch seitlich ausbiegen und ganz unzulässige Beanspruchungen der Flanschverbindungen hervorrufen würden.

Aus diesem Grunde bleibt nichts anderes übrig, als der Wärmedehnung freien Lauf zu lassen und durch natürlichen Richtungswechsel oder Einbau von Ausgleichschleifen, Lyrabogen, Stopfbüchsen usw. den Ausgleich zu erzielen. Ganz gleich, ob zur Aufnahme der Wärmedehnung Rohrbögen, Federbögen usw. Verwendung finden, ist bei allen diesen Teilen darauf zu achten, daß durch richtige Anordnung und Konstruktion der Festpunkte (bei weiterer Berücksichtigung, daß auch das Eigengewicht der Leitung mit aufgenommen werden muß) auch die den einzelnen Ausgleichern zuge dachte Wärmeausdehnung unbedingt von diesen aufgenommen werden muß bzw. kann. Würde dies nicht beachtet, so würde Überbeanspruchung des Materials anderer Ausgleicher eintreten und die Betriebssicherheit beträchtlich vermindert werden. Die Ausführung der Rohrunterstützungen muß so erfolgen, daß ein Minimum an Kraft der Wärmedehnung (also auch den Festpunkten) entgegengestellt wird. Die Ausbildung der Unter stützungen selbst wird in Kap. III/D behandelt.

Falls die Wärmedehnung durch entsprechende Rohrleitungslinienführung aufgenommen werden kann, so sind möglichst 90°-Bogen mit 3 bis 4  $D$  Biegungsradius zu verwenden, wobei zu beachten ist, daß immer der kürzere Schenkel die größere Beanspruchung erleidet.

Mit der Untersuchung von Wärmespannungen und den bei den hohen Temperaturen in Rohrleitungen tatsächlich auftretenden Kräften und Rohrschüben ist zur Zeit eine technische Kommission des Rohrleitungsverbandes beschäftigt und dürften die demnächst vorliegenden genauen theoretischen — durch praktische Versuche erhärteten — Daten die Erkenntnis bringen, daß die nachstehenden, bisher angewandten Formeln eine reichliche Sicherheit beinhalten und daß es vorteilhaft ist, wenn die Festpunkte möglichst als feste Gelenke ausgebildet werden.

Hier sollen die auftretenden Beanspruchungen nur näherungsweise unter Zuhilfenahme der einfachen Festigkeitsformel des eingespannten



Trägers bestimmt werden<sup>1</sup>. Die Einwirkung der Wärme ist jedoch in der Biegungsformel nicht berücksichtigt. Nach den Forschungen von Bach sei für Flußstahl im Temperaturbereich von 0 bis 450° C mit  $c = 11,475 + 0,0053 \cdot t$  in Millionstel, die Außentemperatur  $t_a = 25^\circ \text{C}$  und der Elastizitätsmodul  $E = 2200000$  zugrunde gelegt. Nach entsprechender Umformung erhält man die zur Bestimmung des Rohrschenkels mit rundem Querschnitt zu verwendende Formel:

$$l = 110 \div 130 \cdot \sqrt{\frac{L \cdot D}{k_b}}. \quad (70)$$

Hierin bedeutet:

$D$  = äußerer Rohrdurchmesser in cm  
 $k_b$  = Biegebbeanspruchung in  $\text{kg/cm}^2$  (nach Bach 600 bis 1000 kg)  
 $l$  = Länge des kurzen Schenkels  
 $L$  = „ „ „ langen „ } in cm.

Abb. 9.

Bei den Rohrausgleichern für Dampf und heiße Gase sind noch die Alterungserscheinungen, hervorgerufen durch die Temperatur, zu berücksichtigen und sollte aus Sicherheitsgründen  $k_b$  nicht höher als  $800 \text{ kg/cm}^2$  eingesetzt werden.

Wird  $k_b = 600$  bis  $800 \text{ kg/cm}^2$  zugelassen, so ergibt sich unter der bereits erwähnten Voraussetzung für  $t_a$  und  $E$  die gemäß Skizze auf den Festpunkt  $A$  wirkende Kraft:

$$P = \text{ca. } 30000 \div 35000 \frac{L \cdot J}{l^3} \text{ (worin „} J \text{“ das Trägheitsmoment in } \text{cm}^4 \text{)} \quad (71)$$

und

$$k_b = \text{ca. } 13000 \div 18000 \cdot \frac{L \cdot D}{l^2}. \quad (72)$$

Bei Verbindungsleitungen zwischen Kesseln und Hauptleitungen findet sehr oft der Doppelbogen nach untenstehender Skizze Verwendung.

Hier handelt es sich um eine Biegungs- und Verdrehungsbeanspruchung, so daß das ideelle Biegemoment berücksichtigt werden muß.

Die auf den Festpunkt wirkende Kraft beträgt hier:

$$P = \frac{f \cdot J \cdot 24}{(l_1 + l_2) 3 \cdot \alpha}. \quad (73)$$

Hierin ist:

$f$  = die durch die Temperaturdifferenz hervorgerufene Längenausdehnung

$J$  = Trägheitsmoment

$$\alpha = \frac{1}{E}.$$

Das Biegemoment bestimmt sich zu:

$$M_b = \frac{P \cdot l_1}{4}$$

<sup>1</sup> Siehe auch E. Kaschny: Rohrleitungen. Potsdam: Bonnes & Hachfeld.

und das Drehmoment ist

$$M_d = \frac{P \cdot l_2}{4}.$$

Diese beiden Momente zusammengefügt, ergeben das ideale Biegemoment zu

$$M_i = 0,35 \cdot M_b + 0,65 \sqrt{M_b^2 + (\alpha_0 \cdot M_d)^2}, \quad (74)$$

hierin:

$$\alpha_0 = \frac{k_b}{1,3 \cdot k_d}.$$

Die tatsächliche Materialbeanspruchung ergibt sich zu

$$k = \frac{M_i}{W}. \quad (75)$$

In nachstehendem soll durch je ein Beispiel die Anwendung der Formel erläutert werden.

**Beispiel I.** Es soll ein Bogenrohr 100 mm l.  $\varnothing$  mit den Schenkel­längen von 4500  $\times$  9500 mm, das in eine Heißdampfleitung mit 400° C eingebaut ist, auf Materialbeanspruchung untersucht werden.

$$f = 4 \cdot 1,2 \cdot 9,5 = \sim 46 \text{ mm Ausdehnung,}$$

$$P = 30000 \div 35000 \frac{L \cdot J}{l^3}; J \text{ für Rohr } 108/100,5 \text{ mm } \varnothing \\ = 167 \text{ cm}^4,$$

$$P = 32000 \frac{950 \cdot 167}{450^3} = \sim 56 \text{ kg Festpunktschub,}$$

$$k_b = 13000 \div 18000 \cdot \frac{L \cdot D}{l^2}; \text{ (gewählt } 15500)$$

$$= 15500 \frac{950 \cdot 10,8}{450^2} = 790 \text{ kg/cm}^2, \text{ also zulässig.}$$

Nachprüfung mittels der einfachen Festigkeitsformel:

$$P = \frac{3 f \cdot E \cdot J}{l^3} = \frac{3 \cdot 4,6 \cdot 2200000 \cdot 167}{450^3} = 55,5 \text{ kg,}$$

$$M_b = W \cdot k_b; W \text{ für Rohr } 108/100,5 \text{ mm } \varnothing 33 \text{ cm}^3,$$

$$M_b = P \cdot l = 55,5 \cdot 450 = 25000 \text{ cm/kg,}$$

$$k_b = \frac{M_b}{W} = \frac{25000}{33} = 762 \text{ kg/cm}^2.$$

**Beispiel II.** Es soll ein Rohrbogen 100 mm l.  $\varnothing$  nach untenstehender Skizze untersucht werden bei derselben Temperaturdifferenz von 400° C, also die Ausdehnung des langen Schenkels L.

$$f = 4 \cdot 1,2 \cdot 8 = 39 \text{ mm,}$$

$$J = 167 \text{ cm}^4,$$

$$W = 33 \text{ cm}^3,$$

$$P = \frac{f \cdot J \cdot 24}{(l_1 + l_2)^3 \cdot \alpha} = \frac{3,9 \cdot 167 \cdot 24 \cdot 2200000}{(125 + 350)^3} = 320 \text{ kg,}$$

$$M_b = \frac{P \cdot l_1}{4} = \frac{320 \cdot 125}{4} = 10000 \text{ cmkg,}$$

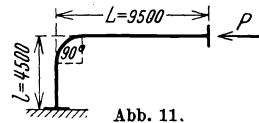


Abb. 11.

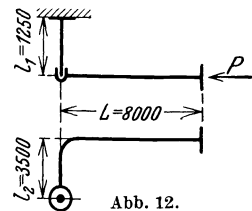


Abb. 12.

$$M_d = \frac{P \cdot l_2}{4} = \frac{320 \cdot 350}{4} = 28000 \text{ cmkg},$$

$$M_i = 0,35 \cdot M_b + 0,65 \sqrt{M_b^2 + (\alpha_0 \cdot M_d)^2};$$

$k_b =$  angenommen mit  $600 \text{ kg/cm}^2$  und

$$k_d = 450 \text{ kg/cm}^2,$$

$$\alpha_0 = \frac{600}{450} = 1,33,$$

$$M_i = 0,35 \cdot 10000 + 0,65 \sqrt{10000^2 + (1,33 \cdot 28000)^2},$$

$$M_i = 3500 + 0,65 \sqrt{1469000000},$$

$$M_i = 3500 + 0,65 \cdot 38300 = \sim 28400 \text{ cmkg}.$$

Die tatsächliche Materialbeanspruchung ergibt sich:

$$k = \frac{M_i}{W} = \frac{28400}{33} = 860 \text{ kg/cm}^2,$$

also noch zulässig.

#### Ermittlung der Festpunktkraft und Dehnungsaufnahme beim glatten Lyrabogen.

Da die Rohrbögen  $90^\circ$  eine Änderung der Leitungsführung bedingen, soll hier nun der für größere gerade Rohrstrecken als Ausgleicher hauptsächlich in Frage kommende Lyrabogen behandelt werden.

Bei rundem Querschnitt und Ausführung als Glattrohr-Lyrakompensator in normaler, handelsüblicher Rohrwandstärke haben sich folgende Abmessungen als günstig erwiesen:

$$\text{Ausladung } A = 3,4 \cdot R_1$$

$$\text{Baulänge } B = \text{ca. } 3,4 \cdot R_1$$

$$R_1 = R_2 = 4 D.$$

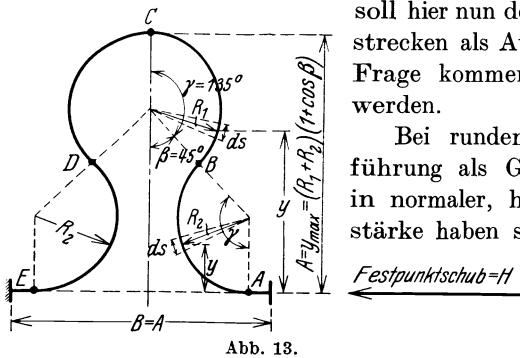


Abb. 13.

Die auf den Festpunkt wirkende Kraft  $H$  für vorstehenden Lyrabogen errechnet sich allgemein nach der Formel

$$H = \frac{1}{4} \cdot f \cdot E \cdot J \cdot \frac{1}{\int y^2 ds}. \quad (76)$$

Diese Formel für den oben gezeichneten und beschriebenen Lyrabogen entwickelt und vereinfacht:

unter Berücksichtigung, daß

$$R_1 = R; \quad \beta = 45^\circ; \quad \gamma = 135^\circ = \frac{3}{4} \pi; \quad \cos \beta = \frac{1}{2} \sqrt{2};$$

$$\sin \gamma = \frac{1}{2} \sqrt{2}; \quad \sin 2\gamma = -1$$

ist, so ergibt sich

$$\int_E^A y^2 ds = 39,888 R_1^3 = \sim 40 \cdot R_1^3$$

und

$$y_{\max} = (2 + \sqrt{2}) \cdot R_1 = 3,4 \cdot R_1,$$

also die Ausladung des Lyrabogens gemäß vorstehender Skizze,  $A = 3,4 \cdot R_1$ .

Die Aufnahmefähigkeit „ $f$ “ des vorstehenden Lyrabogens könnte auf gleiche Weise wie die Festpunktkraft ermittelt werden.

Hier sei dieselbe für den praktischen Gebrauch annähernd nach folgender einfachen Formel bestimmt:

$$f = \frac{2 \cdot A^2}{360 \cdot D}. \quad (77)$$

Hierin bedeutet:

$f$  = Gesamtdehnungsaufnahme in cm (einschl. 50% Vorspannung)

$D$  = äußerer Rohrdurchmesser in cm

$A$  = Ausladung des Kompensators in cm.

In vorstehender Formel ist berücksichtigt, daß die Streckgrenze des Materials bei hohen Temperaturen erheblich nachläßt und ist gültig bis Temperaturen von ca. 420° C. Ebenfalls sind die Ungleichmäßigkeiten des Rohrmaterials (Werkstoleranzen) berücksichtigt.

**Beispiel III.** Geprüft werden soll ein Lyrabogen 100 mm l.  $\varnothing$  mit  $R_1 = R_2 = 400$  mm und  $A = 3,4 \cdot 400 = 1360$  mm.

$$f = \frac{2 \cdot A^2}{360 \cdot 10,8} = \frac{2 \cdot 136^2}{360 \cdot 10,8} = 9,6 \text{ cm} = \mathbf{96 \text{ mm}}.$$

Der für das Zusammendrücken erforderliche Schub ist:

$$H = \frac{1}{4} \cdot f \cdot E \cdot J \frac{1}{\int y^2 ds}; \quad J = 167 \text{ cm}^4; \quad \int y^2 ds = 40 \cdot R_1^3 = 40 \cdot 40^3;$$

$$H = \frac{9,6 \cdot 2200000 \cdot 167}{4 \cdot 40 \cdot 40^3} = 344 = \sim 345 \text{ kg}.$$

Nach vorstehenden Darlegungen ist die Ermittlung der Festpunktschübe ohne lange Rechnung möglich, da nach errechneter Dehnungsaufnahme lediglich das Trägheitsmoment „ $J$ “ und  $R^3$  als veränderlich auftreten.

Faltenrohr-Kompensatoren D. R. P. haben bei gleicher Größe eine höhere Dehnungsaufnahme und erfordern eine geringere Kraft für das Zusammendrücken. Der beigelegten Tafel VIII über Faltenrohre können speziell die normalisierten Ausmaße von Faltenrohr-Lyrakompensatoren und deren Aufnahmefähigkeit bei verschiedenen Temperaturen entnommen werden.

### 5. Berechnung von Rohrunterstützungen.

Es wurde bereits darauf hingewiesen, daß die Rohrleitungen bei Temperaturänderungen Längenunterschiede aufweisen und somit eine Bewegung der gesamten Rohrleitung hervorgerufen wird. Dieser Bewegung ist besondere Aufmerksamkeit zu widmen, damit Rohrbrüche, Undichtigkeiten usw. vermieden werden. Falls die Ausgleichvorrichtungen ihren Zweck erfüllen sollen, müssen die einzelnen Rohrstränge an bestimmten Punkten fest verlagert werden, also Fixpunkte erhalten. Die Ausbildung der Fixpunkte muß äußerst sorgfältig behandelt werden und sind bei der Konstruktion die jeweils errechneten Festpunktschübe zu berücksichtigen.

Nachstehend soll die Berechnung der Rohrstützen des skizzierten Ausschnittes — siehe Tafel 45 — einer Rohrleitungsanlage gezeigt werden, und zwar handelt es sich

um eine Gasleitung . . .	900 mm l. $\varnothing$
„ „ Heißdampfleitung	400 mm l. $\varnothing$ (22 atü, 400° C)
„ „ Restgasleitung . . .	350 mm l. $\varnothing$
„ zwei NH <sub>2</sub> -Leitungen . .	200 mm l. $\varnothing$ (Gas)
„ eine NH <sub>3</sub> -Leitung . . .	100 mm l. $\varnothing$ (flüssig)
„ „ „ . . .	300 mm l. $\varnothing$ (Gas)
„ „ Kondensatleitung	150 mm l. $\varnothing$ .

Die Belastung der einzelnen Stützen bei 10 m Stützenentfernung ist aus den Belastungsbildern zu entnehmen.

Alle Leitungen sind mit Rollenlagern ausgerüstet und nur die Heißdampfleitung 400 mm l.  $\varnothing$  erhält in den Stützen 1 und 5 Fixpunkte. Der auf diese Fixpunkte wirkende Rohrschub wurde zu 2300 kg errechnet.

**Belastungsannahme.** Die Belastung setzt sich zusammen aus Eigengewicht der Rohre, aus Schnee und Wind. Das Eigengewicht einschl. Schneelast beträgt:

900 l. $\varnothing$ 8 mm Wand	je lfd. m	200 kg, also bei 10 m = 2000 kg
600 l. $\varnothing$ 6 „ „	„ „ „	130 „ „ „ 10 „ = 1300 „
400 l. $\varnothing$ mit Isolierung	„ „ „	180 „ „ „ 10 „ = 1800 „
350 l. $\varnothing$ 4 mm Wand	„ „ „	35 „ „ „ 10 „ = 350 „
300 l. $\varnothing$ 5 „ „	„ „ „	35 „ „ „ 10 „ = 350 „
200 l. $\varnothing$	„ „ „	40 „ „ „ 10 „ = 400 „
150 l. $\varnothing$ mit Isolierung	„ „ „	60 „ „ „ 10 „ = 600 „
100 l. $\varnothing$	„ „ „	20 „ „ „ 10 „ = 200 „

Als Windbelastung sollen 150 kg/m<sup>2</sup> angenommen werden, jedoch ist hiervon bei runden Rohren nur  $\frac{2}{3}$ , also 100 kg in Rechnung zu setzen.

Aus dieser Betrachtung heraus ergibt sich:

$$\begin{aligned}
 W_{\text{Stütze}} &= \frac{1}{3} \cdot 10,3 \cdot 1,2 \cdot 150 = 620 \text{ kg,} \\
 W_{1 \text{ Rohr}} &= 0,37 \cdot 150 + (0,32 \cdot 150) \cdot \frac{2}{3} \cdot 10 = 690 \sim 700 \text{ kg,} \\
 W_{2 \text{ Rohre}} &= (0,9 + 0,5) \cdot 150 \cdot \frac{2}{3} \cdot 10 = 1400 \text{ kg,} \\
 W_{3 \text{ Rohre}} &= 0,62 \cdot 150 \cdot \frac{2}{3} \cdot 10 = 620 \text{ kg.}
 \end{aligned}$$

Stütze 2 (Belastungsbild siehe Abb. 14). Wind auf Stütze:

$$\frac{1}{3} \cdot 10,3 \cdot 1,2 \cdot 150 = 620 \text{ kg} \quad \sum P_2 = 2300 + 1800 + 2000 + 1300 + 2000 \\ = 9400 \text{ kg}.$$

Der obere Teil der Stütze bildet zwei Stück Zweigelenrahmen; Belastung pro Rahmen:

$$\frac{1}{2} (400 + 400 + 200 + 350 + 600 + 350) = 1150 \text{ kg},$$

welche als gleichmäßig verteilte Streckenlast angesehen werden.

$$V = \frac{1150}{2} = \sim 600 \text{ kg}; \quad \left( k \cdot \frac{1}{1} \cdot \frac{1,3}{2,3} = 0,57 \right)$$

$$H = \frac{2,3 \cdot 1150}{4 \cdot 1,3 (2 \cdot 0,57 + 3)} = \frac{2650}{20,15} = 130 \text{ kg}.$$

Eckmoment  $M = -130 \cdot 130$

$$= \sim -17000 \text{ cmkg},$$

$$M_{\text{Bügel}} = \frac{2 \cdot 0,57 + 1}{2 \cdot 0,57 + 3} = \frac{2,3 \cdot 1150}{8}$$

$$= 170 \text{ mkg} = 17000 \text{ cmkg}.$$

Aus  $\frac{1}{2} W_1 = \frac{1}{2} \cdot 700 = 350 \text{ kg}$  ergibt sich

$$V = \frac{350 \cdot 1,3}{2,3} = 200 \text{ kg},$$

$$H = \frac{350}{2} = 175 \text{ kg}.$$

Eckmoment  $M = \pm 175 \cdot 130$

$$= \pm 23000 \text{ cmkg},$$

$M_{\text{max}} = - (17000 + 23000) = -40000 \text{ cmkg},$

$$V_{\text{max}} = 600 + 200 = 800 \text{ kg}.$$

Vorhanden:

$$\square 12 \text{ mit } F = 17,0 \text{ cm}^2,$$

$$\lambda = \frac{130}{1,59} = 82; \quad \omega = 1,648,$$

$$W_x = 60,7 \text{ cm}^3,$$

$$\sigma_{\text{Stiel}} = \frac{800 \cdot 1,648}{17,0} + \frac{40000}{60,7} = 78 + 659 = 737 \text{ kg/cm}^2.$$

Stiele:

$$M^w = 700 \cdot 10,65 + 1400 \cdot 9,80 + 620 \cdot (8,40 + 535) = 29650 \text{ m/kg},$$

$$D = \frac{9400}{4} + \frac{29650}{2 \cdot 1,2} = 2350 + 12350 = 14700 \text{ kg}.$$

Schwedler, Rohrleitungen.

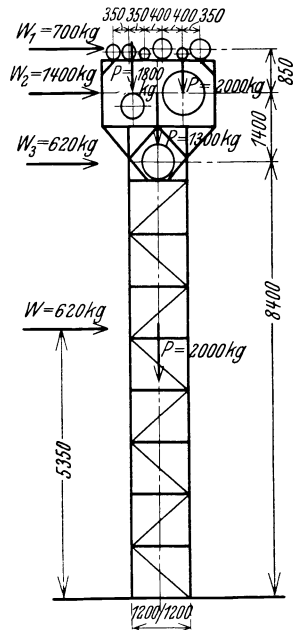


Abb. 14. 6 Rohre mit gleichmäßig verteilter Gesamtlast von 2300 kg angenommen.

130 Berechnung von Rohrleitungen, Druckverlust, Wärmeverlust, Festigkeit.

Vorhanden:

$$\sphericalangle 90 \cdot 90 \cdot 9 \quad \text{mit } F = 15,5 \text{ cm}^2,$$

$$\lambda = \frac{110}{1,76} = 63; \quad \omega = 1,299,$$

$$\sigma^D = \frac{14700}{15,5} \cdot 1,299 = 1230 \text{ kg/cm}^2.$$

Diagonalen:

$$\text{Querkraft} = 700 + 1400 + 2 \cdot 620 = 3340 \text{ kg}.$$

$$Q^a = 3340 \text{ kg}; \quad \text{tg } \alpha = \frac{110}{1,2} = 0,92; \quad \alpha = 42^\circ 40'; \quad \cos \alpha = 0,735,$$

$$d = \pm \frac{3340}{2 \cdot 0,735} = \pm 2340 \text{ kg, gew\u00e4hlt } \sphericalangle 65 \cdot 65 \cdot 7 \text{ mit } F = 8,7 \text{ cm}^2,$$

$$\lambda = \frac{160}{1,26} = 127; \quad \omega = 3,823,$$

$$\sigma = \frac{2340}{8,70} \cdot 3,823 = 1030 \text{ kg/cm}^2,$$

$$\text{Horizontalen } h = \frac{3340}{2} = 1670 \text{ kg, gew\u00e4hlt } \sphericalangle 55 \cdot 55 \cdot 6 \text{ mit}$$

$$F = 6,31 \text{ cm}^2, \quad \lambda = \frac{120}{1,07} = 112; \quad w = 2,97,$$

$$\sigma = \frac{1670}{6,31} \cdot 2,97 = 780 \text{ kg/cm}^2,$$

$$\text{Ankerung } Z = 12350 - 2350 = 10000 \text{ kg},$$

Vorhanden: 1 Anker mit 2<sup>u</sup> Gew.  $\varnothing$  und  $F = 14,91 \text{ cm}^2$ .

$$\sigma^z = \frac{10000}{14,91} = 670 \text{ kg/cm}^2.$$

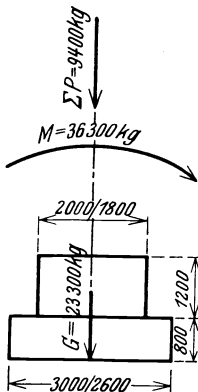


Abb. 15.

Das Fundament hat die Abmessungen nach Abb. 15.

$$G = (2,0 \cdot 1,8 \cdot 1,2 + 3,0 \cdot 2,6 \cdot 0,8) \cdot 2200 = 23300 \text{ kg},$$

$$M = 29650 + 3340 \cdot 2,0 = 36330 \text{ kg},$$

$$r = \frac{36330}{32700} = \sim 1,11 \text{ m} = 111 \text{ cm},$$

$$e = 150 - 111 = 0,39 \text{ m} = 39 \text{ cm},$$

$$\sigma^{\text{Boden}} = \frac{2 \cdot 32700}{3 \cdot 39 \cdot 260} = 2,15 \text{ kg/cm}^2.$$

Festpunktstütze 1 (Belastungsbild siehe Abb. 16).

Hier tritt noch der Rohrschub des Rohres  $a$  mit  $H^{419 \varnothing} = 2300 \text{ kg}$  hinzu.

$$M^{\text{Schub}} = 2300 \cdot 6,25 = 14350 \text{ m/kg},$$

$$M_w = 700 \cdot 7,35 + 1400 \cdot 6,5 + 620 \cdot 5,1 + 250 \cdot 3,6 = 18300 \text{ cm/kg},$$

$$D_1 = \frac{9400}{4} + \frac{18300}{2 \cdot 1,2} + \frac{14350}{1,2} = 10000 + \sim 12000 = 22000 \text{ kg}.$$

Vorhanden:  $\sphericalangle 100 \cdot 100 \cdot 12$  mit  $F = 22,7 \text{ cm}^2$ ,

$$\lambda = \frac{115}{1,95} = 59; \quad \omega = 1,251,$$

$$\sigma^D = \frac{22000}{22,7} \cdot 1,251 = 1210 \text{ kg/cm}^2.$$

Ankerung  $Z = 5300 + 12000 = 17300 \text{ kg}$ .

Vorhanden: 1 Ankerschraube  $2\frac{1}{2}'' \varnothing$   
mit  $F = 24,08 \text{ cm}^2$ ,

$$\sigma^Z = \frac{17300}{24,08} = 720 \text{ kg}.$$

Das Fundament hat die Abmessungen der Abb. 17.

$$M^W = 700 \cdot 9,35 + 1500 \cdot 8,5 + 250 \cdot 5,6 \\ = 20700 \text{ mkg},$$

$$M^{\text{Rohrlasten}} = 1900 \text{ mkg}, \\ M_I = 22600 \text{ mkg}.$$

$$G = (2,6^2 \cdot 0,8 + 1,8^2 \cdot 1,2) 2200 = 20400 \text{ kg},$$

$$M^{\text{Rohrschub}}_{II} = 2300 \cdot 825 = 19000 \text{ mkg},$$

$$R = 10000 + 20400 = 30400 \text{ kg};$$

$$r^I = \frac{22600}{30400} = 0,75 \text{ m},$$

$$r^{II} = \frac{19000}{30400} = 0,625 \text{ m};$$

$$\varrho^{II} = 130 - 62,5 = 67,5 = \sim 68 \text{ cm},$$

$$\varrho^I = 130 - 75 = 55 \text{ cm},$$

$$\sigma^{\text{Boden}} = \frac{2 \cdot 30400}{3 \cdot 55 \cdot 260} + \frac{2 \cdot 30400}{3 \cdot 68 \cdot 260} - \frac{30400}{260^2} \\ = 1,4 + 1,15 - 0,45 = 2,10 \text{ kg/cm}^2.$$

Stütze 3 (Belastungsbild Abb. 18). Wind auf Stütze: 620 kg.

$$\sum P = 2300 + 1800 + 2000 + 900 + 2900 = 9900 \text{ kg}.$$

$$M^W = 700 \cdot 10,65 + 1400 \cdot 9,8 + 620 \cdot 5,35 = 24450 \text{ cmkg},$$

$$M^{\text{Krag.}} = 900 \cdot 4,05 = 3650 \text{ cmkg}.$$

$$D = \frac{9900}{4} + \frac{24450 + 3650}{2 \cdot 1,2} = \sim 2500 + 11700 = 14200 \text{ kg}.$$

Vorhanden:  $\sphericalangle 90 \cdot 90 \cdot 9$  mit  $F = 15,50 \text{ cm}^2$ .

$$\lambda = \frac{110}{1,76} = 63; \quad \omega = 1,299,$$

$$\sigma^D = \frac{14200}{15,50} \cdot 1,299 = 1180 \text{ kg/cm}^2.$$

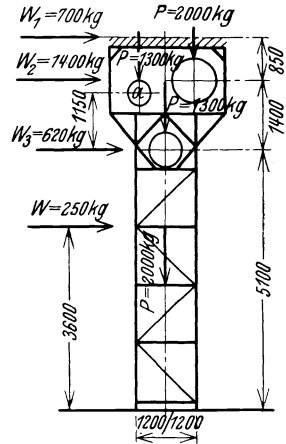


Abb. 16. 6 Rohre mit gleichmäßig verteilter Gesamtlast von 2300 kg.

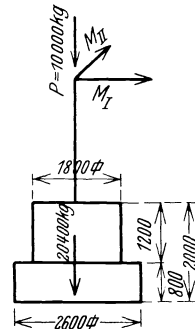
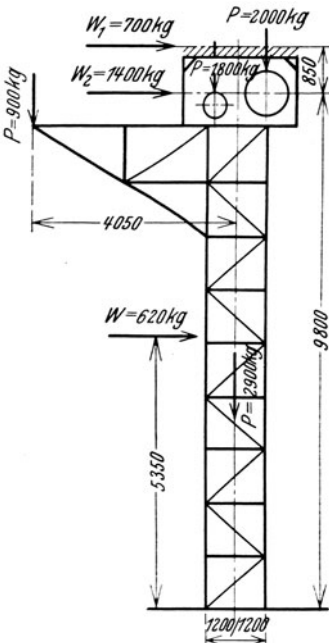


Abb. 17.



Diagonalen  $d$ :

$$Q = 700 + 1400 + 2 \cdot 620 = 3340 \text{ kg},$$



$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{1,10}{1,20} = 0,92; \quad \alpha = 42^{\circ}40';$$

$$\cos 42^{\circ}40' = 0,735,$$

$$d = \pm \frac{3340}{2 \cdot 0,735} = \pm 2340 \text{ kg}.$$

Vorhanden:

$$\times 65 \cdot 65 \cdot 7 \text{ mit } F = 8,70 \text{ cm}^2,$$

$$\lambda = \frac{160}{1,26} = 127; \quad \omega = 3,823,$$

$$\sigma^D = \frac{2340}{8,70} \cdot 3,823 = 1030 \text{ kg/cm}^2.$$

Horizontalen  $h$ :

$$h = \frac{3340}{2} = 1670 \text{ kg}.$$

Vorhanden:

$$\times 55 \cdot 55 \cdot 6 \text{ mit } F = 6,31 \text{ cm}^2,$$

$$\lambda = \frac{120}{1,07} = 112; \quad \omega = 2,97,$$

$$\sigma^h = \frac{1670}{6,31} \cdot 2,97 = 780 \text{ kg/cm}^2,$$

$$Z = 11700 - 2500 = 9200 \text{ kg}.$$

Abb. 18. 6 Röhre mit gleichmäßig verteilter Gesamtlast von 2300 kg.

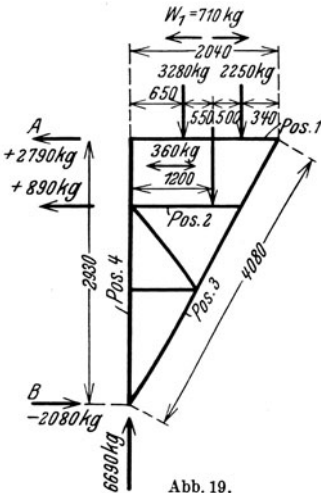


Abb. 19.

Belastet durch  $P_1 = 3280 \text{ kg}$ ,  $P_2 = 2250 \text{ kg}$ ;  $P_3 = 1160 \text{ kg}$ ;  $W_1 = 710 \text{ kg}$  und  $W_2 = 360 \text{ kg}$ .

Vorhanden: 1 Ankerschraube  $1\frac{3}{4}'' \varnothing$  mit  $F = 11,31 \text{ cm}^2$ .

$$\sigma^Z = \frac{9200}{11,31} = 810 \text{ kg/cm}^2.$$

Fundament hat die Abmessungen der Abb. 15.

$$G = (2,0 \cdot 1,8 \cdot 1,2 + 3,0 \cdot 2,6 \cdot 0,8) 2200 = 23300 \text{ kg},$$

$$M = 29650 + 3340 \cdot 2,00 = 36330 \text{ mkg},$$

$$r = \frac{36330}{33200} = 1,10 \text{ m} = 110 \text{ cm},$$

$$G = 150 - 110 = 40 \text{ cm},$$

$$\sigma^{\text{Boden}} = \frac{2 \cdot 32700}{3 \cdot 40 \cdot 260} = 2,10 \text{ kg/cm}^2.$$

Konsol (Belastungsbild siehe Abb. 19).

$$A = \frac{3280 \cdot 65 + 2250 \cdot 170 + 1160 \cdot 120}{353} + 710 = 2790 \text{ kg},$$

$$B = -2080 \text{ kg}.$$

Pos. 1:  $l = 204 \text{ cm}, \quad P_1 = 3280 \text{ kg}, \quad P_2 = 2250 \text{ kg},$

$$L = \frac{3280 \cdot 139 + 2250 \cdot 34}{204} = 2600 \text{ kg},$$

$$R = 2930 \text{ kg},$$

$$M = 2600 \cdot 65 = 169000 \text{ cmkg},$$

$$Z_1 = \frac{2930}{\text{tg } 60^\circ} = 1700 \text{ kg}, \quad W_1 = 710 \text{ kg},$$

gewählt  $\square \text{NP } 14, \quad W_x = 172,8 \text{ cm}^3, \quad F_n = 37 \text{ cm}^2,$

$$\sigma_z = \frac{169000}{172,8} + \frac{1700 + 710}{37} = 1050 \text{ kg/cm}^2$$

Pos. 2:  $l = 160 \text{ cm}, \quad P_3 = 1160 \text{ kg},$

$$R = \frac{1160 \cdot 120}{160} = 870 \text{ kg},$$

$$M = 870 \cdot 40 = 35000 \text{ cmkg},$$

$$Z_2 = \frac{870}{\text{tg } 60^\circ} = 530 \text{ kg}, \quad W_2 = 360 \text{ kg},$$

gewählt  $\sqcap 65 \cdot 100 \cdot 9, \quad W_x = 42 \text{ cm}^3, \quad F_n = 25 \text{ cm}^2,$

$$\sigma_z = \frac{35000}{42} + \frac{530 \cdot 360}{25} = 870 \text{ kg/cm}^2.$$

Pos. 3:  $D = - \left( \frac{2930 + 870}{\sin 60^\circ} \right) = -4500 \text{ kg},$

gewählt  $\square 14, \quad F = 20,4 \text{ cm}^2, \quad i_x = 5,45,$

$$i_y = 1,75; \quad s_{kx} = 4,0 \text{ cm}; \quad s_{ky} = 1,6 \text{ cm},$$

$$\lambda = 92, \quad \omega = 1,98,$$

$$\sigma = \frac{-4500 \cdot 1,98}{20,4} = -450 \text{ kg/cm}^2.$$

Pos. 4:  $D = -6690 + 2890 = -3800 \text{ kg},$

beim selben Profil wie Pos. 3 geringer belastet, daher ausreichend.

## G. Sonderberechnungen und Wahl von Spezialmaterial bzw. Spezialkonstruktionen für Hoch- und Höchstdruckdampfleitungen.

### 1. Rohre.

Im Kap. II/F<sub>1</sub> wurde schon darauf hingewiesen, daß der Normenausschuß auf DIN-Blatt 2401 durch Einstufung von maximal zulässigen Betriebsdrücken zu den einzelnen Nenndrücken bzw. Berücksichtigung höherer Druckstufen für Temperaturen über 400° C den durch den Leitungsinhalt und die höheren Temperaturen bedingten Gefahrquellen und Erscheinungen bei Verwendung von normalem Flußstahlrohrmaterial allgemein Rechnung getragen hat.

Wenn auch die Wandstärken nach den DIN-Blättern in den meisten Fällen unter Berücksichtigung der Zuschläge nach DIN 2401 ausreichend sein dürften, so ist es doch ratsam, bei Höchstdruckleitungen immer eine Nachrechnung der Wandstärken gemäß nachstehenden

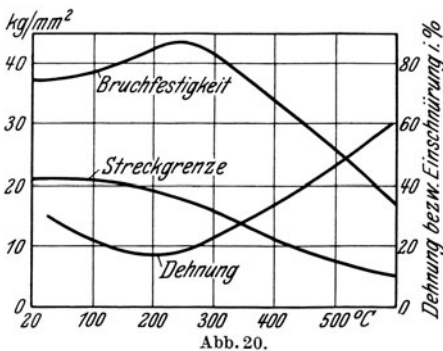


Abb. 20.

Richtlinien vorzunehmen, da sich nicht immer eine höhere Wandstärke ergeben muß, sondern bei Verwendung von Spezialmaterial sogar mit niedrigerer Wandstärke auszukommen ist.

Wie schon bemerkt, muß bei Temperaturen über 400° C darauf Rücksicht genommen werden, daß (besonders beim normalen Flußstahlrohr) mit der Festigkeit auch die Streckgrenze stark abnimmt,

wie obenstehende Abbildung zeigt. Während die Streckgrenze bei Raumtemperatur etwa 50% der Bruchgrenze ist, sinkt sie bei steigender Erwärmung und beträgt bei 400° C nur noch rund 30% der Bruchgrenze.

Man kann also bei der Berechnung nicht nur von der Festigkeit ausgehen, sondern muß sich auch vergewissern, welche Streckgrenze für das zu verwendende Material bei der Betriebstemperatur in Frage kommt, da nach den bisherigen Erfahrungen der Sicherheitsfaktor  $\frac{\text{Streckgrenze}}{\text{zulässige Beanspruchung}}$  nicht unter 2,5 gewählt werden soll, so daß sich also immer aus  $\frac{\text{Streckgrenze}}{2,5}$  die für die Betriebstemperatur zulässige Beanspruchung  $k_{\text{zul}}$  errechnet, die dann in Formel (68) eingesetzt, die Wandstärke ermitteln läßt:

$$s = \frac{p \cdot D}{2 \cdot k_{\text{zul}}} + C.$$

Würde man also für eine Dampfleitung NW 150 von 36 atü und 430° C des kleinen Durchmessers und der geringen Menge wegen zum gewöhnlichen Flußstahlrohr nach DIN 2450 ohne Abnahme oder Werksattest greifen, so dürfte nach der Abbildung nur mit einer Streckgrenze von 9 kg/mm<sup>2</sup> und demnach  $k_{zul} = \frac{900}{2,5} = \sim 360$  kg/cm<sup>2</sup> gerechnet werden, wodurch sich  $s = 8$  mm ergeben würde, also übereinstimmend mit DIN 2450 für  $H 50$  (bei 36 at Betriebsdruck und 430° C =  $H_{40} + 25\%$ !).

Wenn auch nach den neueren Forschungen bei Temperaturen über 350° C den Berechnungen die „Dauerstandfestigkeit“ — d. i. die größte Beanspruchung, bei der die Dehnung noch zum Stillstand kommt — zugrunde gelegt werden soll, deren Bestimmung viel umständlicher und mit größeren Schwierigkeiten verknüpft ist, so behält man — in der Annahme, daß die Warmstreckgrenze in einem gewissen Verhältnis zur Dauerstandfestigkeit steht — von seiten der Hüttenwerke dem Wunsche der Verbraucherkreise entsprechend, die Zahlenangaben für die Streckgrenze vorläufig bei. Die eingeleitete internationale Festlegung von Richtlinien zur Bestimmung der Dauerstandfestigkeits- und Streckgrenzenwerte wird die bisher eingetretenen Unklarheiten beheben helfen.

Aus vorstehenden Darlegungen ergibt sich, daß die größte Sicherheit gegeben ist, wenn man ein Spezialmaterial von hoher Streckgrenze bei möglichst hoher Dehnung verwendet, da sich beim Normalmaterial zudem durch die erforderliche hohe Wandstärke eine größere Starrheit der Rohrleitung mit bedeutender Kräftewirkung auf die Festpunkte ergibt, die entsprechende Kompensation und verstärkte Ausführung erfordern.

Die Röhrenwerke sind deshalb eifrig bemüht — zum Teil sind schon recht gute Erfolge zu verzeichnen —, Material mit besonderen Güteeigenschaften für hohe Temperaturen (als Kessel-, Überhitzer-, Dampf- und Speiseleitungsrohre) herzustellen, das neben hoher Warmfestigkeit bzw. Streckgrenze und Dehnung auch noch andere gute Eigenschaften wie stärkere Unempfindlichkeit gegen Alterung, höhere Korrosions- und evtl. Zunderbeständigkeit besitzt. Hierdurch soll bei Dampfleitungen ermöglicht werden, selbst bei den höheren Temperaturen die Abmessungen der Druckstufe beizubehalten, unter Umständen sogar diejenigen der nächstniedrigeren Druckstufe zu wählen, also auch bei kleinster Wandstärke die vorgeschriebene Sicherheit zu erreichen. Durch preiswürdige Lieferung solcher Spezialmaterialien ist Verwendung in viel weiterem Maße als bisher zu erwarten, sobald Erfahrungen größeren Umfanges im Dauerbetrieb vorliegen.

Umstehende Zusammenstellung zeigt eine Reihe von Sonderstählen der Vereinigte Stahlwerke A. G. für Kessel und Überhitzer-

Normal- und Sonderstähle der Vereinigten Stahlwerke A.-G. für Kessel-, Überhitzer- und Dampfleitungsrohre sowie sonstige Spezialzwecke.

Bezeichnung der Stähle	Art der Herstellung	Bei 20° C		Streckgrenzen und Dauerstandfestigkeiten bei x° C											Bemerkungen				
		Zugfestigkeit kg/mm <sup>2</sup>	Dehnung %	20	100	200	300	350	400	450	500	550	600	700		800	1000	1200	
St. 35. 29	SM-Ofen	35—45	20	Streckgrenze 20	20	20	14	13	11	9	8	6						Feuerschweißbar	
St. 45. 29	"	45—55	17	Dauerstdfest.	26	24	17	15	13	11	9	7	1,5					Entsprechen den Werkstoff- und Bauvorschriften (W.B.V.) für Ländampfkessel.	
St. 55. 29	"	55—65	14	Dauerstdfest.	30	30	26	20	17	15	12	10	8					Entspr. nicht vollst. den W.B.V.	
TH 20	"	38—45	20	Streckgrenze 27	26	26	18	16	14	13	12	9	7					Erhöhte Warmfestigkeit Erhöhte Korrosionsbeständigk.	
TH 30	"	38—45	20	Streckgrenze 27	27	27	20	19	18	16	15	10	8					Hohe Warmfestigkeit Hohe Korrosionsbeständigkeit	
TH 31	"	45—55	18	Dauerstdfest.	28	28	23	22	21	19,5	18	15	13					Entspricht den Bedingungen der W.B.V.	
TH 40	"	40—50	20	Dauerstdfest.	27	27	20	19	18	16	13	11	8					Entspricht bis 50 kg Festigkeit den Bedingungen der W.B.V., jedoch ohne Härtebegeprobe	
Sieromal 8	Elektro-Ofen	45—55	20	Streckgrenze 26	26	25	23	22	21	20	18,5	16	15	10	4,5			Feuerschweißbar	
Sieromal 8a		55—65	17	Streckgrenze 30	30	29	28	27	26	25	24	20	16				Hitzbeständige Sonderstähle bis . . . . .		
Sieromal 9		48—58	14	Streckgrenze 30	28	26	23	22	21	20	18,5	16,5	15	10	4,5				Widerstandsfähig gegen Luft und Gase
Sieromal 10		52—62	10	Streckgrenze 34	33	30	28	26,5	25	23	21	18	15,5	11	6				1000° C
Sieromal 12		55—65	6	Streckgrenze 41	40	36	34	32	31	28	25	21	19	13					Warmverform., schweißb. 1200° C
Ni-Stahl 3 %	SM-Ofen	45—55	18	Streckgrenze 26	25	23	18	17	16	14	11	9	6					Entspricht den Bedingungen der W.B.V., jedoch ohne Härtebegeprobe.	

rohre, von denen der guten Eigenschaften wegen speziell TH 30 und TH 31 auch für Höchstdruckrohrleitungen bevorzugt werden.

Die Abb. 21, 22 und 23 zeigen die Ergebnisse von Warmzugversuchen an Rohren aus normalem Röhrenstahl, Nickelstahl und den Sonderstählen TH 30 und TH 31, woraus zu ersehen ist, daß diese beiden Stähle bei den höheren Temperaturen hinsichtlich der Zugfestigkeit auch dem wesentlich teureren Nickelstahl überlegen sind. Zudem besitzen die beiden Sonderstähle gegenüber dem normalen Röhrenstahl

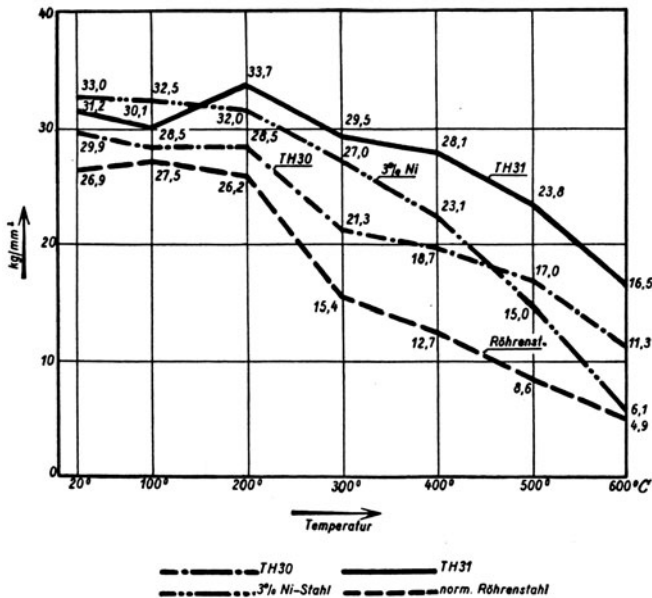


Abb. 21. Streckgrenze von Röhrenstählen in Abhängigkeit von der Zerreißtemperatur.

eine hohe Beständigkeit gegenüber Säuren (bei Salzsäure etwa 100 : 11 und bei Schwefelsäure etwa 100 : 8) und der Atmosphäre (100 : 27).

Für Hoch- und Höchstdruckrohrleitungen soll man Rohre in Handelsqualität grundsätzlich nicht verwenden, sondern — wenn aus Billigkeits- oder anderen Gründen (geringe Menge und sehr kurzer Liefertermin) ein Spezialmaterial nicht in Frage kommt — mindestens solche in den Güteklassen nach DIN 2450 und 2451 mit Werksattest, also Bescheinigung der geprüften Mindestwerte von Festigkeit, Streckgrenze und Dehnung.

Bei größeren Anlagen mit hohen Drücken und Temperaturen wird man zusätzlich zu den technischen Lieferbedingungen DIN 1629 besondere Abnahmebedingungen vorschreiben. (Siehe Werkstoff- und Bauvorschriften für Landdampfkessel oder „Richtlinien für den Bau von Hochleistungskesseln der Vereinigung der Großkesselbesitzer“).

Im Jahre 1926 wurden für den Bau der Rohrleitungen des Kraftwerkes Rummelsburg — als einer der ersten Anlagen über 40 at — scharfe Bestimmungen über Materialwahl bzw. Abnahme desselben festgelegt, die für weitere Anlagen richtunggebend waren, heute der notwendigen Verbilligung wegen für mittlere Verhältnisse aber schon

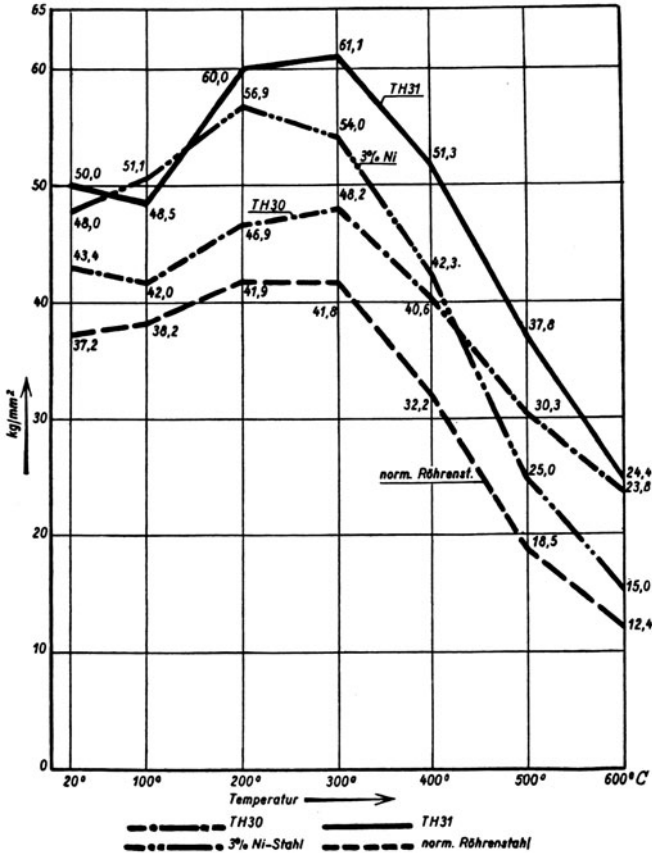


Abb. 22. Zugfestigkeit von Röhrenstählen in Abhängigkeit von der Prüftemperatur.

abgeschwächt bzw. bei den inzwischen auf Grund der Betriebserfahrungen zur Verwendung kommenden Spezialmaterialien oft nicht mehr in dieser Schärfe angewandt werden, wenn auch die sogenannten „Rummelsburger Bedingungen“ die Grundlage für die technischen Lieferbedingungen DIN 1629 und daran anschließend für den Entwurf der „Richtlinien für Werkstoff von Heißdampf-Rohrleitungen der Vereinigung der Großkesselbesitzer (V.G.B.)“ bildeten. Diese Richtlinien für „Werkstoff“ erfahren eine Ergänzung durch einen zur Zeit in Bearbeitung befindlichen Abschnitt „Bau“ und wird die Vereinigung der Groß-

kesselbesitzer demnächst zusammengefaßt „Richtlinien für Werkstoff und Bau von Heißdampf-Rohrleitungen“ herausgeben, die dann bei größeren Anlagen höherer Drucke allgemein vorgeschrieben werden dürften.

Die Richtlinien für „Werkstoff“ sind am Schlusse des Handbuchs auszugsweise wiedergegeben.

Aus Herstellungsgründen verlangen die Röhrenwerke Wandstärkeltoleranzen von  $\pm 15\%$ , so daß bei Rohren mit starken zusätzlichen Biegungsbeanspruchungen oder Bögenrohren, die beim Biegen in ihrer Wandstärke noch geschwächt werden, Erhöhung der Wandstärke dieser Rohre gegenüber den geraden Rohren um 1 bis  $1\frac{1}{2}$  mm empfehlenswert ist, wenn man nicht — um die errechnete Mindestwandstärke auf jeden Fall zu erhalten — vorschreibt, daß die Rohre nur mit Plus toleranz (+ 25% — 0%) geliefert werden dürfen, was dann natürlich eine Verteuerung ergibt.

Es muß nochmals besonders betont werden, daß bei Heißdampfleitungen die Berechnung der Wandstärken durch den Nichtfachmann nur auf inneren Überdruck — selbst unter Beachtung des Sicherheitsfaktors  $\frac{\text{Streckgrenze}}{\text{zulässige Beanspruchung}}$

= 2,5 — mit der Zeit doch noch ein Zubruchgehen der Leitung herbeiführen kann, wenn er die dem Fachmann ge-

läufigen anderen Momente außer acht läßt. Es muß vor allen Dingen den Wärmedehnungen durch richtige Anordnung und Ausführung der Festpunkte bzw. Dehnungsstücke Rechnung getragen werden, denn bei unelastischer Anordnung kann die zusätzliche Schubspannung — zur Beanspruchung durch inneren Überdruck — eine Gesamtbeanspruchung ergeben, die über der Streckgrenze liegt, so daß mit der Zeit die Alterungserscheinungen einen Leitungsbruch herbeiführen würden.

In den „Richtlinien für Werkstoff“ heißt es z. B. unter Allgemeines:

„Heißdampfleitungen müssen in bezug auf Werkstoff, Ausführung und Ausrüstung den zur Zeit des Baues anerkannten Regeln der Wissenschaft und Technik entsprechen. Die nach zivil- oder strafrechtlichen Vorschriften bestehende Verantwortlichkeit für die Güte der verwendeten Baustoffe, für die Bauart, für die Ausführung oder für den Betrieb der Anlage bleibt durch die vorliegenden Richtlinien unberührt, auch wenn der mit der Abnahmeprüfung betraute Sachverständige keine Bedenken erhoben hat.“

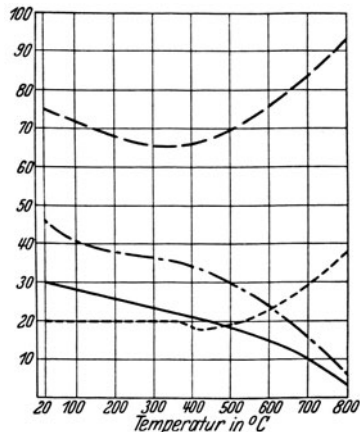


Abb. 23. Festigkeitseigenschaften in Abhängigkeit der Prüftemperatur des bis 800° C hitzebest. Stahls Sicromal 8.

— — — — — Bruchgrenze in kg/mm<sup>2</sup>,  
 — — — — — Streckgrenze in kg/mm<sup>2</sup>,  
 - · - · - Kontraktion in %,  
 ..... Dehnung in %.



Der Erbauer bzw. Besteller einer Neuanlage ist also selbst bei Verwendung von Werkstoffen, die nach den „Richtlinien“ durch einen Sachverständigen abgenommen wurden, der strafrechtlichen Verantwortung nicht enthoben und ist es also immer empfehlenswert, mit diesen Arbeiten Rohrleitungsfirmen zu betrauen, die gute Spezialerfahrungen besitzen, da die Wahl hoher Wandstärke allein nicht dauernde Betriebssicherheit gewährleistet, höhere Wandstärke sogar die Rohre unelastischer macht, wodurch die Schubkräfte auf die Festpunkte vergrößert werden. Richtige elastische Anordnung von Heißdampfleitungen ist also ein wichtiges Moment, um zusätzliche Beanspruchungen über die Streckgrenze zu vermeiden.

## 2. Flanschen.

Die Anschlußabmessungen und Dicken der Flanschen sind vom Normenausschuß bis ND 100 (DIN 2595) festgelegt. Die Flanschen werden gepreßt oder geschmiedet und zweckmäßig aus Flußstahl von 50 bis 70 kg/mm<sup>2</sup> Festigkeit bei 15 bis 20% Dehnung und einer Streckgrenze von ca. 14 kg/mm<sup>2</sup> bei 425° C hergestellt. Der Sicherheitsfaktor  $\frac{\text{Streckgrenze}}{\text{Beanspruchung}} = 3$  soll mit Rücksicht auf die Biegebungsbeanspruchung der Flanschen nicht unterschritten werden.

Die Befestigung der Flanschen erfolgt bei genügender Wandstärke bis NW 150 (siehe DIN 2509) durch Aufschrauben mit evtl. zusätzlicher Kragenschweißung. Darüber hinaus erfolgt nach den Normen die Befestigung durch Walzung mit Nietsicherung, während von 10 mm Wandstärke an wegen nicht mehr gut möglicher Aufwalzung die Flanschen nach den Normen bis ND 40 (DIN 2604) nur noch aufgenietet werden, und zwar ein- oder zweireihig gemäß Abb. 45 (T. 6). Entgegen den Normen setzt man aber die Flanschen vom Rohrende nicht ab (um Wirbelungen usw. zu vermeiden), sondern führt sie nach Abb. 47 (T. 6) mit evtl. zusätzlicher Stirnschweißung aus. Zusätzlich erfolgt dann noch öfters elektrische Kragenschweißung, die neben guter Dichtigkeit auch noch eine große zusätzliche Sicherheit gegen das Abstreifen ergibt. Ein von meiner Firma angestellter Versuch an mehreren Rohren 216/203 mm  $\varnothing$ , auf die die Flanschen nach ND 40 aufgewalzt und am Kragen elektrisch verschweißt wurden, zeigte nachstehende gute Ergebnisse:

Es wurden Vergleichsversuche angestellt mit aufgewalzten Flanschen, Walznietflanschen und Walzflanschen mit elektrischer Kragenschweißung, um also die zusätzliche Sicherheit der Nietung bzw. Kragenschweißung festzustellen.

Für diese Versuche wurden folgende 5 Rohre von 216/203 mm  $\varnothing$ ,

je 1,5 m lang, in unserer Werkstatt angefertigt, an die Versuchsanstalt angeliefert:

I. 1 Rohr einerseits Walznietflansch mit 6 Sicherheitsnieten 16 mm  $\varnothing$ , anderseits Walzflansch,

II. 1 Rohr genau wie vor, jedoch der Walzflansch mit zusätzlicher elektrischer Kragenschweißung,

III. 1 Rohr einerseits Walznietflansch mit 6 Sicherheitsnieten 16 mm  $\varnothing$ , anderseits ebenfalls Walznietflansch mit 6 Sicherheitsnieten 16 mm  $\varnothing$ , jedoch Kragen noch elektrisch verschweißt,

IV. 1 Rohr genau wie vor,

V. 1 Rohr einerseits Walzflansch mit 6 Sicherheitsgewindestiften  $\frac{5}{8}$ "', anderseits Walzflansch mit elektrischer Kragenschweißung.

Die Versuche wurden an einer hydraulischen Presse von 900 t horizontalem Druck vorgenommen. Jedes Rohr erhielt hierbei einerseits einen Blindflansch, und zwar abwechselnd einmal der Walzflansch mit der elektrischen Kragenschweißung, das andere Mal der Walznietflansch. Durch das Rohr wurde der Stempel der Presse geführt, der gegen den Blindflansch drückte, während das andere Ende des Rohres von dem Preßesenk durch den anliegenden Flansch gehalten wurde. Durch den Druck des Stempels wurden sowohl beide Flanschverbindungen wie auch das Rohr auf Zug beansprucht. Die Belastung wurde langsam erhöht, und zwar bis zum Bruch, und bei diesem der Preßwasserdruck abgelesen.

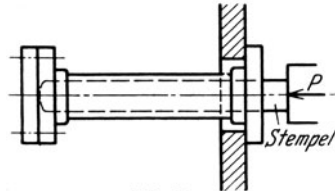


Abb. 24.

Die Belastung in Abhängigkeit von dem Preßwasserdruck errechnet sich zu

$$P_{\text{kg}} = 2000 \cdot p + 28600,$$

hierin ist  $p$  der abgelesene Druck in Atmosphären.

1. **Versuch mit Rohr I.** Blindflansch vor Walzflansch. Der Walzflansch wurde bei 25 at, also bei 78600 kg abgestreift, was einem inneren Überdruck von ca. 250 at entspricht.

2. **Versuch mit Rohr II.** Blindflansch vor Walzflansch, mit elektrischer Kragenschweißung. Der Walznietflansch wurde bei 38 at, also bei 104600 kg abgestreift, was einem inneren Überdruck von ca. 300 at entspricht.

3. **Versuch mit Rohr III.** Blindflansch vor Walznietflansch mit elektrischer Kragenschweißung. Der Walznietflansch ohne Kragenschweißung wurde bei 50 at, also bei 128600 kg abgestreift, was einem inneren Überdruck von ca. 410 at entspricht.

**4. Versuch mit Rohr IV.** Blindflansch vor Walznietflansch mit elektrischer Kragenschweißung. Der Walznietflansch ohne Kragenschweißung wurde bei 38 at, also bei 144 600 kg abgestreift, was einem inneren Überdruck von ca. 460 at entspricht.

**5. Versuch mit Rohr V.** Blindflansch vor Walzflansch mit Gewindebolzen. Der Walzflansch mit Gewindebolzen wurde bei 40 at, also bei 108 600 kg, abgestreift, was einem inneren Überdruck von ca. 350 at entspricht.

Bei sämtlichen fünf Versuchen war also der Walzflansch mit der elektrischen Kragenschweißung der stärkere Teil.

Da die Einrichtung der Presse es nicht erlaubte, diese Flanschen nachträglich abzustreifen, weil der Gegenflansch am Rohr fehlte, wurde dreimal versucht, mittels des Preßstempels das Rohr durch den Flansch, welcher gegen das Preßgesenk lag, durchzudrücken. Dieses war nicht möglich, da das Rohr sich faltete.

Nach Anbringung von Walznietflanschen mit elektrischer Kragenschweißung an den nunmehr glatten Enden vorstehender Versuchsröhre wurden die Versuche nochmals wiederholt und zeigten diese nachstehende Ergebnisse:

**I. Versuch.** Blindflansch vor Walzflansch mit elektrischer Kragenschweißung und riß der Flansch (bei 52 at Ablesung, entsprechend ca. 420 at innerem Überdruck) bei vollständig intakter Schweißung im Übergang vom Ansatz zur Scheibe, da der Flansch — Handelsqualität — im Inneren Lunkerstellen aufwies.

**II. Versuch.** Blindflansch vor Walzflansch mit elektrischer Kragenschweißung und wurde dieser bei 70 at, also 168 600 kg abgestreift, was einem inneren Überdruck von ca. 540 at entspricht.

Der Anriß erfolgte ringsum in der halben Schweißstärke und zeigte sich im Bruch ein sehr gutes Schweißgefüge.

**III. Versuch.** Blindflansch vor Walznietflansch mit elektrischer Kragenschweißung.

Der Versuch mußte bei 80 at Ablesung (entsprechend ca. 600 at innerem Überdruck) abgebrochen werden, da mehrere Schrauben zu Bruch und damit der Blinddeckel abging. Nach Auswechslung der Schrauben wurde der Versuch wiederholt und riß die Kragenschweißung bei 65 at Ablesung, also 158 600 kg = ca. 505 at innerer Überdruck.

Bei beiden Versuchen zeigte sich zwar eine ziemliche Streckung des Rohrmaterials (ca.  $40 \text{ kg/mm}^2$  = spezifische Beanspruchung!), es gingen aber die Röhre noch nicht zu Bruch, sondern die Kragenschweißungen, wobei zu bedenken ist, daß dieselben Flanschbefestigungen schon beim ersten Versuch Überbeanspruchungen ausgesetzt waren und erst jetzt zu Bruch gebracht wurden.

In Kürze werden wir auch Versuche mit Rohren vornehmen, die bereits seit 3 Jahren in Heißdampfleitungen von 450° C eingebaut sind und nur Walzflanschen mit elektrischer Kragenschweißung besitzen, wobei sich keine Anstände ergeben haben. Zerreißversuche und Schliffproben werden zeigen, ob die hohen Dampftemperaturen die elektrische Kragenschweißung irgendwie ungünstig beeinflußt haben.

Im übrigen bleibt bei den hohen Drücken über ND 40 die Wahl der Befestigungsart vorläufig noch der Beurteilung des Verbrauchers überlassen, so daß im Laufe der Jahre eine ganze Reihe Spezialflanschbefestigungen für Höchstdruck entwickelt wurden, von denen einige in den Abb. 57 bis 64 (T. 7) dargestellt sind.

Die solideste, aber auch mit die teuerste Verbindung ist der aus dem vollen Rohrmaterial angestauchte Bundflansch mit losem Überwurfflansch (Abb. 62/T. 7). Eine billigere, ebenfalls gut bewährte Abart stellt die ringverstärkte Bundverbindung Abb. 63 (T. 7) nebst der meiner Firma geschützten Abart Abb. 64 (T. 7) für Baustellenpaßrohre dar.

Bei den höheren Drücken mit den größeren Wandstärken ist es natürlich auch möglich, die Flansche über NW 100 aufzuschrauben und evtl. zusätzlich am Kragen zu verschweißen gemäß Abb. 47 (T. 6).

Nach den Normen soll man Flanschen mit glatter Dichtfläche nur bis 32 at verwenden und darüber hinaus Vor- und Rücksprung vorsehen. Durch die Schutzhülse  $h$  bei den Bundflanschen gemäß Abb. 63 (T. 7) ist der Vor- und Rücksprung zu vermeiden und dadurch eine bessere Ausbaumöglichkeit der Rohre gegeben. Bei den jetzt in der Hauptsache Verwendung findenden metallischen Dichtungen ist allerdings ein „Herausfliegen“ wie bei den früheren Faserdichtungen nicht mehr in dem Maße zu befürchten.

### 3. Schrauben.

Eingehende Untersuchungen an den ausgeführten Anlagen haben gezeigt, daß das Undichtwerden der Flanschverbindungen bei Verwendung guter metallischer Dichtungen nur verhältnismäßig selten in den Dichtungen zu suchen ist, sondern die Güte der Verbindung in der Hauptsache von der richtigen Wahl des Werkstoffes, der Ausführung und Montagebehandlung der Schraubenbolzen abhängig ist. Da bei Schrauben mehr als bei anderen Konstruktionsteilen die Gefahr der Reckung und somit auch die Ursache zur Alterung gegeben ist, muß ein Bolzenwerkstoff verwendet werden, der neben Alterungsbeständigkeit eine hohe Warmstreckgrenze und Dehnung aufweist. Konstruktiv muß bei den Schrauben darauf geachtet werden, daß beim Übergang vom Gewinde zum Schaft keine scharfen Kanten entstehen (siehe Abb. 148/T. 20), da sonst schädigende Kerbwirkungen auftreten.

Nach den Erfahrungen an der 100-at-Anlage Mannheim soll der Schaft der Schrauben über die ganze Länge auf den kleineren Gewindedurchmesser vermindert werden, wodurch die Schrauben im ganzen elastischer würden und die Reckung im glatten Schaft und nicht im Gewinde auftrate. Nach neueren Untersuchungen vertritt K. Baumann den Standpunkt, daß gerade die Durchmesser verringering des Schaftes nachteilig sei und mit dazu beitrage, daß die Verbindung dehnbarer wird und deshalb — besonders bei großer Temperaturdifferenz zwischen Rohr und Flansch — weniger gut dicht zu halten sei.

Das Anziehen der Schrauben bei einer Flanschverbindung muß jedenfalls unter einer gewissen Kontrolle sehr vorsichtig erfolgen, da ein übermäßiges Anziehen schon im kalten Zustande ein Überschreiten der Streckgrenze mit sich bringen kann, so daß dann ein Dichthalten der Flanschverbindung kaum noch denkbar ist, da durch die Überbeanspruchung die federnde Dehnung des Schraubenbolzens je nach Materialwahl mehr oder weniger aufgehoben wird.

Durch die andauernden Untersuchungen an Flanschverbindungen bei wechselnden Temperaturen wird man auch bald alle diesbezüglichen Fragen restlos geklärt haben, um durch entsprechende Ausführung (kurze oder lange Schrauben usw.), richtige Materialwahl und auch Richtlinien für die Montagebehandlung der Flanschverbindungen eine endgültige Beseitigung der noch hie und da eintretenden Mängel zu erzielen.

Für Erfüllung vorstehender Forderungen kann natürlich nur ein hochwertiger Sonderwerkstoff in Betracht kommen. Man hält zur Zeit Schrauben aus S.M.-Stahl mit 3 bis 5% Nickelzusatz von 70 bis 100 kg/mm<sup>2</sup> Festigkeit bei 13 bis 15% Dehnung, sauber gegläht, mit blanken Muttern aus Stahl von 50 bis 60 kg Festigkeit — aus dem vollen Material herausgearbeitet — noch am geeignetsten. Es kommen nur Stiftschrauben mit beiderseits sechskantigen Muttern und mit einseitig gespiegelter Auflagefläche in Frage.

Der Sicherheitsfaktor

$$\frac{\text{Streckgrenze}}{\text{Beanspruchung}} = 3,5$$

soll mit Rücksicht auf die mögliche ungleichmäßige Beanspruchung der einzelnen Schraubenbolzen nicht unterschritten werden.

#### 4. Dichtungen.

Bei richtiger Wahl der Blechstärke haben sich wellenförmige Stahlblechringe bzw. Reinnickelringe mit chemisch reiner graphitierter Asbesteinlage gut bewährt, am besten aber noch Weich-eisenringe.

### 5. Werkstoff für Formstücke und Absperrorgane.

Nach den Werkstoff- und Bauvorschriften für Landdampfkessel soll Stahlguß Verwendung finden und kann dies nur ein Spezialstahlguß von großer Reinheit und außerordentlicher Zähigkeit sein, da die hohen Dampftemperaturen besondere Anforderungen an das Material stellen.

Es muß darauf geachtet werden, daß ein vorschriftsmäßiges Ausglühen des Stahlgusses erfolgt, um schädliche Spannungen zu vermeiden, was aus dem gleichen Grunde auch für die Rohre und Schmiedestücke in Frage kommt.

Der Stahlguß soll eine Bruchfestigkeit von 40 bis 50 kg/mm<sup>2</sup> bei mindestens 22% Dehnung und eine Streckgrenze von 18 kg/mm<sup>2</sup> bei 400° C besitzen. Der Sicherheitsfaktor =  $\frac{\text{Streckgrenze}}{\text{Beanspruchung}}$  soll nicht unter 3 angesetzt werden, bzw. man trägt der Abnahme der Festigkeit der Stahlgußstücke bei höheren Temperaturen dadurch Rechnung, daß man bei der Wandstärkenformel

$$s = \frac{p \cdot D}{2 \cdot k_{zul}}$$

die rechte Seite mit dem Verhältnis

$$\frac{\text{Zugfestigkeit bei } 300^{\circ} \text{ C}}{\text{Zugfestigkeit bei Betriebstemperatur}}$$

multipliziert und die Toleranzen bei

$$\begin{array}{l} \text{unter 20 mm Wand} = 20\% \\ \text{über 20 mm } ,, = 15\% \end{array}$$

hinzurechnet, um den Kernverlagerungen und evtl. zusätzlichen Beanspruchungen zu genügen.

Die Formstücke sollen mit gut gerundeten Übergängen ausgeführt und die Auflageflächen für die Schraubenmuttern hinterfräst werden.

An Stelle von Stahlguß wurden bei manchen Anlagen auch aus dem Vollen geschmiedete und ausgebohrte Formstücke verwendet. Bei der hohen Güte der heutigen Elektrostahlgußherstellung kann man diesen aber unbedenklich für die höchsten Betriebsverhältnisse verwenden.

#### 5a. Armaturen.

Der Werkstoff für die Gehäuse ist wie bei den Formstücken ebenfalls hochwertiger Elektrostahlguß und hat man nur bei ganz hohen Drücken vereinzelt aus dem vollen geschmiedete und ausgebohrte Gehäuse verwendet.

Im Laufe der Jahre sind natürlich für Höchstdruck eine ganze Reihe von Armaturenkonstruktionen geschaffen worden; teils nach den altbewährten Ausführungen für niedere Drücke unter Verwendung hoch-

wertigeren Materialien bei entsprechender Verstärkung der Einzelteile (siehe Abb. 113/T. 12 bis Abb. 125/T. 15), teils als Neukonstruktionen, bei denen man neben prinzipiellen Verbesserungen (z. B. kein Steigen der Spindel, wodurch ein Dichthalten der Stopfbüchse eher gegeben ist und vor allen Dingen eine geringere Bauhöhe besteht), mit Rücksicht auf die größeren Gefahren bei höheren Drücken auch Wert auf raschere Schließzeit legt, bzw. die Armaturen sogar mit „Schnellschluß“ zur Nah- oder elektrischen Fernbetätigung versieht (Abb. 126 bis 129/T. 16 und Abb. 139 bis 143/T. 17).

### 6. Wasserabscheider.

Die Frage der Notwendigkeit von Wasserabscheidern bei den hohen Überhitzungen ist heute noch sehr umstritten, da im Normalbetrieb die Dampfeuchtigkeit äußerst gering ist und beim evtl. Überspeisen der Kessel die Wasserabscheider doch nicht in der Lage sind, die großen momentanen Wassermengen abzuleiten.

Entsprechend der Verwendung von mittels Wassergas überlappt geschweißten Spezialkesseltrommeln mit angekumpelten Böden werden auch die Wasserabscheider in dieser Ausführung gewählt und nur bei den höchsten Drücken nahtlose, also aus dem vollen gebohrte Wasserabscheider vorgesehen in Ausführung gemäß Abb. 195/196 (T. 33).

### 7. Unterstützungen.

Diese müssen natürlich besonders kräftig ausgeführt und entsprechend angeordnet werden, damit nicht zusätzliche Beanspruchungen die Betriebssicherheit der Leitungen gefährden können.

### 8. Schweißen von Höchstdruckleitungen.

Trotz des hohen Standes unserer Schweißtechnik geht man vorläufig noch verhältnismäßig selten an das Schweißen der Höchstdruckleitungen heran, da die Güte der Arbeiten eben ganz vom Schweißer abhängig ist. Daß es aber möglich, zeigt die 36-at-Anlage EW-Barmen (450° C), bei der durch meine Firma nicht nur die Rohrverbindungen, sondern auch die Stahlgußformstücke und Armaturen elektrisch eingeschweißt wurden.

Der Hauptvorteil des Schweißens von Dampfleitungen ist die Herabsetzung der Flanschverbindungen, wodurch die beim häufigen An- und Abstellen der Rohrleitungen eintretenden Undichtigkeiten vermieden werden, da die Schweißverbindung auch bei solchem Betriebswechsel dicht bleibt. Bei der Schweißverbindung — die keiner Wartung bedarf — sind Betriebsstörungen durch Herausfliegen bzw. Auswechseln von Dichtungen vermieden.

Derartige Arbeiten können natürlich nur ersten Spezialfirmen mit zuverlässigen Schweißern anvertraut werden.

### III. Herstellung von Rohrmaterial und Beschreibung allgemeiner Bauteile.

#### A. Rohre und deren Herstellung.

Im ersten Teil dieses Buches wurde in verschiedenen Kapiteln auf die Vorteile der Stahlrohre gegenüber solchen aus Gußeisen hingewiesen. Zusammenfassend kann gesagt werden, daß fast für alle Verwendungszwecke das geringe Gewicht, die bedeutend größere Sicherheit gegen Bruch, die auch bei Verlegung im Erdreich eine Rolle spielt, und die einfache Weise, worin durch Feuer-, autogenes oder elektrisches Schweißen in der Fabrik oder auf der Baustelle Verbindungen und Abzweigungen in vollkommener Dichtigkeit hergestellt werden können, dem Stahlrohr den Vorrang verschafften. Verhältnismäßig lange hat man Gußrohre in den Fällen verwendet, wo Rostbildung oder sonstige Korrosionen befürchtet wurden. Seitdem es gelungen ist, durch Anbringen einer dem jeweiligen Zwecke entsprechenden Schicht aus Metall, Rostschutzfarbe, Asphalt oder Bitumen, oft in Verbindung mit einer Bejutung oder Wollfilz-Umwicklung, das Rohrmaterial in vollkommen ausreichender Weise zu schützen, ist auch dieser Grund zur Verwendung von Gußrohr in Fortfall gekommen und dementsprechend werden heute fast ausschließlich Flußstahlrohre verwandt. Es sollen deshalb auch nur diese behandelt werden.

In Übereinstimmung mit dem Standpunkt des Normenausschusses der Deutschen Industrie wird alles ohne Nachbehandlung schmiedbare Eisen als Stahl bezeichnet; wenn also von Stahlrohr die Rede ist, so sind darin auch die früher als schmiedeeiserne oder flußeiserne bezeichneten Rohre enthalten.

Bei der Herstellung von Stahlröhren werden zwei Gruppen unterschieden:

1. Rohre mit Längsnaht,
2. Rohre ohne Längsnaht (nahtlose Rohre).

Zu den ersteren gehören geschweißte, genietete, gelötete und gefaltete Röhren. Es sollen hier jedoch nur die Herstellungsverfahren geschweißter und nahtloser Rohre besprochen werden.

Geschweißte und nahtlose Rohre werden heute fast ausschließlich nur noch aus Flußstahl und nicht mehr aus Schweiß Eisen gefertigt.

**Geschweißte Rohre.** Die Herstellungsverfahren für geschweißte Rohre sind folgende:

1. Stumpfschweißung durch Ziehen (Abb. 31/T. 5).
2. Überlappte Schweißung durch Walzen (sogenannte Patentschweißung) (Abb. 32/T. 5).



3. Feuer- bzw. Wassergaspreßschweißung (Abb. 33/T. 5).

4. Gasschmelzschweißung (Abb. 34/T. 5).

5. Elektrische Schweißung (Abb. 35/T. 5).

**Nahtlose Rohre.** Nahtlose Rohre werden nach verschiedenen Verfahren hergestellt. Die hauptsächlichsten davon und ihre Hilfseinrichtungen sind folgende:

6. Mannesmann-Verfahren mittels Schräg- und Pilgerschritt-Walzwerk (Abb. 36/T. 6 und Abb. 36a/T. 6).

7. Stiefelverfahren mittels Schräg- und Duowalzwerk (Schwedisches Walzwerk) (Abb. 37/T. 5).

8. Ehrhardt-Verfahren mittels Loch- und Ziehpresse (Abb. 38/T. 6).

9. Schwedisches Verfahren mittels Lochpresse und Duowalzwerk (Schwedisches Walzwerk) (Abb. 39/T. 6).

10. Ehrhardt-Verfahren zur Erzeugung großer nahtloser Hohlkörper. Lochpresse, Ziehpresse und Spezialwalzwerk (Abb. 40/T. 6).

Außer diesen gibt es noch verschiedene andere Verfahren, die teils eine Verbindung obiger darstellen, die aber an Bedeutung erstgenannten nachstehen.

**Geschweißte Rohre.** Das unter Pos. 1 genannte Verfahren zur Herstellung stumpf geschweißter Rohre durch Ziehen und dasjenige Pos. 2 zur Herstellung überlappt geschweißter Rohre durch Walzen sind die ältesten Verfahren der Rohrfabrikation.

Geschweißte Rohre werden aus Blechstreifen hergestellt, deren Länge, Breite und Stärke ungefähr der Rohrlänge, dem Umfang zuzüglich Überlappung und der Wandstärke des zu erzeugenden Rohres entsprechen.

**Stumpfgeschweißte Rohre.** Bei den stumpfgeschweißten Rohren werden die Blechstreifen, nachdem das eine Ende derselben, in welche die Schweißzange angreift, zuerst entsprechend geformt ist in einem mit Kohle oder meistens mit Generatorgas geheizten Ofen auf Schweißhitze gebracht und mittels einer auf einer Kettenziehbank befestigten Zange durch einen Trichter gezogen, in welchem der Streifen gerundet und gleichzeitig in der Längsnaht stumpfgeschweißt wird. Vor dem Ziehtrichter sind Düsen angebracht, durch welche ein Preßluftstrahl geleitet wird, der die Längskanten des Streifens von Schlacke reinigt und sie annähernd auf Schmelzhitze bringt, wodurch ein gutes Ineinandererschweißen des Materials erzielt wird und es möglich ist, die Rohre nur in einem Zuge und in einer Hitze fertig zu schweißen.

Nachdem die geschweißten Rohre noch durch ein Maßwalzwerk, wo sie kalibriert werden, und durch eine Richtmaschine gegangen sind, wandern sie mittels des Warmbettes (Paternosterwerk), wo sie allmählich erkalten, zur Adjustage. Hier werden sie auf Maß geschnitten, auf Dichtigkeit geprüft und mit Gewinde, Muffen und Flanschen versehen.

Stumpfgeschweißte Rohre werden in Deutschland bis 60 mm max.  $\varnothing$  hergestellt. Die Wandstärken betragen meist 2,5 bis 4,25 mm für Gasröhren bzw. 2,75 bis 5 mm für Dampfrohren. Ihre Länge ist max. 6 m.

**Überlapptgeschweißte Rohre.** Die Herstellung überlapptgeschweißter, sogenannter patentgeschweißter Rohre erfolgt, soweit es ihre Rundung anbetrifft, in ähnlicher Weise wie diejenigen der vorgenannten Rohre. Es werden die Blechstreifen in einem Glühofen angewärmt und mittels einer Ziehbank durch einen Rundtrichter gezogen und zu Rohren gerundet. Bei diesem Ziehprozeß werden die zur Verschweißung kommenden Blechkanten gleichzeitig mittels eines Walzwerkes abgeschrägt. Hierauf werden diese gerundeten Blechstreifen in einen mit Kohle oder Generatorgas geheizten Schweißofen auf Schweißhitze gebracht und mittels eines Rollenwalzwerkes mit innenliegendem Stopfen, der sich auf eine lange Druckstange stützt, überlapptgeschweißt. Zur Erzielung einer guten, gleichmäßigen Schweißung ist es erforderlich, das Rohr 2- bis 3mal auf Schweißhitze zu bringen und durch das Schweißwalzwerk gehen zu lassen, wobei man zweckmäßig das Rohr zuvor jedesmal um 180° dreht, bevor man es in den Ofen bringt, damit eine gleichmäßige Erhitzung stattfindet.

Nach erfolgter Schweißung gehen auch diese Rohre zwecks Kalibrierung durch ein Maßwalzwerk und eine Richtmaschine — welche sie gerade richtet — auf das Warmbett zur Adjustage zwecks Weiterverarbeitung zu Flanschen-, Muffen- oder Gewinderöhren usw.

Überlapptgeschweißte Rohre nach obigem Verfahren wurden in Deutschland in Durchmessern von 60 bis 420 mm ä.  $\varnothing$  hergestellt (in Amerika geht man sogar bis 30"  $\varnothing$ ) in max. Wandstärken, die ungefähr das Doppelte der normalen Siederohrwandstärken betragen. Die max. Länge ist 8 bis 9 m. Die Materialfestigkeit für diese Rohre beträgt 36 bis 42 kg bei 20% Dehnung.

Überlapptgeschweißte (patentgeschweißte) Rohre werden in Deutschland nicht mehr hergestellt, seit man in der Lage ist, das nahtlose Rohr zu gleichem Preise und noch billiger herzustellen als das geschweißte. Beim stumpfgeschweißten Rohr steht das nahtlose Rohr zwar auch im Wettbewerb mit diesem, jedoch ist es ihm noch nicht gelungen, dasselbe zu verdrängen. Während stumpfgeschweißte Rohre nach dem Schweißen in bezug auf Durchmesser und Wandstärke fertig sind, müssen nahtlose Gasrohre mit kleinen Durchmessern und Wandstärken erst von Röhren größerer Durchmesser auf besonderen Reduzierwalzwerken einer weiteren Bearbeitung unterzogen werden, was ihren Preis verteuert.

**Feuer- bzw. wassergasgeschweißte Rohre.** Bei feuer- bzw. wassergasgeschweißten Rohren werden die Kanten der stärkeren Bleche auf einer Blechkantenhobelmaschine vorgearbeitet und dann in kaltem oder

glühendem Zustand, je nach Wandstärke und Rohrdurchmesser, auf einer Blechbiegemaschine zu einem Rohr gerundet. Hierauf werden die vorgebogenen Schüsse auf die Schweißstraße gebracht und bei Feuerschweißung mittels Koksfeuer, bei Wassergasschweißung mittels innen- und außenliegender Wassergasbrenner absatzweise auf Schweißhitze gebracht und die erhitzten Stellen mittels durch Dampf oder Luft betätigter Hämmer, Doppelrollen oder auch von Hand überlappt zusammengeschweißt.

Bei größeren Wandstärken bedient man sich anstatt der überlappten Schweißung der Keilschweißung. Hierbei wird an Stelle der Überlappung ein Keil in die schräg abgehobelten Blechkanten eingeschweißt.

Nach erfolgter Schweißung kommen die Rohre in einen Glühofen und werden in rotglühendem Zustande nochmals auf der Blechbiegemaschine nachgerundet. Durch das Glühen wird das Rohr gleichzeitig von inneren Spannungen befreit. Hierauf kommen die Rohre in die weiterverarbeitenden Werkstätten.

Wassergasgeschweißte Rohre werden von 250 mm  $\varnothing$  ab bis zu den größten transportablen Dimensionen aus einem oder mehreren Blechen im Umfang hergestellt. Die einzelne Schußlänge der Rohre beträgt je nach ihren Durchmessern 3 bis 9 m. Durch Zusammenschweißen der einzelnen Schüsse ist man in der Länge eines Rohres nur durch die Transportverhältnisse beschränkt. Die minimale Wandstärke, die man noch mit Sicherheit schweißen kann, ist 6 mm, die maximale Wandstärke bei Überlapptschweißung schwankt je nach den maschinellen Schweißeinrichtungen des betreffenden Werkes zwischen 40 bis 90 mm. Bei Handschweißung geht man nicht über 22 mm. Bei größeren Wandstärken geht man zur Keilschweißung über, die aber der Überlapptschweißung an Güte nachsteht.

Die überlappt mit Wassergas geschweißte Naht ist als die beste und zuverlässigste anzusprechen.

Das zur Verwendung kommende Material hat eine Festigkeit von 36 bis 44 kg/mm<sup>2</sup> bei 25 bis 20% Dehnung.

**Gasschmelzschweißung.** Bei den mittels der Gasschmelzschweißung hergestellten Rohren findet ebenfalls nur eine Erhitzung der Schweißnaht statt mittels Brenner für Azetylgas und Sauerstoff oder Wasserstoff und sonstigem Gas bzw. verdampftem flüssigem, Brennstoff und Sauerstoff.

Die Rundung der Rohre erfolgt bei kleinem Durchmesser auf Spezialmaschinen, ähnlich wie bei den vorbeschriebenen stumpfgeschweißten Rohren, bei größerem Durchmesser auf der Blechbiegemaschine wie bei den feuer- bzw. wassergasgeschweißten Röhren.

Die Schweißung selbst erfolgt bei kleinem Durchmesser bis 120 mm  $\varnothing$

auch automatisch auf Spezialmaschinen. Bei größerem Durchmesser erfolgt sie jedoch ausschließlich von Hand. Die Rohrdurchmesser und Längen sind — wie bei der Wassergasschweißung — nur durch die Transportverhältnisse begrenzt.

Mit starken Schweißbrennern kann man bis 20 mm Blechstärke gehen, jedoch ist es nicht rationell, Wandstärken über 8 mm autogen zu schweißen, sofern Wassergasschweißung zur Verfügung steht. Bei Stärken

von 0,5 bis 2 mm kommt der Bördelstoß,  
 „ 0,5 „ 4 mm „ „ Stumpfstoß,  
 „ 6 „ 20 mm „ „ V-Stoß  
 mit Kerbwinkel 60 bis 90°,  
 für Stärken über 10 mm kommt der X-Stoß  
 mit Kerbwinkel 60 bis 90° beiderseits

zur Anwendung.

**Elektrische Schweißung.** Das elektrische Schweißverfahren mittels der Lichtbogenschweißung nach dem Verfahren von Bernados, Glavianoff, Zerener hat ein ähnliches Arbeitsgebiet wie das Gasschmelzschweißverfahren, insbesondere für Röhren mit kleinen Wandstärken, jedoch war das elektrische Verfahren in Deutschland in der Entwicklung zurückgeblieben, ist aber in den letzten 5 Jahren so vervollkommen worden, daß einwandfrei für alle Verhältnisse elektrische Festigkeits- und Dichtigkeitschweißungen in großem Maße ausgeführt werden.

Die Verbindungsarten, wie sie oben für die Gasschmelzschweißung angegeben sind, kommen auch für die Lichtbogenschweißung in Betracht. Sowohl bei Gasschmelzschweißung als auch bei der elektrischen Schmelzschweißung hat man es in der Hand, die Wandstärke der Schweißnaht zu verstärken, wodurch ihre Festigkeit erhöht wird, man spricht dann von Wulstnaht. Ebenso lassen sich beide Arten von Schweißnähten durch Ausglühen und Hämmern in Rotglut verbessern.

**Das Mannesmann-Walzverfahren.** Hier wird der starkwandige Hohlkörper, der als Produkt des ersten Stadiums im Rohrherstellungsprozeß anzusehen ist, durch das bekannte Schrägwalzverfahren — das ursprüngliche Mannesmann-Verfahren — hergestellt.

In dem zweiten, anschließenden Verfahren, dem Pilgerwalzprozeß, erfolgt die Ausstreckung des in dem ersten Stadium erzeugten Hohlblockes zu einem Rohr von handelsüblichen Abmessungen.

Der Mannesmann-Schrägwalzapparat besteht aus einem Dreiwalzensystem; den beiden Arbeitswalzen rechts und links, welche direkt von der Maschine unter Zwischenschaltung eines Kammwalzgerüsts in gleicher Drehrichtung angetrieben werden, und der Oberwalze als Schlepplwalze.

Das Kaliber wird aus diesen drei Walzen gebildet, die entsprechend dem Blockaußendurchmesser verstellbar sind. Von der Austrittsseite

her wird dem Block ein dem jeweiligen Blockinnendurchmesser entsprechender Dorn entgegengehalten. Dieser Dorn ist bei dem Schrägwalzprozeß als ein weiteres Element für die Kaliberbildung zu betrachten.

Die Achsen der beiden Walzen sind schräg gegen die Horizontale gestellt und kreuzen sich. Wird nun zwischen diese Walzen ein Werkstück in der Längsrichtung eingeführt, so versetzt eine Komponente der Walzenumfangskraft das Werkstück in Drehung, die andere Komponente bewirkt infolge der Schrägstellung der Walzen eine Verschiebung des Werkstückes in der Achsrichtung. Demgemäß versetzen die Walzen den Block, nachdem er in der Längsrichtung eingeschoben wurde, in Drehung und ziehen ihn schraubenförmig vorwärts.

Durch die an der Oberfläche angreifenden Walzkräfte wird das im bildsamen (warmen) Zustand befindliche Material durchgeknetet. Im Innern des Blockes entsteht dadurch eine Gefügelockerung, die beim weiteren Durchgang des Blockes durch die Walzen zu einem hohlen Trichter und schließlich zu einem vollständigen Hohlwerden des Blockes führt. Der Dorn dient lediglich zur Führung, Glättung und Innendimensionierung des bereits gelochten Blockteiles, ohne einen wesentlichen Einfluß auf das Hohlwerden selbst auszuüben.

**Pilgerschritt-Walzverfahren.** Das Pilgerwalzwerk ist ein Zweiwalzenwerk (Duowalzwerk).

Das Kaliber ist als offenes Kaliber ausgebildet und in Oberwalze und Unterwalze je zur Hälfte eingeschnitten.

Die eigentümliche Formgebung der Walzen ist durch das Pilgerschrittverfahren bedingt.

Ungefähr auf dem halben Umfang hat jede Walze eine Aussparung, die ein Hindurchtreten des dickwandigen Hohlblockes ermöglicht. Ein allzu weites Vorschieben wird jedoch durch geeignete Maßnahmen verhindert.

Bei der Umdrehung der Walzen kneift nun die Tatze in den Hohlblock ein, der nachfolgende, sich radial verengende Teil des Kalibers streckt das abgekniffene Stück in die Länge und walzt es zum dünnwandigen Rohr aus.

Lediglich das sich gegen den Kopf des Dornes legende Ende des Hohlblockes kann nicht ausgestreckt werden und bleibt als sogenannter Pilgerkopf am Rohr zurück, der bei glatten Rohren später abgetrennt wird. Bei Wasserleitungsrohren wird derselbe zu einer Muffe ausgestreckt, aber auch bei Gestängerohren — wie sie in der Ölindustrie benötigt werden — kann der Pilgerkopf günstig verwendet werden. Die gepilgerten Röhren werden zum großen Teil auf Kratzbänken (Warmziehbänken) oder Reduzierwalzwerken auf genauen Außendurchmesser gebracht.

Es dürfte noch interessieren, daß das Pilgerschrittwalzverfahren seinen Namen der Marschweise der Echternacher Prozessionspilger verdankt, die sich jedesmal, wenn sie einen großen Schritt vorwärts getan hatten, wieder einen kleinen Schritt rückwärts bewegten. In ähnlicher Weise erfolgt auch die Hin- und Herbewegung des Rohres bei dem geschilderten Walzprozeß.

Mit dem kombinierten Mannesmann-Schräg- und Pilgerschritt-Walzverfahren werden z. Zt. Rohre in Weiten von 33 bis 600 mm  $\varnothing$  hergestellt und im Gegensatz zu den anderen Verfahren auch in großen Längen (z. B. bei 350 mm  $\varnothing$  bis 35 m und bei 500 mm  $\varnothing$  bis 18 m lang), deren Verwendung im Rohrleitungsbau in den meisten Fällen große Vorteile bietet.

In den letzten Jahren ist es auch gelungen, nahtlose Rohre über 300 mm l.  $\varnothing$  für besondere Zwecke in Wandstärken herzustellen, die wesentlich unter den bisher geforderten Mindestwandstärken liegen, so daß man diese bei geringeren Drücken auch an Stelle der bisher dafür nur in Frage gekommenen wassergasgeschweißten Rohre verwenden kann.

Nachstehend eine Zusammenstellung des derzeitigen Lieferbereiches der Vereinigten Stahlwerke A.-G.:

Siederohrabbmessungen von 159 bis 616 mm Außendurchmesser mit den Wanddicken nach den Serien A, B und C.

ä. Rohrdurchmesser									
Zoll	mm	A mm	B mm	C mm	Zoll	mm	A mm	B mm	C mm
6¼	159	4,5	4,0	3,5	16½	419	10,0	8,0	6,0
7½	191	5,5	4,75	4,0	18½	470	11,5	9,0	6,5
8½	216	6,5	5,0	4,0	19½	495	12,0	9,5	7,0
9½	241	6,5	5,25	4,5	20	508	12,5	9,5	7,0
10½	267	7,0	5,5	4,5	20½	521	12,5	10,0	7,0
11½	292	7,5	5,75	4,75	21½	546	13,0	10,0	8,0
12⅝	318	8,0	6,0	5,0	22	559	13,0	10,0	8,0
13½	343	8,0	6,5	5,5	22½	572	13,5	11,0	9,0
14½	368	8,0	7,0	6,0	24	610	14,0	11,0	9,0
15½	394	9,0	7,5	6,0	24¼	616	14,0	11,0	9,0

## B. Rohrverbindungen, Dichtungen und Schrauben.

Obwohl die nach dem Mannesmann-Schrägwalz- und Pilgerschrittverfahren hergestellten nahtlosen Rohre in großen Längen erzeugt werden können (so kann z. B. ein Rohr von 350 mm  $\varnothing$  bis 35 m lang, ein solches von 500 mm  $\varnothing$  bis 18 m lang hergestellt werden), kommen diese großen Längen wegen ihrer Sperrigkeit und schwierigen Transport- und Bearbeitungsverhältnisse nicht in den Handel; die üblichen Handelslängen betragen vielmehr nur je nach Durchmesser 6 bis 16 m. Hieraus ergibt sich die Notwendigkeit, die Rohre untereinander sowie

auch mit den einzubauenden Armaturen und Formstücken zu verbinden.

Die gebräuchlichsten Konstruktionen hierfür mögen kurz zusammengestellt werden:

Die Verbindungselemente sind verschieden je nach Rohrmaterial, Rohrweite und Verwendungszweck.

Es soll unterschieden werden zwischen festen und lösbaren Verbindungen.

Zu den ersteren gehören solche, die durch Schweißen, Nieten oder Lötung hergestellt sind, zu den letzteren Flanschen- und Muffenverbindung oder eine Kombination beider Arten.

### 1. Flanschenverbindungen.

Flanschenverbindungen werden am häufigsten angewandt. Die Verbindung der Flanschen mit dem Rohr kann erfolgen

durch Gewinde,	durch Aufschweißen,
„ Aufwalzen,	„ Vorschweißen,
„ Auflöten,	„ Aufnieten

oder durch eine Vereinigung dieser Verbindungsarten.

Ebenfalls können lose Flanschen hinter umgebördelten Rohrenden, hinter auf- bzw. vorgeschweißten oder aufgestauchten Bunden, wie auch hinter aufgewalzten Bordringen verwandt werden. Diese letzteren Ausführungsarten mit losen Flanschen haben den Vorteil, daß beim Einbau der Rohre die Flanschen gedreht, die Schraubenlöcher also leicht in die richtige Lage gebracht werden können.

Bei den Flanschen nach den DIN-Normen, welche durchweg eine durch 4 teilbare Schraubenzahl besitzen und deren Schraubenlöcher so angeordnet sind, daß in den Rohrachsen keine Schraubenlöcher sitzen, ist dieser Vorteil weniger von Bedeutung als bei den früheren Normen, wo obige Vorschrift nicht bestand.

Bei den festen Aufwalzflanschen kommen Ausführungen mit und ohne Ansatz zur Anwendung. Die letzteren sind jedoch nach DIN bei Wasser nur bis 6 at bzw. bei Gas nur bis 5 at Betriebsdruck zulässig.

Größere Wandstärken über 10 mm, wie solche bei hohem Druck und größeren Durchmesser nötig sind, gestatten ein sicheres Aufwalzen nicht mehr. In solchen Fällen werden die Flanschen durch ein- bzw. doppelreihige Nietung befestigt. Mit Rücksicht darauf, daß bei steigender Temperatur die Festigkeit und Streckgrenze des Materials abnimmt, sind für Temperaturen über 300° C besondere Sicherheitsmaßnahmen erforderlich. Bei Walzflanschen wird hierbei eine Sicherheitsnietung vorgesehen (vgl. DIN 2144 bis 2147). Für die Druckstufen von W (Wasser) 64, G (Gas) 50 ab ist auch bei den DIN für die Nenn-

weiten ebenfalls die Sicherheitsnietung vorgesehen, wenn nicht, wie in Kap. 2 Abschn. G bereits darauf hingewiesen, Sonderbefestigungen gewählt werden.

## 2. Dichtungen.

Zur Dichtung werden zwischen die Flanschen bzw. Bunde Ringe aus Klingerit, Tauril, Asbest, Gummi oder Pappe gelegt. Bei nicht zu hohem Druck genügt die unter dem Einfluß der Schraubkraft bewirkte große Reibung, um ein Herausblasen der Dichtungen zu verhindern.

Bei höheren Drücken besteht jedoch diese Gefahr des Herausblasens und hat man durch die Wahl des Dichtungsmaterials oder durch entsprechende Konstruktion der Flansche bzw. des Bundes hierauf Rücksicht zu nehmen. Für hohen Druck verwendet man deshalb vielfach je nach dem Verwendungszweck Dichtungsringe aus Kupfer, Nickel, Monelmetall, nichtrostendem V 2 A-Stahl oder Weicheisen, oder eine Kombination von Metall- und Faserdichtungen, wie es die unter dem Namen Götze bekannten Dichtungsringe sind. Die Vorteile der reinen Metallringe sind:

Große Sicherheit gegen Herausblasen der Dichtung, Dauerhaftigkeit und wiederholte Verwendbarkeit. Diesen Vorteilen stehen als Nachteile gegenüber: Die Anschaffungskosten sind höher als bei Verwendung von Faserdichtungen. Durch die notwendige sorgfältigere Bearbeitung der Dichtungsflächen entstehen ebenfalls Mehrkosten.

Die Flanschen können mit Vor- und Rücksprung (DIN 2252) oder mit Nut und Feder (DIN 2251) zur Aufnahme von Flachdichtungen versehen werden. Runddichtungen können in eine Eindrehung gemäß DIN 2253 gelegt werden. Gegenüber glatten Flanschen haben diese Konstruktionen den Nachteil, daß das Auswechseln schadhafte gewordenen Dichtungen von fertig verlegten Leitungen umständlicher ist, weil die Flanschen bzw. Rohre weiter auseinander geschoben werden müssen, als dies bei glatten Stirnflächen der Fall sein würde.

## 3. Schrauben.

Der handelsübliche Schraubenwerkstoff St. 38. 13 nach DIN 1613 soll für alle Medien ab ND 40 keine Verwendung finden und ist derselbe auch vor allem für Heißdampfleitungen über 300° C ungeeignet, da seine Streckgrenze bei höheren Temperaturen rasch abnimmt und er bei vorausgegangener Kaltreckung stark altert.

Nach DIN 2507 soll für Heißdampf als Mindestgüte Flußstahl St. C. 35. 61 ausgeglüht Verwendung finden, mit einer Zugfestigkeit von 50 bis 60 kg/mm<sup>2</sup> bei 23% Dehnung und mindestens 28 kg/mm<sup>2</sup>



Streckgrenze, welches der Alterungsgefahr weniger ausgesetzt ist. Selbstverständlich müssen auch die Muttern aus einem Sonderstahl angefertigt werden, dürfen also nicht aus Preßmutterneisen bestehen.

Für Höchstdruckleitungen kommen Schrauben aus St. C. 45. 61 und St. C. 60. 61 oder noch besser aus 3proz. Nickelstahl zur Verwendung.

Zur Vermeidung von Verwechslungen gegenüber den gewöhnlichen Handelsschrauben werden die Schrauben aus Spezialmaterial nicht als Sechskantkopfschrauben, sondern als Bolzenschrauben mit beiderseits Muttern und evtl. einem weiteren besonderen Kennzeichen — kleiner zylindrischer Ansatz auf den Kugelkuppen — versehen.

#### 4. Gewindemuffen.

Rohre kleineren Durchmessers, wie sie bei Zentralheizungen, Gas- und Wasserleitungen in Gebäuden gebraucht werden, werden mit Gewindemuffen (Abb. 41/T. 6) verbunden. Soll eine bestimmte Länge genau eingehalten werden und ist demnach ein beiderseitiges Anziehen auf das kegliche Gewinde nicht statthaft, so kommen Muffen mit zylindrischem Gewinde und Gegenmutter (Abb. 43/T. 6) zur Verwendung. Für hohen Druck ist diese Verbindung nicht geeignet, weil in diesem Falle die Abdichtung Schwierigkeiten bereitet.

Soll die Verbindung leicht lösbar sein, so verwende man an Stelle der Gewindemuffen Verschraubungen, diese gestatten ein müheloses Ausbauen, sind dafür aber teurer im Preis.

#### 5. Muffenverbindungen.

Flanschenverbindungen sind ungeeignet für Rohrleitungen, die unmittelbar in die Erde verlegt werden, weil die Gefahr besteht, daß die Schrauben festfrosten. Man verwendet für solche Fälle in der neuesten Zeit mit Vorliebe Schweißverbindungen für die Rohrrundnähte, mittels welcher die Rohre an Ort und Stelle durch die Gas- oder elektrische Schweißung zu ganzen Rohrsträngen verbunden werden.

Die bei Einführung der Autogenschweißung angewandte Stumpfschweißung bei einer Verbindung von Röhren größeren Durchmessers hat den Nachteil, daß sie ungeeignet ist, größere Zug- und Biegebbeanspruchungen aufzunehmen, und demzufolge entstanden oft Brüche in den Schweißnähten.

Diese Nachteile werden vollkommen behoben durch die Klöpperschweißmuffenverbindungen (Abb. 68 bis 70/T. 7), weil bei diesen die Beanspruchungen nicht von der eigentlichen Schweißnaht, sondern von den Bördeln derselben, also vom Rohr selbst, aufgenommen werden.

Die Ausführung nach Abb. 70 (T. 7) bietet außerdem den Vorteil, daß mit ihr auch bei Verlegung in Bogenform leicht eine zuverlässige Verbindung hergestellt werden kann.

Die Rohre mit dieser Klöppler-Kugelmuffe lassen eine Winkelung bis  $6^\circ$  zu. Man kann deshalb durch diese teilweise die Verwendung spezieller Bogenstücke vermeiden und vereinfacht dadurch die Verlegung. Das Umbördeln geschieht nach vorheriger Erwärmung mit dem Schweißbrenner. Der Zusammenbau kann größtenteils außerhalb des Rohrgrabens stattfinden. Strecken von etwa 50 m Länge werden in den Graben gebracht und die restlichen Nähte im Graben hergestellt. Es hat sich in der Praxis gezeigt, daß in dieser Weise hergestellte Rohrleitungen einen außerordentlich großen Widerstand gegen Beanspruchung durch Erdbewegung usw. haben.

Eine viel angewandte Schweißverbindung ist auch die mittels Schweißmuffe (Abb. 65/T. 7). Bei dieser wird das eine Rohrende zylindrisch aufgemufft und die Kante der Muffe mit der Außenkante des Schwanzendes autogen oder elektrisch verschweißt. Bei dieser Verbindung ist jedoch die Schweißnaht nicht wie bei den vorher beschriebenen Klöppler-Schweißverbindungen bei Zugbeanspruchungen in Richtung der Rohrachse entlastet. Der Vorteil besteht in der Zentrierung und Lagerung des Schwanzendes in der Muffe.

Die Strenger-Muffe nach Abb. 67 (T. 7) bringt durch ihre zusätzlichen Schweißtropfen eine gute Entlastung der Schweißnaht und sind mit dieser Verbindung auch schon Hunderte von Kilometern verlegt.

Andere Schweißverbindungen mit teilweiser Entlastung der Schweißung werden in den Abb. 71 und 72 (T. 7) gezeigt.

Für Leitungen kleineren Durchmessers, die nicht in unsicheres Erdreich verlegt werden und für nicht zu hohen Betriebsdruck bestimmt sind, kann vielfach die einfache Stumpfschweißung der Nähte angewandt werden. Öfters beschränkt man sich darauf, in dieser Weise Doppellängen herzustellen und bei höheren Drücken diese Stumpfnähte zusätzlich durch die sogenannten Höhnschen Laschen (Abb. 73/T. 7) oder Überschieber (Abb. 74/T. 7) zu sichern, die übrigen Verbindungen werden mit Flanschen ausgeführt.

Neben den Schweißmuffen verwendet man auch vielfach Muffen, die denjenigen der Gußrohre entsprechen und bei Gas- und Wasserleitungen sehr verbreitet sind.

Bei nahtlosen Rohren wird die Muffe im allgemeinen aus dem im Pilgerverfahren gewonnenen verstärkten Rohrende (Pilgerkopf) hergestellt. Bei wassergasgeschweißten Rohren wird die Muffe an das Rohr angewalzt. Wie Abb. 76 (T. 7) zeigt, wird diese Dichtung mit Hanfstrick und Bleivorlage hergestellt. Bei dieser Konstruktion wird der Hanf hineingestemmt, bis noch ein bestimmter Raum für das Blei

übrigbleibt. Dann wird die Muffe vorne bis auf eine Eingußöffnung mit Ton verschlossen und die Muffe mit Blei vergossen. Nach Erkalten wird der Tonring abgenommen und das vorstehende Blei mit Stemmeisen teilweise in die Muffe getrieben. Die Dichtigkeit des Bleiringes wird dadurch noch vergrößert. Namentlich bei Stahlmuffenrohren wird oft das Blei in Form von Bleiwolle (Zöpfe aus dünnen Bleidrähten) eingebracht oder zwischen Hanfstrick und gegossenem Bleiring liegt noch ein solcher aus Bleiwolle. Die Ausbildung der Muffe weicht oft von der in 1882 gemeinschaftlich von dem Verein Deutscher Ingenieure und dem Verein Deutscher Gas- und Wasserfachmänner festgelegten Normalform ab. Eine Spezialausführung der Bleimuffe ist die sogenannte Schalker Muffe und die neue Schalker Muffe D.R.P., (Abb. 76/T. 7) für Doppeldichtung mit Prüfloch für ein Riechrohr, (Abb. 77/T. 8). Dieselben werden besonders für Gasleitungen im Bergbauggebiet angewandt, wo der Untergrund unsicher ist oder bei aufgeschüttetem lockeren Boden. Das glatte Rohrende wird in den langen Führungshals nur bis zur Hälfte eingeführt, um die Muffe nachgiebig zu machen. Eine weitere Dichtungsart ist die mittels Gummiring. Hier tritt Gummi an die Stelle des Hanfs, der Gummiring kann von einem vorgesetzten Flanschring (Abb. 78/T. 8) gehalten werden.

Sowohl die Schalker Muffe als letztere Ausdehnungsmuffe mit langem Führungshals und Flanschsicherung findet auch Verwendung als Ausdehnungsmuffe zum Einschalten in gewissen Abständen in zusammengeschweißte Stränge von Gasfernleitungen, wofür bei höheren Drücken eine Spezialkonstruktion (Abb. 79/T. 8) in Frage kommt.

Bei dem Normenausschuß der Deutschen Industrie sind diese Muffenkonstruktionen auch in Bearbeitung, jedoch sind die Arbeiten noch nicht so weit gediehen, daß eine Aufnahme in dieses Buch stattfinden konnte.

Ein wesentlicher Unterschied der Schweißmuffenverbindung liegt darin, daß bei den Muffen mit eingestemmtm Dichtungsmaterial nie eine dauernd vollständige Dichtheit erreichbar ist. Die beschriebenen Muffenverbindungen können nicht ohne Zerstörung der Dichtung gelöst werden, sind also nur geeignet für Leitungen, die auf lange Dauer ohne Änderungen gebraucht werden.

## 6. Nietverbindungen.

Hauptsächlich für Wasserturbinenleitungen größerer Abmessungen wird die Nietmuffe verwandt, die eine große Sicherheit bietet. Bewährte Ausführungen zeigen die Abb. 80 und 81 (T. 8).

## 7. Schnellkupplungen.

Im Aufbau der Muffenverbindung verwandt sind die Phönix-Schnellkupplungen, die aber im Gegensatz zu jenen außerordentlich leicht

hergestellt und gelöst werden können. Zur Dichtung dient ein Gummiring, der nicht, wie bei den oben erwähnten Konstruktionen, das Schwanzende umschließt, sondern an der Stirnseite des Rohres anliegt, wie Abb. 82 (T. 8) zeigt.

Bei den festen Muffenverbindungen wird die Kraft zum Zusammenhalten der Rohre hauptsächlich von den eingestemmtten Bleiringen ausgeübt, bei der Schnellkupplung bewirkt eine Keilverbindung diese Kraft. Die Form wurde derartig gewählt, daß eine Winkelung der Rohre bis  $10^{\circ}$  möglich ist, deshalb eignet sich diese Verbindung hervorragend in all den Fällen, wo eine Leitung in unebenes Gelände provisorisch verlegt werden muß.

Schnellkupplungsrohre sind sowohl zur Fortleitung von Flüssigkeiten wie auch von Gasen geeignet. Ein Beispiel der letzten Verwendung ist für die Preßluftanlagen auf Werften und im Hochbaubetriebe. Wichtige Verwendungsgebiete sind weiter im Tief- und Wasserbau, für provisorische Pumpenleitungen zur Entwässerung von Baugraben auf Zeehen über und unter Tage. Bei Baggararbeiten, Löschen von Tankschiffen. Für Feuerlöschzwecke besonders im ungünstigen Gelände der Grubenbetriebe. Für Spülkippanlagen der Abraumbetriebe von Braunkohlenwerken. Für Kraftzentralen zum Berieseln der Koks- und Kohlenhalden.

In all diesen Betrieben ist es von großem Vorteil, daß die Leitungen schnell verlegt und umgelegt werden können. Durch die einfache Herstellung der Verbindung, die auch von ungelernten Arbeitern gut ausgeführt werden kann, wird gerade dies von der Phönix-Schnellkupplung in höchstem Maße als von sonst einer Verbindung gewährt.

Für den Anschluß an vorhandene Leitungen und zur Herstellung von Abzweigen wurden geeignete Hilfsstücke ausgebildet (Abb. 83 und 84/T. 8). Bei der Verlegung auf freiem Felde wird ein Verschmutzen der Rohre verhindert und die Verlegung noch weiter vereinfacht, indem die in Abb. 85 (T. 8) abgebildeten Feldleitungsböcke verwandt werden.

## 8. Abzweigungen in den Rohrleitungen, Formstücke.

Die Rohrleitung verzweigt sich in den meisten Fällen bzw. ändert ihre Richtung, so daß Abzweigungen in Form von Bogen, aufgeschweißten Stutzen oder durch besondere Formstücke erforderlich werden.

Biegungen werden entweder im Rohr direkt (Abb. 86 bis 89/T. 8) oder durch Krümmer in Stahlguß oder Gußeisen (Abb. 90/T. 8) herbeigeführt. Abzweigstücke, T-Stücke usw. werden bei niederen Drücken in Gußeisen und bei höheren Drücken — speziell Dampf — in Stahlguß mit stark gerundeten Übergängen vorgesehen, um den Druckverlust möglichst gering zu halten (Abb. 91 und 92/T. 8).

## C. Armaturen und besondere Spezialapparate zur Messung, Druckregelung und Sicherheit usw.

### 1. Armaturen.

Als Absperrorgane für die verschiedenen zu leitenden Stoffe (Wasser, Dampf, Luft, Gas, Öl usw.) kommen Hähne, Ventile und Schieber in Frage. Das vorzuschlagende Absperrorgan bzw. dessen Ausführungsart und Materialwahl richten sich nach den Betriebsverhältnissen, die man den Armaturenwerken bei Anfrage immer angeben muß.

Hähne finden als gewöhnliche (Abb. 93) und Stopfbüchshähne (Abb. 94/T. 8) bei kleineren Durchmessern und geringeren Drücken Verwendung. Je nach Verwendungszweck erfolgt die Lieferung entweder ganz in Gußeisen oder das Gehäuse kommt in Gußeisen bzw. Stahlguß und das Küken in Rotguß oder Spezialbronze zur Ausführung.

Bei Wasser- und Gasleitungen normaler Verhältnisse kommen hauptsächlich gußeiserne Keilschieber flacher Bauart oder — bei höheren Drücken — mit ovalem Gehäuse in Frage (Abb. 95 bis 97/T. 8) mit innen- oder außenliegender Spindel. Während man bisher bei Gasleitungen niederer Drücke Eisen auf Eisen dichten ließ, kommen bei den jetzigen höheren Drücken Dichtungsringe aus Spezialbronze und Spezial-Stopfbüchsenpackungsmaterial in Frage.

Um das Eindringen von Luft zu verhindern, bringt man bei Vakuumleitungen an der Stopfbüchse Wasser- oder Öltassen gemäß Abb. 98 (T. 9) an.

Abb. 99 und 100 zeigt einen Parallelabsperrschieber mit zweiteiliger Schieberplatte, wie er für Rohöl oder Rohbenzin Verwendung findet, und zwar Abb. 99 bis 20 und Abb. 100 (T. 9) bis 100 at Betriebsdruck.

Für Heißgasleitungen kommen Schieber nach Abb. 102 in Frage. Der Keil besteht hierbei aus 2 Keilplatten mit parallelen Dichtflächen. Zwischen den Keilplatten sind an vier Stellen Druckrollen gelagert, die beim Schließen des Schiebers durch feste Andruckstellen im Gehäuse gegen konische Andruckflächen der Keilplatten gedrückt werden und durch Auseinandergehen der Keilplatten die Abdichtung bewirken. Abb. 103 (T. 10) zeigt einen Heißgasschieber mit Wasserabsperrung.

Wasserschieber normaler Verhältnisse erhalten Dichtungsringe und Spindel in Rotguß, während für Spezialausführungen (höhere Drücke und Temperaturen) Schmiedebronze oder V 2 A-Stahl in Frage kommt. Abb. 104 zeigt eine für Speiseleitungen höheren Druckes in Frage kommende Schieberausführung mit Säulenaufsatz und Umführung.

Während man bei den früheren Sattdampfleitungen bis 12 at hauptsächlich das normale Absperrventil (Abb. 105) benutzte, hat der hoch-

gespannte überhitzte Dampf und die damit verbundene Steigerung der Dampfgeschwindigkeit in bezug auf die Konstruktion und das zur Verwendung kommenden Materials bedeutende Neuerungen mit sich gebracht, die zur Erreichung größter Wirtschaftlichkeit geringsten Druckverlust ergeben müssen.

Aus diesem Grunde findet selbst das genormte Absperrventil (Abb. 106/T. 10) nur noch bei den kleinen Durchmessern Verwendung, evtl. auch in geschmiedetem Gehäuse nach Abb. 107 (T. 10), wo zudem des besonderen Zweckes wegen der Druckverlust evtl. keine Rolle spielt, während man sonst zu den Ventilspezialkonstruktionen: Idealventil (Abb. 108), Koswaventil (Abb. 109), Rhei- (Abb. 110) und Freiflußventil (Abb. 111 und 112/T. 11) greift, die einen bedeutend geringeren Spannungsabfall zeigen.

Für Heißdampfleitungen mittlerer und großer Durchmesser kommt heute nur noch der Schieber mit parallelen Dichtflächen in Frage. Fast jede Armaturenfabrik hat ihre Sonderkonstruktionen auf den Markt gebracht, bei denen man grundsätzlich zwei Arten unterscheiden kann:

a) dampfdichtende Schieber, bei denen der Dampfdruck allein die Schieberplatte einseitig an die Gehäusedichtung anpreßt und eine einseitige Abdichtung ergibt. Zum Einbau in Ringleitungen — bzw. Leitungen mit beiderseitiger Flußrichtung — ist diese Bauart (die auch noch den Nachteil hat, daß die Dichtflächen während des ganzen Hubes oder in dessen letzterem Teil aufeinander schleifen, dadurch vorzeitig abnutzen und besonders bei höheren Drücken ein dauerndes Dichthalten nicht zu erreichen ist) also nicht geeignet, sondern

b) die Schieber mit nach beiden Seiten mechanisch angepreßten Dichtplatten.

Im Prinzip ist die Ausführung nach a der einzelnen Fabrikate die gleiche, man hat nur solche mit ungeteilter und geteilter Schieberplatte (Abb. 113 und 114) zu unterscheiden.

Der Seraschieber (Abb. 115) von Schäffer & Budenberg und der Dingler-Schieber (Abb. 116) stellen ein Zwischending zwischen a und b dar; zum leichten Anpressen durch einen zentral drückenden Keil oder durch Exzenternocken auf die geteilten Dichtplatten muß der einseitige Dampfdruck noch zusätzlich das vollständige Abdichten herbeiführen.

Auf Abb. 117 (T. 13) bis 124 (T. 15) sind einige der bekanntesten Schieberkonstruktionen mit mechanisch angepreßten Dichtplatten dargestellt. Die Wirkungsweise dieser Schieber sei kurz geschildert:

Abb. 117 (T. 13). Zweibrücker Schieber. Beim Schließen des Schiebers durch Handraddrehung drückt die Spindel auf die im Gehäuse geführten, zweiseitigen parallelen Schieberplatten und der untere Spreizbolzen *B* überträgt rückwirkend den durch die Spindel ausgeübten Druck durch die Spreizkugeln *K*, wodurch die Schieberplatten auf die Dichtflächen des Gehäuses angepreßt werden.

Abb. 118 (T. 13). Der Polte-Schieber. Am unteren Spindelende sind drei zylindrische Körper exzentrisch so angeordnet, daß bei Handraddrehung in der einen Richtung die beiden Abschlußplatten an die Gehäusedichtflächen mechanisch angepreßt und bei entgegengesetzter Spindeldrehung mechanisch abgezogen werden.

Abb. 119 (T. 13). Sempell-Schieber. Die mechanische Anpressung der Schieberplatten erfolgt durch die keilförmige Ausbildung der Spindel. Erstes Abheben der Dichtplatten vor dem Öffnen erfolgt durch Gelenke und das weitere Abziehen durch die im Gehäuse angefrästen Schrägen.

Abb. 120 (T. 14). Schumann-Schieber. Ein durch die Spindel herabgedrückter Bügel  $e$  dreht in Verbindung mit einer Daumenscheibe  $g$  die Gewindemuttern  $h$ , wodurch die Platten  $f$  auseinandergeschraubt und gegen die Gehäusedichtflächen gedrückt werden.

Abb. 121 (T. 13). Seiffert-Schieber. Das Anpressen der Dichtflächen in der Schlußstellung erfolgt durch Drehbewegung von Mutterschalen unter Einfluß von durch die Spindel betätigten Lenkern, wobei von Vorteil ist, daß die Abschlußplatten selbst keine Drehbewegung ausführen und damit auch nicht verschleifen und schleifen.

Die in Abb. 125 (T. 15) dargestellte Seiffert  $S_4$ -Schieber-Ausführung mit zwangseiner, beiderseitiger, nahezu entlasteter Abdichtung wird ohne besondere Umföhrung für Nenndruck 64 und darüber, d. h. Betriebsdruck 40 at und darüber, hergestellt. Sie hat den Vorteil, daß nicht Abschlußplatten mit oder gegen den auf den vollen Kreisquerschnitt des Schiebers ruhenden Druck bei der Öffnungs- und Schließbewegung in Richtung der Rohrachse vor- und zurückbewegt werden, sondern nur Preßringe mit einem Querschnitt von dem Bruchteil des vollen Kreisquerschnittes des Schieberdurchganges. Dies wird dadurch ermöglicht, daß die eigentliche, mit rohrförmigen Ansätzen und mit in Nuten geföhrten Rippen versehene Abschlußplatte den auf sie von beiden Seiten wirkenden Druck auf das Gehäuse überträgt und wirkt sich dieser wesentliche Unterschied in den Druckbeanspruchungen vorteilhaft aus, indem kein besonderer Kraftaufwand am Handrad erforderlich ist.

Das Öffnen des Schiebers erfolgt in der Weise, daß zunächst die Preßringe in Richtung der Rohrachse von den Sitzringen des Gehäuses abgezogen werden, ohne daß eine Aufwärtsbewegung des gesamten Abschlußkörpers stattfindet, weil dies durch die Verriegelungsvorrichtung verhindert wird. Sobald die Verriegelungsvorrichtung gelöst ist, findet zwischen den Rohranschlüssen  $I$  und  $II$  der Druckausgleich statt, so daß jetzt erst der gesamte Abschlußkörper ohne Drehbewegung und damit ohne jedes Schleifen und ohne jeden Verschleiß der abdichtenden Flächen in das Oberteil des Schiebers gehoben werden kann. Die Schließbewegung erfolgt in der Weise, daß der Abschlußkörper zunächst so lange in Richtung der Spindelachse abwärts bewegt wird, bis die an der Abschlußplatte vorhandenen Vorsprünge auf den Gehäuseknaggen aufsitzen. Sobald dies der Fall ist, ist es erst möglich, die abdichtenden Teile in Richtung der Gehäusesitzringe bis zur abschließenden Stellung zu bewegen, wobei gleichzeitig auch die Verriegelungsvorrichtung in Wirksamkeit tritt.

Durch Anordnung eines Gewindestopfens, Probierventiles usw. an die am tiefsten Teil des Gehäuses angebrachte Gewindewarze kann die Dichtigkeit des Schiebers nachgeprüft werden.

Für die Ableitung des sich bildenden Dampfwassers sind für jede Einbaustellung die erforderlichen Warzen vorhanden.

Abb. 122 (T. 13). Babcock-Schieber. Die Dichtplatten  $I$  sind in Hebeln 2 drehbar gelagert, welche an der beweglichen Traverse 3 befestigt sind. Die seit-

liche Bewegung der Hebel wird durch das Druckstück 4 mittels der Druckrolle 5, die im oberen Hebelende durch Tragbolzen gelagert ist. An einer Nase des oberen Hebelendes ist eine Rolle 6, die im Schiebergehäuse durch die Führungsleiste 7 geführt wird. Das Abheben der Schieberplatte vor dem Öffnen erfolgt dadurch, daß der Tragbolzen der Druckrolle 5 an beiden Enden Führungsrollen 8 hat, welche in die Schlitten 9 des Druckstückes 4 geführt werden.

Abb. 123 (T. 14). Fischbach-Schieber. Bei Handraddrehung bewegt sich die Schieberspindel auf der Handradspindel hoch und nieder und überträgt ihre Bewegung nach erfolgtem Aufstützen der Schieberplatten oder vor dem Emporsteigen aus dieser Lage, durch Vermittlung von Gelenkstücken und Kurbeln, auf die Druckspindeln. Die Drehung der letzteren bewirkt eine axiale Verschiebung der Entlastungsventile und somit ein Anpressen oder Abheben der Abschlußorgane.

Abb. 124 (T. 15). Simplum-Schieber. Durch Linksdrehen des Handrades dreht sich die Gewindespindel 2 in die Schieberspindel 3 hinein und hebt diese hoch, ohne sie zu drehen. Die an der oberen Traverse 4 befestigten Keile 5 und der Anpreßkeil 6 machen die Aufwärtsbewegung der Spindel mit, während die Abhebekeile 5 an der oberen Traverse die Platten am oberen Rand zurückdrücken und einen Spalt zwischen den Dichtungsringen freigeben, der den Dampf von der einen Seite des Schiebers auf die andere Seite hindurchströmen läßt. Erst nachdem der obere Spalt eine gewisse Größe erreicht hat, tritt die untere Traverse 7 mit ihren Keiflächen in Wirksamkeit und hebt die Platten an ihrem unteren Rande ab, bis die Platten aus ihren seitlichen Führungen herausgetreten sind. Das seitliche Abziehen der Platten von den Dichtungsringen hat den Zweck, ein Schleifen der Ringe aufeinander zu verhindern. Sobald Druckausgleich hergestellt ist, werden die Platten aus dem Durchgang herausgezogen. Bei weiterem Drehen des Handrades laufen die Keile 5 auf eine schräge Fläche der Führungsleisten im Gehäuse auf und drücken die oberen Kanten der Platten unter einen Ansatz 8 der Spindel. Die Platten sind jetzt fest an der Spindel gelagert und gezwungen, die Bewegung der Spindel mitzumachen, bis der Durchgang vollkommen freigegeben ist.

Das Schließen erfolgt durch Rechtsdrehen des Handrades. Die Platten werden durch Herunterschrauben der Spindel wieder vor die Dichtungsringe gebracht und zuerst unten, dann oben durch die Keile freigegeben und von dem mittleren Anpreßkeil 6 fest auf ihre Dichtungsringe gedrückt.

Die ferner in den letzten beiden Jahren auf den Markt gekommenen „Drehventile“ (D. R. P.) mit beiderseitiger Dichtmöglichkeit nach Schieberart der Firmen Borsig, Dingler und ARG (Abb. 126 bis 129/T. 16) haben den Vorteil geringerer Bauhöhe, geringen Druckverlustes, rascherer Schließzeit und keines Steigens der Spindel, so daß ein Dichthalten der Stopfbüchse eher gegeben ist, obwohl man auch bei Schiebern durch Spezialpackungen diesen bisherigen Mangel behoben hat.

Alle diese Dampfschieber erhalten Gehäuse in Stahlguß — bei höheren Drücken geschmiedete Ausführung —, Dichtungsringe in Nickel oder sonst einem erprobten Spezialmaterial der betreffenden Lieferfirma, Spindel und sonstige Schmiedeteile aus Spezialstahl sowie metallische Stopfbüchsenpackungen entsprechend der hohen Dampftemperatur.

Ab NW 150 erhalten die Dampfabsperroorgane in der Regel Um-



führungsventile, da sonst bei dem hohen einseitigen Dampfdruck ein Öffnen sehr erschwert bzw. unmöglich wäre, wobei das langsame Vorwärmen des bisher abgesperrten Leitungsteiles über das Umführungsventil von Vorteil ist.

Die normale Betätigung der Armaturen erfolgt durch Handrad. Bei besonderer Lage sind Spezialantriebe wie Kettenrad und Kette, Stirnrad- oder Kegelradübersetzung mit Spindelverlängerung und Kugelenken, Flursäulen usw. erforderlich, wie die Abb. 130 (T. 16) bis 138 (T. 17) zeigen. Bei großen Anlagen kommt auch die zentrale Betätigung der Armaturen von einer Stelle aus durch elektrische Fernbetätigung eines den Schieber schließenden Elektromotors in Frage. Armaturen an Gefahrenpunkten erhalten auch „Schnellschluß“betätigung, wofür die Armaturenfabriken von Fall zu Fall Vorschläge machen, z. B. Schnellschlußbetätigung der Koswa-Ventile gemäß Abb. 139 (T. 18). Im Falle einer Gefahr können diese von einer oder mehreren beliebig weit entfernt gelegenen Stellen aus durch Schließen eines Stromkreises, durch Drahtzug oder ähnliches plötzlich geschlossen werden. Abb. 140 (T. 18) zeigt Schnellschlußbetätigung des Fischbach-Schiebers von Hand aus durch Zusammenknicken des gelenkig ausgebildeten Ansatzbügels mittels Zahnradantriebes, das Öffnen durch Wiederaufrichtung desselben. Abb. 140 (T. 18) links zeigt das Schnellschlußschieberventil im offenen und rechts im geschlossenen Zustand. Abb. 141 zeigt ein wagrecht eingebautes Schieberventil mit verlängerter Antriebsspindel und Fernbetätigung an zwei Stellen durch Handrad. Abb. 142/19 zeigt ein senkrecht eingebautes Schieberventil mit waagrecht verlängerter Antriebsspindel und damit verbundener Seilscheibe, die bei geöffnetem Schieber durch eine Sperrklinke an ihrer Umdrehung gehindert wird. An einem über eine Rolle und um die Seilscheibe geleiteten Drahtseil ist ein Fallgewicht befestigt, welches nach Auslösung der Sperrklinke mit großer Geschwindigkeit abwärts gleitet und dadurch die Seilscheibe mit der Antriebsspindel zum Zweck des Schnellschlusses in Umdrehung setzt.

Die Handauslösung erfolgt durch Zug an der beliebig langen, evtl. über Leitrollen geführten Kette.

Die elektrische Auslösung erfolgt durch Schließen eines Kontaktes an beliebiger Stelle mittels Druckknopfes, wobei unter Verwendung eines Relais der Zugmagnet eingeschaltet wird. Abb. 143 (T. 19).

Das Öffnen geschieht in der vorher beschriebenen Weise durch Betätigung des Hauptspindelhandrades.

Die Drehventile nach Abb. 126 bis 128 (T. 16), die — gegenüber den normalen Absperrschiebern — schon bei Handbetrieb den Vorteil rascherer Schließzeit haben, können auch noch mit Schnellschlußbetätigung evtl. von größerer Entfernung aus versehen werden.

## 2. Sicherheitsventile.

Sicherheitsventile sollen verhindern, daß Rohrleitungen, Maschinen und Apparate usw. einem höheren Druck ausgesetzt werden als dem vorgesehenen. Je nach Verwendungszweck erhalten die Sicherheitsventile verschiedene Ausführungen nach Abb. 144 bis 147 (T. 21). Ventile mit Gewichtsbelastung kommen namentlich bei ortsfesten Dampfkesseln in Frage, während federbelastete Ventile bei Speiseleitungen, Druckluftanlagen usw. Verwendung finden.

## 3. Druckminderer.

Druckminderer verschiedenster Bauart mit Feder-, Membranen-, Differenzkolbenimpuls usw. nach Abb. 148 (T. 20) bis 162 (T. 24) dienen zum Herabsetzen des Druckes von Dampf, Luft und Wasser für bestimmte Betriebszwecke. Abb. 149 bis 151 (T. 21) stellen Reduzierventile mit Membrane und Federbelastung dar, während Abb. 152 (T. 22) den Dampfdruckminderer „Ideal“ zeigt, der entlastete Doppelsitz-Ventilkegel und pendelnde direkte Gewichtsbelastung ohne Quecksilberfüllung besitzt. Der Steuerkolben ist im Kondenswasserraum so angeordnet, daß das Wasser den Kolben von unten nach oben betätigt, so daß der Kolben nur von reinem Kondenswasser — und zwar infolge des Minderdruckes, welcher auf die Wassersäule wirkt — gehoben wird.

Abb. 153 (T. 21) zeigt den Allo-Druckregler, bei welchem durch das Belastungsgewicht  $C$  in Verbindung mit dem Steuerkolben  $B$  einem bestimmten Druck in gewissen Grenzen das Gleichgewicht gehalten wird. Steigert sich die Entnahme des Mediums, so sinkt der eingestellte Minderdruck einen Bruchteil einer  $at$ , wodurch der Gleichgewichtszustand zwischen dem Belastungsgewicht  $C$ , das von oben nach unten wirkt, und dem Druck des Mediums, der von unten nach oben gerichtet ist, gestört wird. Der Steuerkolben sinkt also, so daß durch die Hebelübertragung der Ventilquerschnitt vergrößert wird und sofort eine größere Menge zum Niederdruck überfließen kann, so daß der ursprünglich eingestellte Minderdruck im Augenblick wieder hergestellt ist.

Die Abb. 154 (T. 22) zeigt die Arbeitsweise des Askania-Reglersystems. Es ist in diesem Schema eine Dampfdruckregelung dargestellt, bei der durch Drosselung des höheren Vordruckes in der Leitung  $1$  der Dampfdruck durch die Betätigung des Ventils  $3$  auf einer bestimmten Höhe gehalten werden soll.

Das Steuerwerk  $7$  des Reglers ist mittels einer Meßleitung  $2$  mit der Stelle der Dampfleitung verbunden, an der konstanter Druck gewünscht wird. An die Meßleitung ist ein Druckinstrument  $8$  angeschlossen zwecks Einstellung und Kontrolle des Reglers. Der Druck wirkt auf die Röhrenfeder  $12$  und wird mittels eines Druckstiftes  $13$  auf das sogenannte Strahlrohr  $14$  übertragen.

Von der Gegenseite drückt eine Einstellfeder *9* auf das Strahlrohr. Durch den Einstellschieber *10* kann die Spannung der Gegenfeder *9* verstellt werden. Das System befindet sich im Gleichgewicht, wenn das Strahlrohr in der Mittelstellung ist, d. h. wenn die Federkraft und der Druck der Röhrenfeder gleich groß ist.

Das Strahlrohr ist eine Düse, die um eine senkrechte Achse drehbar gelagert ist.

Dem Strahlrohr wird durch die senkrechte hohle Achse Drucköl von einigen Atmosphären Druck zugeführt, das, falls nicht vorhanden, durch ein kleines Pumpwerk erzeugt wird. Die Druckflüssigkeit durchströmt das Strahlrohr und tritt an der Spitze mit voller Energie aus. Vor dem Strahlrohr befinden sich zwei dicht nebeneinander liegende Öffnungen vom lichten Strahlrohrdurchmesser, die ihrerseits mit den beiden Zylinderräumen zu beiden Seiten des Kolbens *4* verbunden sind. In der Mittelstellung des Strahlrohres trifft der Ölstrahl mitten vor beide Öffnungen. Bei einer Abweichung des Druckes von dem an Schieber *10* und der Feder *9* eingestellten Sollwert wird das Strahlrohr *14* nach links oder rechts abgelenkt.

Hierdurch wird die eine oder andere der beiden Gegenöffnungen mehr getroffen. Der Öldruck wirkt auf die betreffende Öffnung und auf die mit ihr in Verbindung stehende Kolbenseite des Steuerzylinders *4*, während die andere Kolbenseite entlastet wird. Es setzt sofort eine Bewegung des Kolbens ein in dem Maße, wie Drucköl nachströmt; dadurch ist die Korrektursteuerung des mit der Kolbenstange gekuppelten Drosselorgans eingeleitet. Sowie der eingestellte Druck wieder erreicht ist, befindet sich das Strahlrohr in der Mittelstellung und der Flüssigkeitsstrahl trifft mitten vor beide Öffnungen. Der Druck auf beiden Kolbenseiten ist wieder gleich groß, der Steuerimpuls auf den Kolben ist verschwunden und die Kolbenstellung bleibt nun solange fixiert, bis eine neue Druckänderung im Dampf auftritt.

Der Ava-Regler nach Abb. 155 (T. 22) ist ebenfalls ein indirekt gesteuertes Regelorgan, das aus drei Hauptbestandteilen besteht:

1. der Vorsteuerung oder Relais,
2. der Ölsteuerung mit Rückführung,
3. dem Kraftzylinder mit Regelventil.

Das Relais hat die Aufgabe, durch Einwirkung des zu regelnden Druckes, Temperatur oder dgl. die Ölsteuerung durch Veränderung des Steueröldruckes zu verstellen, welcher seinerseits dem jeweiligen Betriebszustand entsprechend das Regelventil mittels des Kraftkolbens verstellt.

Das Relais besitzt eine Membrane  $x_2$ , auf welcher der zu regelnde Druck lastet. Dagegen liegt ein mittels Reguliermutter  $k$  verstellbarer Stift  $p_1$ , welcher einen am unteren Ende als Gabel ausgebildeten Hebel  $m_1$  gegen eine Federspannung verstellt. Das gabelförmige Ende des Hebels

greift über einen mit Schlitz versehenen Bolzen  $s_1$ , dessen Bohrung mit dem Ölkreislauf in Verbindung steht. Am Relais anschließend ist die Ölsteuerung angeordnet. Die Bohrung des Bolzens  $s_1$  steht mit einem Druckraum in Verbindung, in welchem ein federbelasteter Steuerkolben  $g_1$  arbeitet. Er ist gleichzeitig als Steuerschieber ausgebildet und mit einer Steuerhülse  $u_1$  umgeben. Sie wird von einem Hebel  $w$ , welcher andererseits an der Ventilspindel anliegt, verstellt. Steuerhülse und Hebel werden kurz als Rückführung bezeichnet.

Das Steueröl tritt, solange das Ventil infolge Überdruckes geschlossen ist, aus den Schlitz im Bolzen  $s_1$ , so daß kein Steueröldruck entstehen kann. Federt die Membrane bei Druckabfall zurück, so folgt der Hebel  $m_1$  nach rechts und verdeckt mehr oder weniger die Schlitz, wodurch ein Öldruck entsteht, der den Steuerkolben  $g_1$  abwärts schiebt und hierbei die Einlaßkanten für das Drucköl zum Kraftkolben freigibt. Dieser wird angehoben, wobei das Ventil öffnet. Gleichzeitig wird mittels Hebel  $w$  die Hülse  $u_1$  dem Steuerkolben so weit nachgeschoben, bis die Einlaßkanten wieder verdeckt und dadurch die Ventilbewegung aufgehoben wird. Das Ventil öffnet nur der Größe der Impulsauswirkung entsprechend, so daß der Beharrungszustand augenblicklich wieder hergestellt wird. Bei steigendem Druck erfolgt die umgekehrte Funktionsbewegung. Überströmregler arbeiten im umgekehrten Sinne. Regler für alle anderen Zwecke unterscheiden sich nur in der Ausbildung des Relais.

Zum Betrieb der Ava-Regler ist ein ständig kreisender Ölstrom erforderlich, welcher durch Ölpumpenaggregate erzeugt wird.

In Abb. 156 (T. 23) ist der Arca-Regler einfacher Bauart dargestellt, der hydraulisch betrieben wird; er besteht aus dem Regelorgan  $RV$  (Ventil), der darüber liegenden federbelasteten Stellmembrane  $M$  und dem hydraulischen Relais  $DR$ .

Die Wirkungsweise ist folgende: Die zum Betriebe des Druckreglers notwendige Betriebsflüssigkeit (Druckwasser oder Drucköl von 1 bis 5 at) tritt durch eine Leitung bei  $ZW$  in die Druckkammer  $DK$  ein, welche durch eine federbelastete Membrane  $M$  abgeschlossen ist. Aus der Druckkammer fließt die Betriebsflüssigkeit durch das Mundstück  $MS$  des Druckrelais  $DR$  wieder ab und verläßt das Relais bei  $AW$ .

Das zu regulierende Medium — z. B. Dampf — wirkt durch die Impulsleitung  $IL$  auf einen Membranbalg. Jede kleinste Druckveränderung des Dampfes bewirkt eine Längenänderung des Balges und damit eine Lagenveränderung des durch eine einstellbare Feder  $SF$  belasteten Hebels  $H$ . Durch die jeweilige Stellung des Hebels  $H$  wird aber der Austritt der Druckflüssigkeit aus dem Mundstück  $MS$  bald gehemmt, bald freigegeben.

Ist z. B. der Dampfdruck zu niedrig, so wird der Ausfluß aus dem Mundstück  $MS$  gedrosselt. Es entsteht in der Druckkammer  $DK$  Druck,

der die Membrane entgegen der Federspannung und damit den an ihr befestigten Ventilkegel des entlasteten Regulierventiles  $RV$  so weit anhebt, bis wieder der vorgeschriebene Druck erreicht ist.

Da die Bewegungen, die der Hebel  $H$  ausführen muß, um eine Verstellung des Regelorganes  $RV$  hervorzurufen, nur Bruchteile eines Millimeters betragen, ist die Genauigkeit des Arca-Reglers unerreicht.

Der Regelbereich des Druckreglers läßt sich in weitesten Grenzen durch Verstellung der Feder  $SF$  verändern.

Der Vorteil gegenüber den handelsüblichen Reduzierventilen liegt, abgesehen von der großen Präzision und Betriebssicherheit, darin, daß der Regler ganz unabhängig von den Schwankungen im Primärdruck den Sekundärdruck konstant hält und weiter, daß der Regel- und Steuermechanismus außerhalb des eigentlichen Dampfventiles und außerhalb des Dampfraumes liegen.

Da, wo die Verhältnisse und Abmessungen größere Stellkraft erfordern, wird anstatt der Stellmembrane ein gesteuerter Servomotor verwendet.

Für besondere Zwecke kommen auch Spezialausführungen mit Ölregulierung zur Lieferung.

Der in Abb. 157 (T. 23) dargestellte MAN-Regler ist ebenfalls ein mittelbar durch Öldruck betriebener Druckregler. Der zu regelnde Dampfdruck wirkt auf eine in der sogenannten „Regelzelle“ untergebrachte Plattenfeder. Ändert er sich, so biegt sich die Plattenfeder mehr oder weniger durch und diese Formänderung wird auf einen Regelhebel übertragen, der eine Öffnung in einem durch die Regelzelle führenden Druckrohr einer Ölpumpe öffnet oder schließt. Das von der elektrisch angetriebenen Pumpe kommende Drucköl von etwa 4 at Druck wird auf zwei Leitungen verteilt. Die eine Leitung steht mit dem Kraftzylinder des Regelventils in Verbindung und liefert Drucköl zum Öffnen und Schließen des Ventils. In dem anderen Leitungszweig sitzt eine Drosselschraube, die den Öldruck auf etwa 0,8 at herabsetzt. Letztgenannte Leitung führt zur oberen Seite des mit Spiel eingesetzten und in Öl schwimmenden Regelkolbens. Der Druck des Öles auf den Regelkolben spannt das angebrachte Federspannwerk. Durch den Ringspalt zwischen Regelkolben und Regelzylinder und durch einen Umföhrungskanal kann das Öl nach der unteren Seite des Regelkolbens und von da aus dem Druckrohr in der Regelzelle zufließen, aus welchem es durch die schon oben erwähnte Öffnung abströmen kann. Aus praktischen Gründen besteht die Öffnung aus einem Paar zu beiden Seiten des Druckrohres angebrachter Schlitze. Wird die Öffnung im Druckrohr durch Ausschlagen des Regelhebels geöffnet, so fällt der Druck unter dem Regelkolben, d. h. es entsteht zwischen Kolbenober- und -unterseite ein Druckunterschied, welcher eine Bewegung des Kolbens

nach unten hervorruft. Dies veranlaßt eine Verstellung des Steuerchiebers und eine Bewegung des Kraftkolbens; das Ventil wird, wenn es z. B. als Überströmventil die Aufgabe hat, den Druck vor dem Ventil konstant zu halten, geöffnet. Schließt der Regelhebel die Öffnung im Druckrohr, dann wird das Ventil geschlossen. Ein und dasselbe Ventil kann auch unter den Einfluß mehrerer Regelimpulse gestellt werden, derart, daß es z. B. öffnet, wenn in einer bestimmten Leitung 1 der Druck steigt, daß es schließt, wenn der Druck in einer Leitung 2 ein gewisses Höchstmaß übersteigt und öffnet, wenn er in der gleichen Leitung 2 einen bestimmten Mindestwert unterschreitet.

Die Regelventile sprechen auf Druckänderungen von  $\frac{1}{20}$  bis  $\frac{1}{10}$  an und haben sich bereits an zahlreichen Stellen im Betriebe bewährt. Es ist möglich, durch besondere einfache Vorkehrungen die Empfindlichkeit noch weiter zu steigern und als Regelimpulse nicht nur Druckänderungen, sondern auch Temperaturänderungen zu verwenden.

Für besondere Fälle können die Ventile so eingerichtet werden, daß der Druck, den sie halten sollen, in gewissen Grenzen von Hand oder auf elektrischem Wege verändert werden kann. Der jeweils eingestellte Druck wird solange konstant gehalten, als nicht eine Verstellung vorgenommen wird.

Während Abb. 158 (T. 23) den „Panta-Regler“ in seinem äußeren Aussehen zeigt, soll die schematische Darstellung (Abb. 159) zur Erklärung der Wirkungsweise dienen. An Hand dieser Darstellung, die zur Vereinfachung die konstruktiven Maßnahmen zur Entlastung der Steuerungsteile (spiegelbildlich gleiche Ausführung) unberücksichtigt läßt, kann die Wirkungsweise des Panta-Reglers z. B. für ein Reduzierventil, das den reduzierten Druck P 2 konstant halten soll, folgendermaßen beschrieben werden:

Der Druck P 2 wirkt über die Leitung 2 auf die Membran 3 und diese mittels des Stiftes 4 auf den in Schneiden gelagerten Hebel 5, an dem der Hilfsschieber 6 befestigt ist. Es wird nun das Druckmittel, z. B. Öl, durch die Rohre 7, 8 und 9 den Räumen 10 und 11 zugeführt. Von hier gelangt das Drucköl durch die im Steuerkolben 12 befindlichen Kanäle 13 und 14 in den im Schieber schlitzartig ausgebildeten Hohlraum 15. Je nach Stellung des vom Impulsdruck P 2 bewegten Schiebers 6 wird entweder die Öffnung zum Kanal 16 mehr freigelegt und in entsprechendem Maße die Öffnung zum Kanal 17 überdeckt oder umgekehrt. Bewegt sich z. B. der Hilfsschieber nach links, so wird durch den Kanal 16 mehr Öl fließen als durch den Kanal 17. Die Folge ist eine Drucksteigerung im Raum 19, welche nun den Steuerkolben 12 dem Schieber nachbewegt, und zwar so lange, bis wieder Druckgleichheit in den Räumen 18 und 19 erreicht ist. Der Steuerkolben 12 ist also hydraulisch an den Schieber gekuppelt. Das verdrängte Öl aus

den Räumen 18 und 19 fließt entweder durch den Kanal 17, die Öffnung 20 und das Rohr 22 oder durch den Kanal 16, die Öffnung 21 und das Rohr 23 ab.

Durch die Bewegung des Steuerkolbens 12 nach links im vorangegangenen Beispiel wird gleichzeitig dem Drucköl der Zulauf zum Raum 24 unter dem Servomotorkolben 25 durch die Rohre 7, 26 und 27 freigegeben und für den Raum 28 der Ablauf durch die Rohre 29 und 30 geöffnet. Hierdurch wird eine Öffnung des Ventils 1 erzielt, die jedoch mittels der Rückführung 31, 32 und 33 nur bis zu dem Maß erfolgen kann, welches der augenblicklichen Steuerkolbenstellung entspricht, da durch die vom Keil 31 in gleicher Richtung nachbewegte Rückführungshülse 33 die steuernden Kanten wieder zum Abschluß gebracht werden. Findet umgekehrt eine Bewegung des Hilfsschiebers 6 und damit des hydraulisch gekuppelten Steuerkolbens 12 nach rechts statt, so wird in umgekehrter Weise als der vorgeschilderten ein Schließen des Ventils 1 erzielt.

Die Regelanlage Sulzer wird normalerweise gemäß Abb. 160 (T. 25) angeordnet und besteht aus

1. dem zu verstellenden Ventil *A* in der Leitung *J-K* je nach dem Verwendungszweck als Zusatz-, Drossel-, Überström-, Reduzier- oder Abblaseventil, auch z. B. als Zusatz- und Abblaseventil kombinierter Bauart geliefert werden kann;

2. dem Dampfdruck-Empfänger *B* mit eingebautem Servomotor;

3. der Ölpumpe *D* mit Elektromotor;

4. den Ölleitungen und dem Behälter *E*.

Die Zahnradölpumpe mit Motorantrieb (Kraftbedarf ca. 0,25 PS) saugt das Öl aus dem Behälter *E* und drückt es über das Abblaseventil *G* und einem im Regler befindlichen, entlasteten Steuerschieber unter den Kraftkolben des Servomotors, der dann das Ventil *A* betätigt. Der konstant zu haltende, gedrosselte Dampfdruck wirkt durch die Empfängerleitung *C* auf einen Empfängerkolben im Regler, der dann dessen Steuerschieber hebt oder senkt. Dieser Schieber steuert den Öldurchlaß zum einfach wirkenden Kraftzylinder derart, daß sich der durch das Gewicht *P* belastete Arbeitskolben entweder langsam nach oben bewegt oder in Ruhe befindet, oder langsam nach unten verschiebt.

Der Dampfdruck kann innerhalb gewisser Grenzen durch Drehen des Handrades *O* beliebig eingestellt werden.

Die Rohrschlaufe *C* dient als Wasservorlage für den Empfänger und ist von *M* ab nach oben mit Öl gefüllt, damit der Empfängerkolben nicht festrostet. Die Schraube *L* dient zum Entleeren.

Die Presse *H* wird zum Nachfüllen von Öl während des Betriebes benutzt. Beim Öffnen der Probierschraube soll sich bei *M* Öl und bei *N* Wasser zeigen. — Die Unruhe *F* erzeugt kleine Schwingungen im Öl-

system, was zur Genauigkeit der Regelung beiträgt. Zum Betätigen der Unruhe wird Drucköl von der Pumpe *D* benutzt. Das Ablauföl des Servomotors, der Unruhe und des Abblaseventils wird gesammelt und läuft dem Behälter *E* wieder zu. In Anlagen, bei denen sich in der Nutzdampfleitung *K* kleinere Schwingungen fortpflanzen, z. B. bei Abdampfleitungen von Kolben-Dampfmaschinen, kann die Unruhe entbehrt werden. — Wo kein elektrischer Strom zum Antrieb der Pumpe verfügbar ist, kann eine dampfangetriebene Kolbenpumpe vorgesehen werden. In großen Anlagen können mehrere Regler durch eine größere Pumpe gespeist werden. Die Arbeitsweise der dargestellten Anlage ist folgende: Sinkt der Dampfdruck in der Leitung *K*, so läßt das Ventil *A* aus der Leitung *J* Dampf von höherer Spannung bis zum Erreichen des eingestellten Dampfdruckes überströmen. Es bestehen natürlich noch andere Möglichkeiten der Anordnung. So kann z. B. der Regler seine Steuerimpulse aus der Leitung *J* erhalten und bläst dann das Ventil *A* beim Überschreiten eines bestimmten Druckes in *J* den überschüssigen Dampf in das Leitungssystem *K* ab, oder der Regler kann die Niederdruckeinlaßsteuerung einer Maschine mit Zwischendampfentnahmeeinrichtung so steuern, daß der Entnahmedruck konstant bleibt.

Aufbau und Wirkungsweise des ölgesteuerten AEG-Dampfdruckreglers sind aus Abb. 161/162 (T. 24) erkennbar.

Abb. 161 zeigt einen solchen Regler im Schnitt, und zwar einen Enddruckregler, der den Druck hinter dem Ventil auf gleicher Höhe hält. Der Innenraum der Membran *a*, die aus vielen einzelnen Blechringen aus Monelmetall zusammengepreßt ist, wird durch die Impulsleitung *r* mit der Dampfleitung verbunden, in welcher der Dampfdruck geregelt werden soll. Dem Membranwerk wirkt eine Feder *d* entgegen. Die Membranspindel *c* wird durch eine Hilfsfeder *b* an die Membran gedrückt, so daß jede Bewegung der Membran ohne Spiel auf die Spindel *c* und von dieser über ein Übersetzungsgestänge auf den Steuerschieber *g* übertragen wird. In der gleichen Achse der Membranspindel *c* liegt die Ventilspindel *n* mit dem Kraftkolben *m*. Auf diesen Kolben wirkt von oben eine Feder *l* und von unten der Öldruck. Bei sinkendem Enddruck wird die Membranspindel *c* durch die Feder *d* nach oben gezogen und gleichzeitig auch damit der Hebel *2* bis *5* und der Steuerschieber *g*, wobei Gelenkpunkt *2* zunächst als Festpunkt angesehen werden kann. Es wird dadurch dem Drucköl, das von einer besonderen Pumpenanlage geliefert wird, durch die Öffnung *h* der Weg über den Steuerzylinder durch das Rohr *i* unter den Kraftkolben *m* freigegeben. Das Ventil öffnet dann entgegen der Kraft der Feder *l*. Dabei dreht sich der Hebel *1* bis *4* um *1* als Festpunkt, der Hebel *2* bis *5* um *3* als Festpunkt, und der Ölschieber *g* wird nach unten in seine Mittellage zurückgeführt.



Bei steigendem Enddruck wird der Ölschieber  $g$  unter seine Mittellage gesenkt; das Öl unter dem Kraftkolben  $m$  kann dann durch das Rohr  $i$  nach der Abflußöffnung  $k$  fließen. Durch die Kraft der Feder  $l$  schließt der Kraftkolben  $m$  das Ventil und drückt das Öl unter dem Kolben durch den Abfluß. Gleichzeitig wird der Hebel  $1$  bis  $4$  des Übersetzungsgestänges um  $l$  als Festpunkt nach unten gedreht und der Ölschieber  $g$  in seine Mittellage gehoben.

Das Ventil kommt also immer selbsttätig zur Ruhe, sobald sich die Ventilstellung den veränderten Verhältnissen angepaßt hat. Diese einfachste Form der Rückführung verhindert, daß der Druckregler pendelt und hat zur Folge, daß der zu regelnde Druck zwischen der Dampfmenge Null und der höchsten Dampfmenge bei einem Enddruckregler um etwa 5 % ab- und bei einem Überströmregler um etwa 5 % zunimmt. Diesen Druckunterschied bezeichnet man als Ungleichförmigkeit.

Der zu regelnde Druck kann innerhalb eines bestimmten Bereiches verstellt werden, indem durch ein Handrad oder bei Fernbetätigung durch einen Elektromotor über ein Schneckengetriebe  $e$  der untere Federteller verschoben und so die Feder  $d$  mehr oder weniger stark gespannt wird. Die Stellung des unteren Federtellers und damit der eingestellte Druck sind an einem Schlitz ( $u$  in Abb. 161) zu erkennen.

Das Ventil kann in kürzester Zeit durch Umlegen eines Ausrückhebels geschlossen werden, wobei das Exzenter  $f$  den Steuerschieber  $g$  senkt und das Öl unter dem Kraftkolben abfließt. Bleibt der Öldruck aus, so schließt das Ventil durch Federdruck von selbst.

Soll der Regler bei steigendem Druck vor dem Ventil öffnen (Überströmregler), so braucht nur das Gestänge geändert zu werden. Durch Aufbau einer zweiten Membran mit Feder kann das Ventil auch von zwei Dampfnetzen verschiedenen Druckes gesteuert werden. Z. B. kann ein Überströmregler derart ausgeführt werden, daß er den Druck vor dem Ventil auf gleicher Höhe hält, solange der Druck hinter dem Ventil nicht über einen an der Niederdruckmembran eingestellten Wert steigt. Abb. 162 zeigt einen Überströmregler, der sogar drei Bedingungen erfüllt. Er schließt oder öffnet unabhängig von dem zu regelnden Druck vor dem Ventil, wenn der Niederdruck über einen bestimmten Grenzwert steigt oder unter einen zweiten Grenzwert fällt. Die Niederdruckmembran erhält zwei Federn, und die beiden Grenzwerte können durch die beiden Handräder  $t$  eingestellt werden. Derartige Regler werden häufig in Anlagen benutzt, in denen Kessel verschiedenen Druckes zusammenarbeiten oder Dampfspeicher aufgestellt sind.

Der Ross-Regler D. R. P. ist eine Druckminderer-Neukonstruktion, bei der als besonderer Vorteil angegeben wird, daß der Drosselvorgang des hohen auf den niedrigen Druck nicht durch den Ventilkegel — bei

dem sich durch die hohen Geschwindigkeiten starker Verschleiß der Dichtflächen ergibt — sondern durch eine vorgeschaltete Düse erfolge, die keinem Verschleiß unterliege. Erst nach erfolgter Drosselung gelange der Dampf zu den Steuerorganen, welche den Druck unabhängig von Schwankungen der Dampfenahme und des Vordruckes konstant halten. Wie aus der Abb. 25 ersichtlich, erfolgt die Steuerung der Regelorgane durch einen Nebenstrom des zu drosselnden Dampfes selbst, es ist also keinerlei Druckölpumpe oder dgl. erforderlich. Der Dampf durchströmt den Regler in der Pfeilrichtung und wird hierbei zuerst in der Schutzdüse 8 stark gedrosselt. Nach Durchströmen dieser Düse tritt der Dampf in das Reglergehäuse 1 ein und drückt hier einerseits gegen den Kolben 4 und andererseits gegen den Kegel 2. Der Kolben hat einen größeren Durchmesser als der Kegel. Wenn der Raum unter dem Kolben drucklos wäre, würde also das Ventil vom Dampfdruck geschlossen werden. Der Kolben schließt nun aber nicht dicht mit der Wandung der ihn umgehenden Führungsbuchse ab, sondern es strömt Dampf zwischen Wandung und Kolben in den Raum 5 so lange, bis hier derselbe Druck herrscht, wie in dem Raum über dem Kolben. Dann ist der Kolben entlastet und es drückt der Dampf den Kegel nach oben, so daß das Ventil geöffnet ist. Entsteht nun in dem Austrittsstutzen des Reglergehäuses ein höherer Druck als der gewünschte Niederdruck, so wird dieser durch die Rohrleitung 3 auf die Membran 6 übertragen, er überwindet den Widerstand der Feder 11 und drückt den kleinen Kegel 10 zurück, so daß der Dampf aus dem Raum 5 entweichen kann und der Druck in demselben stark abfällt. Dann wirkt aber der Dampf wieder stärker auf die obere Kolbenfläche und bewirkt dadurch ein Schließen des Ventiles so lange, bis der gewünschte Niederdruck wieder erreicht ist und der kleine Kegel sich schließt. Durch die Schraube 12 kann der Niederdruck beliebig während des Betriebes eingestellt werden. Das Handrad 7 dient zum Absperren des Reglers.

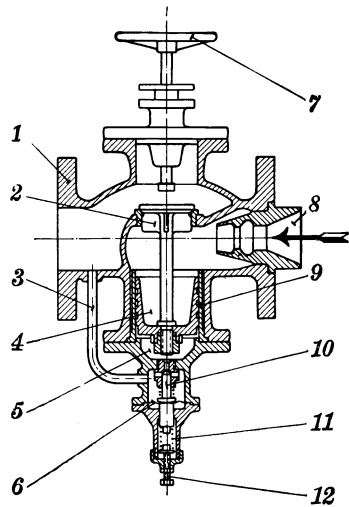


Abb. 25. Ross-Regler D.R.P.

Abb. 163 (T. 25) zeigt ein Druckverminderungsventil für Wasser. Die Einstellung des Ventils auf den gewünschten Druck erfolgt durch entsprechendes Spannen der Feder *F* mittels der Stellschraube *S* und muß an Ort und Stelle vorgenommen werden.

Die Feder  $F$  ist, um eine Beschädigung des Kolbens zu verhüten, bei Versand gespannt, das Ventil also offen. Nachdem das Ventil sachgemäß eingebaut ist, wird die Feder mit dem jedem Ventil beigegebenen Schlüssel vollständig außer Spannung gebracht. Hierauf öffne man die Zugangsleitung. Das Ventil wird sich dann, sobald die Leitung hinter dem Ventil gefüllt ist, schließen. Nun wird durch langsames Niederschrauben der Stellschraube  $S$ , also durch Zusammendrücken der Feder  $F$ , das Ventil auf den gewünschten Niederdruck eingestellt. Bei Ventilen größerer Lichtweiten, oder bei solchen, die für hohen Druck bestimmt sind, empfiehlt es sich, während des Spannens der Feder  $F$  mehrere Zapfstellen zu öffnen, um den Gegendruck zu vermindern und die Einstellung zu erleichtern. Sollte es vorkommen, daß durch zu rasches Zusammendrücken der Feder das Manometer einen zu hohen Druck anzeigt, so muß zuerst die Feder wieder vollkommen außer Spannung gebracht und der Druck auf der Niederdruckseite durch Öffnen mehrerer Zapfstellen vermindert werden. Hierauf beginnt die Einstellung von neuem. Nach erfolgter richtiger Einstellung ist die Öffnung zur Stellschraube und Feder mit der Deckkapsel  $K$  zu verschließen, um einen nachträglichen Eingriff durch unberufene Hand zu verhüten.

#### 4. Dampfumformer.

Dampfumformer oder Dampfkühler ermöglichen die Herabsetzung einer Heißdampf-Betriebstemperatur auf niedrigere Temperatur — evtl. bis zu seiner Sättigungstemperatur — für andere Betriebszwecke. Man unterscheidet Einspritz- und Oberflächendampfkühler.

Bei den Einspritzdampfkühlern nach Abb. 168 bis 171 (T. 28) wird dem Dampfstrom Wasser in fein zerstäubter Form entgegengespritzt. Durch Thermorelais und Wasserregler wird die Einspritzmenge reguliert. Die Firma M. Spuhr & Co. verwendet zum Regeln der Einspritzwassermenge, welche zur Konstanthaltung der eingestellten Temperatur erforderlich ist, einen Temperaturregler neuerer Konstruktion. Das Regelventil unterteilt die Wassermenge in zwei oder mehr Teilmengen und führt das Einspritzwasser nach und nach den ebenfalls unterteilten Düsen zu. Zum Betriebe des automatischen Temperaturreglers kann Wasser oder Öl von beliebigem Druck verwendet werden.

Die Abb. 172 und 173 (T. 29) zeigen zwei Oberflächendampfkühler, bei denen das für die Kühlung des Heißdampfes erforderliche Kühlwasser ein System von Rohren umgibt, das von dem zu kühlenden Heißdampf durchströmt wird. Je nach dem Maße der gewünschten Abkühlung wird die Wasserstandshöhe des Kühlwassers verändert. Bei einer größeren Wasserstandshöhe ist eine größere Kühlfläche in Tätigkeit und deshalb die Kühlleistung eine größere, während bei niedrigem Wasserstand das Umgekehrte der Fall ist.

Abb. 174 (T. 25) ist eine schematische Darstellung der Verwendung des Dampfdruckumformers System Lurgi-Geusecke, auf der auch gezeigt wird, welche Ersparnisse im Frischdampfverbrauch gegenüber der bisherigen Umformung durch Reduzierventile eintreten. Derselbe erzeugt Heizdampf von ganz bestimmtem erforderlichem Druck aus Hochdruckdampf und Niederdruckdampf. Nur ein Teil der benötigten Dampfmenge expandiert von höherem Druck auf den gewünschten Heizdruck. Hierbei wird potentielle Energie in kinetische verwandelt, und diese dient zur Kompression des anderen Teils der Dampfmenge von niedrigerem Druck auf den Heizdruck.

Die Arbeitsweise des Dampfstrahlapparates ist folgende: Der Treibdampf wird der Frischdampfleitung 1 entnommen, passiert ein Regulierorgan und expandiert in dem Düsensystem 2 (in dem Schema ist nur eine Düse dargestellt). Aus der Niederdruckleitung 3 tritt durch einen Schieber der umzuformende Dampf in den Ansaugeraum 4 des Umformers. Der mit hoher Geschwindigkeit aus der Düse austretende Treibdampf reißt den umzuformenden Dampf mit sich, vermischt sich mit ihm und bringt ihn auf den für die Mitteldruckleitung 6 erforderlichen Druck.

### 5. Rückschlagventile.

Rückschlagventile oder Rückschlagklappen nach Abb. 175 bis 178 (T. 27, 30, 31) verhindern ein Rückströmen bzw. einen Rückschlag, z. B. aus Speiseleitungen auf Pumpen oder in andere Leitungsteile. Zur Stoßdämpfung kommen Feder- oder Ölpuffer in Frage.

### 6. Rohrbruchventile.

Rohrbruchventile nach Abb. 179 und 180 (T. 31) bezwecken, bei Rohrbrüchen die selbsttätige Absperrung eines Leitungsteiles herbeizuführen. Die Wirkungsweise besteht darin, daß bei abnormal höherer Geschwindigkeit ein Ventil, eine Klappe oder ein Hahn geschlossen wird.

Abb. 181 (T. 29) zeigt ein Rohrbruchventil mit Vorsteuerung für selbsttätigen, stoßfreien Abfluß beim Bruch von Wasserrohrleitungen.

Das Rohrbruchventil schließt den Wasserdurchfluß ab, sobald die Geschwindigkeit infolge Rohrbruch oder sonstiger Ursachen die Grenze erreicht, für welche die Vorsteuerung des Ventiles eingestellt ist.

Wirkungsweise: Das vorstehende Rohrbruchventil unterscheidet sich von ähnlichen Ventilen dadurch, daß das Ventil eine feinfühligere Vorsteuerung besitzt, die bei Überschreiten der eingestellten höchst zulässigen Wassergeschwindigkeit auslöst und den durch Gewichtshebel in der Schließrichtung belasteten Kegel mit Sicherheit abschließt. Dadurch ist der Übelstand anderer Ventile vermieden, bei denen der Stoßdruck des Wassers auf den Kegel durch ein Gegengewicht aus-

geglichen wird und nach längerer Betriebspause die zusätzliche Stoßkraft nicht mehr imstande ist, das Ventil zum Abschluß zu bringen.

Beim Überschreiten der maximalen Wassergeschwindigkeit wird die durch das Gegengewicht  $d$  ausgeglichene Stauscheibe  $a$  in der Wasserdurchflußrichtung um ihre Lagerachse gedreht und durch die Klinke  $e$  das Fallgewicht  $b$  ausgelöst. Der Hebel des Fallgewichtes  $b$  gibt den Anschlagbolzen  $f$  des Betätigungshebels  $c$  frei, die Gewichtsbelastung des Ventilkegels kommt zur Wirkung und das Ventil wird unter zusätzlicher Belastung durch die Stoßkraft des Wassers mit Sicherheit geschlossen.

Die Schließbewegung wird durch einen Kolben abgebremst. Durch ein Regulierventil läßt sich die Bremswirkung und die Schließzeit weitgehend verändern.

Zum Öffnen des Ventils wird durch das Umführungsventil ein Druckausgleich herbeigeführt und dann das Ventil am Hebel  $c$  unter gleichzeitiger Einstellung des Fallhebels  $b$  wieder in die Betriebsstellung gebracht.

Bei langen Leitungen und großen Geschwindigkeiten kann wegen der Gefahr von Druckstößen auch ein Überdruckventil aufgesetzt werden.

Abb. 182 (T. 31) zeigt ein Überdruckventil zur Verhütung bzw. Milderung von Wasserschlägen in Wasserleitungen.

Wirkungsweise: Durch eine Umgangsleitung wird über und unter dem Kolben  $a$  Druckausgleich hergestellt. Durch die größere Fläche des oberen Druckraumes  $c$  wird der Kolben stets in der Schlußstellung gehalten.

Der in der Leitung auftretende Druckstoß pflanzt sich in das Innere des Ventils fort und wirkt sowohl auf den großen Kolben  $a$  als auch auf den in diesem gleitenden Steuerkolben  $b$ . Der Druckstoß wirkt direkt auf den Steuerkolben  $b$  und auf das damit verbundene Sicherheitsventil  $f$ . Dieses öffnet sich und läßt Druckwasser aus dem Druckraum  $c$  austreten, dieser wird drucklos, das Hauptventil öffnet sich und läßt Druckwasser durch die Schlitze in der Kolbenführung in den Abfußstutzen  $e$  abfließen. Der Druckstoß wird hierdurch bedeutend herabgesetzt. Nach Beendigung der Drucksteigerung schließt das Sicherheitsventil  $f$  wieder ab. Durch die Umgangsleitung  $d$  bildet sich im Druckraum  $c$  wieder Druck. Der Kolben  $a$  wird mit der durch die Differenz der Kolbenfläche bedingten Kraft auf seinen Sitz gedrückt, das Ventil ist wieder geschlossen.

Die normalen Ventile sind für 10 at Betriebsdruck geeignet. Für höhere Drücke werden die Ventile auch aus Stahlguß gefertigt. Der genaue Druck ist wegen der Einstellung des Ventils bei Bestellung anzugeben.

## 7. Wasserabscheider.

Für kleine Leitungen (Dampfleitungen zu Pumpen usw.) kommen Kugel-Wasserabscheider nach Abb. 188 und 189 oder 197 und 198 (T. 33) in Frage, während bei besonderer Lage der Abscheider mit am Absperrventil gemäß Abb. 190 (T. 32) angeordnet werden kann.

Mit Rücksicht auf die bei genieteten Wasserabscheidern durch das öftere An- und Abstellen eintretenden Undichtigkeiten verwendet man heute hauptsächlich vollständig im Feuer oder mittels Wassergas überlapptgeschweißte Wasserabscheider nach Abb. 191 bis 194 (T. 33) mit entsprechendem Inneneinbau je nach Dampf- und -austritt bzw. Lage der Anschlußstutzen. Bei Höchstdruckleitungen kommen auch solche in nahtlos geschmiedeter Ausführung zur Verwendung gemäß Abb. 195 und 196 (T. 33).

## 8. Kondenswasserableiter und -rückleiter.

Kondenswasserableiter nach Abb. 199 bis 206 (T. 35) dienen zur automatischen Rückleitung des Kondenswassers der Wasserabscheider und sonstigen Entwässerungsstellen nach dem Sammelbehälter im Pumpenhaus, während die Rückleiter nach Abb. 211, 212 (T. 36) das Kondensat direkt in den Kessel zurückleiten.

Hierbei dienen Schaugläser oder Dreiwegehähne (nach Abb. 208, 209 (T. 35) und 210 (T. 35) zur Kontrolle, ob in den einzelnen Entwässerungssammelleitungen Kondensat oder bei undichten Apparaten Dampfgemisch abgeht.

## 9. Entlüfter.

Entlüfter bezwecken, in Wasserleitungen schädliche Luftbeimengungen an den höchsten Leitungsstellen abzusondern. Die Ausführung dieser Apparate zeigt Abb. 213 (T. 36).

## 10. Entöler.

Entöler nach Abb. 214 und 215 (T. 37) ermöglichen, aus dem Niederschlagwasser von Abdampfleitungen der Kolbenmaschinen die Ölbeimengungen zu entfernen, so daß das ölfreie Kondensat mit zur Kesselspeisung dienen kann. Während Abb. 214 die allgemeine Anordnung und den Grundrißschnitt des Herweg-Entölers bringt, zeigt Abb. 215 das Abscheideschema des Entölers System „Loos“.

## 11. Meßapparate.

Meßapparate für Wasser, Dampf, Luft oder Gas dienen zur Ermittlung — zwecks Verrechnung — der durch die Rohrleitungen nach einzelnen Betriebsabteilungen, Dampfkesseln oder Turbinen gelieferten Mengen.

Während bei den früheren Apparaten hauptsächlich das volumetrische Meßverfahren angewandt wurde, ist man in den letzten Jahren

immer mehr davon abgegangen, weil die Meßgeräte — Waagen, Stationsgasmesser und Flügel- oder Scheibenwassermesser (Abb. 216, 217 (T. 38) — zu groß und teuer werden und damit auch nicht die heutigen hohen Drücke beherrscht werden können und diese vor allem an Meßgenauigkeit zu wünschen übrig lassen.

Man ist heute speziell bei Dampfleitungen hauptsächlich zur Messung der Strömungsenergie mit Staugeräten übergegangen. Es wird also durch eine Querschnittsverengung (Venturirohr, Stauscheibe usw.) eine vorübergehende Geschwindigkeitssteigerung hervorgerufen und — da die Summe aus potentieller und Bewegungsenergie konstant ist — es ergibt sich eine der Vergrößerung der Geschwindigkeit entsprechende Verminderung des statischen Druckes, aus der die Strömungsgeschwindigkeit im Meßquerschnitt und damit die strömende Flüssigkeits-, Dampf- oder Gasmenge berechnet bzw. durch Registrierapparate festgelegt werden kann.

Abb. 218 (T. 37) zeigt die Wirkungsweise des mechanischen Registrierapparates bei der Mengenummessung durch Venturirohr. Der Meßapparat besteht im wesentlichen aus zwei bis zu einer bestimmten Höhe mit Quecksilber gefüllten Behältern, die als kommunizierende Gefäße verbunden sind und so ein Differential-Quecksilber-Manometer bilden. Da die durchfließende Menge der Quadratwurzel aus dem zwischen Einlauf und Einschnürung entstehenden Druckunterschied proportional ist, so hat das äußere Quecksilbergefäß, auf welches der höhere Druck wirkt, eine entsprechende Form erhalten, um dadurch die Ausschläge der Quecksilbersäule des anderen Gefäßes und damit des Zeigers direkt proportional der Durchflußmenge zu erzielen. In dem zylindrischen inneren Gefäß werden die Ausschläge des Quecksilbers durch einen Schwimmer auf das Anzeige- oder Schreibwerk übertragen.

Die Ausführung der Registrierapparate kann nur so erfolgen, daß entweder nur die augenblickliche Durchflußmenge oder diese angezeigt und die Gesamtdurchflußmenge fortlaufend aufgezeichnet wird. Diese Registrierung kann natürlich auch an einer vom Venturirohr ganz entfernt liegenden Beobachtungsstelle auf elektrischem Wege durch Fernregistrierapparate erfolgen.

Abb. 219 (T. 37) zeigt das Prinzip der Mengenummessung in Verbindung mit einer Stauscheibe. In Verbindung mit entsprechenden Registrierapparaten kann wieder die augenblickliche Durchflußmenge angezeigt und auch die Gesamtmenge registriert werden.

## 12. Schlammablaßabsperrorgane.

Schlammablaßabsperrorgane sind ein wichtiges Glied jeder Kesselablaßleitung, da Undichtigkeiten derselben dauernde Verluste von Speisewasser im Gefolge haben. Abb. 220, 221 (T. 39) zeigen zwei Ausführungen dieser Absperrorgane.

### 13. Gegenstromapparate.

Gegenstromapparate nach Abb. 222, 223 (T. 39) finden Anwendung zur Vorwärmung des Speisewassers mittels Abdampf nach dem „Gegenstromprinzip“, indem der Dampf durch Heizrohre geschickt wird und das Wasser gegenläufig diese Heizrohre umspült und erwärmt wird.

Handelt es sich darum, eine Flüssigkeit immer auf einer bestimmten Temperatur zu halten, so kann ein Temperaturregler nach Abb. 224 (T. 38) Verwendung finden. Es handelt sich hier um den Arca-Temperaturregler für Dampf, Flüssigkeiten und Gase, der im allgemeinen aus den gleichen Teilen besteht wie der Druckregler.

An Stelle des Druckrelais tritt jedoch das Thermorelais *TR*. Ferner erfolgt die Montage des Thermorelais *TR* nicht auf einer Tafel, da das Füllorgan *FO* desselben in das zu regelnde Medium eingeführt werden muß.

Handelt es sich darum, Regelorgane von nur kleinen Abmessungen zu betätigen, so kann, und zwar bei jeder Reglertype, an Stelle des Stellzylinders mit Gegengewicht eine federbelastete Stellmembran verwendet werden, welche mit dem Regelorgan, z. B. einem Ventil, zu einem Aggregat zusammengebaut wird, wie dies bei dem dargestellten Temperaturregler geschehen ist. Der Steuerschieber fällt alsdann fort.

Das Thermorelais *TR* ist im Prinzip ebenso konstruiert wie das Druckrelais. Zur Vermittlung des Temperaturimpulses wird jedoch an Stelle des Membranbalges ein Thermostat *FO* verwendet, dessen Längenänderungen, verursacht durch Temperaturänderungen des zu regelnden Mediums, die Stellung des Relaishebels *H* zum Düsenmundstück beeinflusst.

Die Arbeitsweise eines solchen Arca-Temperaturreglers mit Stellmembranventil ist die folgende:

Die Druckflüssigkeit (Drucköl, Druckwasser oder Druckluft) tritt durch die Zuleitung *ZW* über eine Drosselstelle *DR* in die Kammer *DK* der Stellmembran. Von hier aus strömt sie weiter zum Mundstück *MS* (Düse) des Relais *TR*. Die aus dem Mundstück austretende Flüssigkeit fließt durch den Abfluß *AW* frei ab oder, sofern sie wieder verwendet wird, der Umlaufpumpe zu.

Je nachdem der Abfluß der Druckflüssigkeit aus dem Düsenmundstück *MS* infolge Längenänderung des Fühlorganes *FO* gehemmt oder freigegeben wird, steigt oder sinkt der Druck über der Membran. Steigt der Druck, was hier bei einem Ansteigen der Temperatur des den Thermostaten umgebenden Mediums entsprechen soll, so wird die Membran nach unten durchgedrückt, preßt die Feder *MF* zusammen und drosselt bzw. schließt das Regelorgan *RV*, so daß z. B. der Heizdampf abgesperrt wird. Sinkt dagegen der Druck über der Membran, so gewinnt die Feder *MF* das Übergewicht und öffnet das Regelorgan *RV*.



Der Regelbereich jedes Arca-Temperaturreglers ist in den weitesten Grenzen durch die Stellschraube *SS* einstellbar.

Die normalen Arca-Temperaturregler eignen sich für Temperaturen bis 1000° C.

#### 14. Hydraulische Differenzdruckregler für Kesselspeiseleitungen.

Bei Speisepumpen, die mit konstanter Drehzahl laufen, macht sich der Übelstand bemerkbar, daß der Pumpendruck bei sehr kleinen Leistungen infolge der dabei eintretenden geringeren Widerstände und der ansteigenden *Q-H*-Kurve der Pumpe erheblich ansteigt. Dadurch werden die Rohrleitungen stark beansprucht. Die an den Kesseln vorgesehenen Wasserstandsregler sind vielfach nicht in der Lage, gegen diesen erhöhten Leistungsdruck mit Sicherheit abzuschließen.

Ähnlich liegen die Verhältnisse bei Kesselanlagen mit stark schwankendem Druck. Dabei sinkt unter Umständen der Kesseldruck bis auf 50% des normalen. Dabei kann es vorkommen, daß die Kessel überspeist werden, wenn das Bedienungspersonal nicht durch Drosseln bzw. Schließen des Druckschiebers der Pumpe oder durch Stillsetzen der Pumpe rechtzeitig eingreift. Eine automatische Speisung ohne Wartung ist dann also nicht möglich. Durch Verwendung von entlasteten Kolbenschiebern kann man jeden Regler gegen hohe Differenzdrücke unempfindlich machen, so daß in diesem Falle ein Überspeisen nicht aufzutreten braucht. Bei stark schwankenden Druckverhältnissen zwischen Speiseleitung und Kessel sind indessen alle Reglerkonstruktionen nicht in der Lage, eine einwandfreie kontinuierliche Speisung zu erzielen.

Aus diesen Gründen ist der Einbau eines hydraulischen Differenzdruckreglers zu empfehlen. Dieser Regler wird bei Dampf-Turbo-Pumpen meistens in die Zudampfleitung eingebaut und regelt die Zudampfmenge der Turbine. Durch diese Beeinflussung wird die Drehzahl der Turbine reguliert und damit auch der Pumpendruck, und zwar so, daß stets ein konstanter Überdruck über dem jeweiligen Kesseldruck erzielt wird. Auf diese Weise wird der Betrieb wirtschaftlich gestaltet, da nie mehr Leitungsdruck erzeugt wird, als zum Speisen der Kessel erforderlich ist. Bei elektrisch betriebenen Speisepumpen und bei Dampf-Turbo-Pumpen mit Fliehkraftregelung wird der Differenzdruckregler in die Speisewasserdruckleitung eingebaut. Er drosselt dann in Abhängigkeit vom Differenzdruck zwischen Pumpendruck und Kesseldruck den Pumpendruck so weit herunter, daß dieser nur einen bestimmten Überdruck über dem Kesseldruck hat. Bei diesem Regler wird also ein Teil der erzeugten Energie (als Überschuß an Pumpendruck) vernichtet. Sowohl mit Turbopumpen als auch mit elektrisch betriebenen Speisepumpen wird durch Einbau eines solchen Differenzdruckreglers

ein einwandfreies Arbeiten der Wasserstandsregler und eine automatische Speisung der Kessel ermöglicht.

Die Abb. 254, 255 (T. 43) zeigen zwei verschiedene Ausführungen von Hannemann-Reglern. Bei Dampf-Turbopumpen verwendet man für die kleineren Lichtweiten und für Dampfdrücke unter 30 atü den Regler Type „Dampf“ (Abb. 254/T. 43). Für größere Lichtweiten und höhere Dampfdrücke kommt die Reglertype „Universal“ in Frage. Für elektrisch betriebene Speisepumpen ist nur der Regler „Universal“ verwendbar (Abb. 255/T. 43).

Bei der Type „Dampf“ wirkt auf die obere Seite der Gummimembrane der Kesseldruck, auf die untere Seite der Pumpendruck. Die Bewegung der Membrane wird durch eine Spindel unmittelbar auf das Dampfdrosselventil der Turbine übertragen. Diese Spindel hat nur lose Führungen, aber keine Stopfbüchsen.

Die Bewegung der Spindel wird durch einen Hebel und eine Drehwelle nach außen geführt. Dort wird dem gewünschten Differenzdruck zwischen dem Kesseldruck und Pumpendruck entsprechend eine einseitig zusätzliche Belastung der Membrane durch zwei Federn bewirkt. Der Differenzdruck kann durch Verstellen der Federspannung während des Betriebes in weiten Grenzen verändert werden. Die Abdichtung und Lagerung der Drehwelle erfolgt in Gummimanschetten. Diese Gummimanschetten sind ein wesentlicher Bestandteil der Hannemann-Regler und dieser Firma patentamtlich geschützt. Die Gummimanschetten geben in jeder Richtung elastisch nach. Sie lassen also auch eine Dehnung der Welle zu, liegen doch fest an der Drehwelle an und dichten so betriebssicher ab. Da sowohl die Gummimembranen als auch Gummimanschetten gegen hohe Temperaturen empfindlich sind, so sind sie unter allen Umständen dem Einfluß des Frischdampfes zu entziehen. Bei dem Regler „Dampf“ geschieht das dadurch, daß die Membrane und die Manschetten am unteren Teil eines nach unten angebauten Rohres angebracht sind. Je nach der Höhe der Dampf Temperatur wird dieses Rohr verschieden lang ausgeführt. Das im Rohr sich ansammelnde Kondensat schützt die Gummitheile vor unmittelbarer Berührung mit dem Heißdampf.

Der äußere Hebel greift an einer Ölbremse an, die das durch etwaige Stöße in der Druckleitung entstehende Pendeln des Reglers verhindert.

Oberhalb des Ventils befindet sich eine Einstellschraube, welche ein völliges Schließen des Ventilkegels verhindert. Dadurch wird ein Stehenbleiben des Turbo-Aggregates und ein Abreißen der Pumpe vermieden.

Bei dem Regler „Universal“ ist die Membran in einem gesonderten Kolbengehäuse untergebracht, welches unterhalb des Regulierventils aufgestellt wird. Die Verbindung mit dem Regulierventil erfolgt durch

ein Gestänge. Durch diese Anordnung ist die Membrane jeglichem Temperatureinfluß entzogen. Zur Einstellung des Druckunterschiedes zwischen Speiseleitung und Kesseldruck dient bei diesem Regler eine Quecksilbersäule, die zusätzlich zum Dampfdruck unterhalb der Membrane gegen den Speiseleitungsdruck wirkt. Dadurch ist die Membrane vollkommen entlastet. Zur Verhinderung von Schwankungen und Stößen ist eine Drosselstelle im Quecksilberanschluß vorgesehen. Die von dem Kolbengehäuse ausgehende Bewegung wird über eine Drehwelle übertragen, die durch die patentierte Drehstopfbuchse mit Gummimanschetten abgedichtet ist. Von der Drehwelle aus wird die Spindel des Regulierventiles betätigt. Bei Einbau in Dampfleitungen ist das Ventil stets so anzuordnen, daß die Haube mit der Drehwelle nach unten hängt. Es sammelt sich dann in dieser Haube Kondensat an, das genau wie beim Regler „Dampf“ eine Berührung zwischen Dampf und Gummimanschette verhindert. Bei besonders hohen Dampftemperaturen wird auch bei diesem Regler eine besonders lang heruntergezogene Haube vorgesehen, um die Gummimanschetten weiter von dem heißen Ventil zu entfernen. Bei Speisedruckleitungen kann der Apparat sowohl in senkrechte wie auch in wagerechte Leitungen eingebaut werden.

Bei Verwendung des „Universal“-Reglers für Dampf-Turbopumpen wird an dem Ventil eine Einstellschraube vorgesehen, die ein völliges Schließen des Ventilkegels verhindert und dadurch ein Stehenbleiben des Turboaggregates und ein Abreißen der Pumpe vermeidet.

## **D. Dehnungsstücke und Auflageteile. (Rohrunterstützungen.)**

### **1. Dehnungsaufnahme.**

Bei allen Rohrleitungen treten durch Temperaturänderungen — sei es durch atmosphärischen Temperaturwechsel oder durch die Temperatur des in der Rohrleitung zu leitenden Mediums — mehr oder weniger Längenunterschiede ein (pro lfd. m und  $100^{\circ}\text{C} = 1,2\text{ mm}$ ), die zur Erhaltung der Betriebssicherheit der Rohrleitungsanlage in irgendeiner Form ausgeglichen werden müssen. Bei unrichtiger oder ungenügender Wahl der für die betreffende Leitung erforderlichen „Dehnungsstücke“ — Wärmeausgleicher — und unrichtiger Anordnung bzw. Ausführung der Fixpunkte treten Überbeanspruchungen oder Werkstoffermüdungen ein, die zum Bruch der Leitung oder mindestens dauernden Flanschundichtigkeiten führen können.

Bei den im Bergbauggebiet in der Erde verlegten Leitungen treten aber auch ohne besonderen Temperaturwechsel durch die Geländeverschiebungen — „Bergschäden“ — Längenänderungen ein, denen

man ebenfalls durch Einbau von Dehnungsstücken Rechnung tragen muß, wofür bereits im Kap. III/B<sub>5</sub> Ausführungsarten von Dehnungsstopfbüchsen erwähnt wurden.

Auch für Wasserleitungen mit Temperaturwechsel kommen Stopfbüchsen in Frage, wenn man nicht bei geringeren Drücken bis zu 5 bis 6 at zu den Linsenkompensatoren nach Abb. 239 (T. 41) greifen kann.

Letztere verwendet man auch bei anderen Leitungen geringerer Temperatur, z. B. Abdampf, wenn sich der Wärmeausgleich nicht evtl. durch den natürlichen Richtungswechsel der Leitung ermöglichen läßt. Bei Gasleitungen geringen Druckes und großer Abmessungen kommen die sogenannten Tellerkompensatoren nach Abb. 241 (T. 41) in Frage.

Alle vorgenannten Ausgleichstücke sind natürlich bei Dampfleitungen mit den hohen Drücken und Temperaturen nicht verwendbar. Bei entsprechender Leitungsführung und Anordnung der Festpunkte können die Wärmedehnungen in vielen Fällen durch die 90°-Bogen oder Schwanenhalsbogen aufgenommen werden. Ist dies nicht möglich, so greift man zu Ausgleichern in Lyraform, entweder aus Glattrohr oder aus Faltenrohr (D.R.P.). (Abb. 242/T. 41 und T. VIII.) Faltenrohrkompensatoren (D.R.P.) in Lyraform können gegenüber Glattrohrkompensatoren für gleiche Dehnungsaufnahme kleiner in Baulänge und Ausladung ausgeführt werden. Das Faltenrohr ermöglicht auch Herstellung von 90°-Biegungen usw. mit geringerem Biegeradius ( $r = 2d$ ) als beim Glattrohr, so daß — abgesehen von der besseren Dehnungsaufnahme — die Verwendung von Faltenrohren bei beengten Verhältnissen oft eine Notwendigkeit wird. Zudem ist beim Faltenrohr die rückwirkende Festpunktkraft auch kleiner als beim Glattrohrkompensator. Unter Umständen greift man sogar zu Wellrohren — die allerdings einen größeren Spannungsabfall ergeben —, um z. B. nach Abb. 243 (T. 41) auch den Wärmeausgleich für den aufsteigenden Strang zu ermöglichen.

Abb. 273 (T. 46) zeigt die vielseitige Verwendungs- bzw. Anpassungsmöglichkeit der Faltenrohre (D.R.P.) an beengte räumliche bzw. Anschluß-Verhältnisse, und zwar in diesem Falle bei den Rohrleitungen auf dem Schnelldampfer Bremen.

Für Sonderfälle — wo z. B. von den Turbinenlieferanten keine Beanspruchungen auf den Maschinenanschlußstutzen zugelassen werden — greift man zu den Pforzheimer Metallschlauchkompensatoren nach Abb. 244 (T. 41), die sich schon seit Jahren für hohe Drücke und Dampftemperaturen bewähren.

Sind bei Dampfleitungen mit längeren geraden Strecken die Verhältnisse so beengt, daß man die Dehnungsaufnahme weder durch Richtungswechsel noch durch Faltenrohr-Lyrakompensatoren oder Metallschläuche ermöglichen kann, so muß man zu einer stopfbüchsenartigen entlasteten Ausgleichvorrichtung — bei der nur der Reibungsdruck in

der Stopfbüchse zu überwinden ist — nach Abb. 245 (T. 42) greifen, die aber besonderer Wartung bedarf. Der Übelstand des Festbrennens gewöhnlicher Stopfbüchsenausgleicher bei hohen Temperaturen ist bei dieser Konstruktion dadurch verhindert, indem das Degenrohr mehrere Löcher besitzt, wodurch der Dampf auch eine dauernde Bewegung um die Stopfbüchsmäntel hat, so daß diese die gleiche Ausdehnung erfahren wie das Degenrohr selbst.

## 2. Befestigung.

Damit die Längenänderungen in der vorgesehenen Weise von den Kompensatoren aufgenommen werden, muß einerseits die Leitung in geeigneten Punkten zuverlässig festgelegt werden, indem die Auflagerung als Festpunkt (Abb. 256 oder 256 a/T. 44) ausgebaut wird, andernfalls aber muß der Kompensator mit genügender Vorspannung eingebaut werden und die Leitung sich an den übrigen Auflagepunkten mit möglichst geringer Reibung verschieben können. Um letzteres zu erreichen, ruht die Leitung auf Rollen, wobei das Rohr an der betreffenden Stelle einen Gleitschuh aus Profileisen erhält (Abb. 257 und 258/T.44) oder Kugellagerung usw. in Frage kommt, welche Ausführungsart der Abb. 259 (T. 44) zu entnehmen ist.

Bei besonderen örtlichen Verhältnissen können an Stelle von Wandkonsolen natürlich auch Hängekonstruktionen (Abb. 260 und 261/T. 44) usw. in Frage kommen, die auch eine ungehinderte Dehnung der Leitung ermöglichen. Die Abb. 256 bis 271 (T. 44) zeigen verschiedene Arten von beweglichen und festen Rohrunterstützungen.

## IV. Normung im Rohrleitungsbau. Einführung der DIN-Normen.

Die rasche Entwicklung der Technik mit den steigenden Dampfdrücken brachte es mit sich, daß die bisher bestehenden Rohrnormalien von 1882 (des Vereins deutscher Gas- und Wasserfachmänner) und vom Jahre 1900 (herausgegeben vom Verein Deutscher Ingenieure) mit Ergänzungen von 1912 — die aber in der Praxis weniger Anwendung gefunden haben — nicht mehr ausreichten, so daß nach den Bedarfsfällen Sondernormen verschiedener Industriegruppen entstanden, die natürlich keinen Anspruch auf Einheitlichkeit erheben konnten, da sie nur einen Notbehelf darstellten.

Es ist nun das große Verdienst des Deutschen Normenausschusses, in Anlehnung bzw. unter Übernahme des Bewährten der alten Normen in mehrjähriger Arbeit die DIN-Normen für Rohrleitungen geschaffen zu haben, die noch immer Ergänzungen erfahren.

Für die Normung wurden nachstehende Gesichtspunkte beachtet

### 1. Druckstufen.

Im Kap. II/F<sub>1</sub> wurde schon gesagt, daß auf DIN-Blatt 2401 — ausgehend vom Wasserbetriebsdruck — Druckstufen festgelegt sind, bei entsprechender Herabsetzung der Betriebsdrücke für Gas und Dampf entsprechend den Gefahrquellen. Jedem „Nenndruck“ sind also 3 Betriebsdrücke für Wasser, Gas und Dampf sowie Heißdampf zugeordnet, bei einem gemeinsamen Probedruck. Das ergibt den vereinfachenden Vorteil, daß man für jedes Druckstufenpaar die gleiche Wanddicke der Rohre, gleiche Flansche und gleiche Formstücke erhält.

Nachstehende Tabelle ist ein Auszug aus DIN 2401 (wozu zu bemerken ist, daß für die Nenndrücke 20, 32, 50 und 80 nur Rohre festgelegt und für den Heißdampfbetriebsdruck 13 Armaturen und Formstücke nicht genormt sind und dafür solche von ND 25 empfohlen werden) und zeigt Abb. 26 das Verhältnis des Probedruckes zum Betriebsdruck.

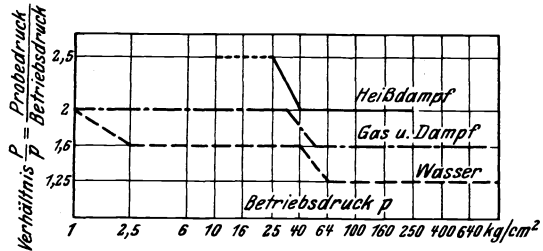


Abb. 26.

Druckstufen kg/cm<sup>2</sup> nach DIN 2401.

Nenndruck	Größter zulässiger Betriebsdruck für				Probedruck
	Wasser bis 100° C		Gas u. Dampf unterh. 300° C		
	W	G	Heißdampf 300 bis 400° C		
	Flansche, Rohre		H		
			Flansche	Rohre	
1	1	1	—	—	2
2,5	2,5	2	—	—	4
6	6	5	—	—	10
10	10	8	—	—	16
16	16	13	13*	10	25
20	20	16	—	13	32
25	25	20	20	16	40
32	32	25	—	20	50
40	40	32	32	25	60
50	50	40	—	32	70
64	64	50	40	40	80
80	80	64	—	50	100
100	100	80	64	64	125

Für \* sind Armaturen und Formstücke nicht genormt.

### 2. Nennweiten.

Die DIN-Normen sehen die neutrale Bezeichnung „Nennweite“ (DIN 2402 — Nennweiten) vor, während bisher bei der Bezeichnung von Rohrleitungseinzelteilen immer der lichte Durchmesser (z. B. 250 mm l. Ø) auch in solchen Fällen benutzt wurde, wenn er auch — wie z. B. bei

den nahtlosen Rohren — dem wirklichen inneren Durchmesser des Einzelteiles nicht entsprach.

Es wäre natürlich vorteilhaft gewesen, mit den DIN-Normen den Innendurchmesser der nahtlosen Rohre genau der Nennweite entsprechend für die Fabrikation festzulegen (also bei NW 250 = 250 mm l.  $\varnothing$  statt 253 mm l.  $\varnothing$  bei Normalwand), wovon aber mit Rücksicht auf die auf dem Weltmarkt eingebürgerten Rohrabmessungen nach dem Außendurchmesser in englischen Zoll abgesehen wurde. Aus diesem Grunde wurden auch — um den Nachteil zweier Flanscharten zu vermeiden — die autogen- und wassergasgeschweißten Rohre für denselben, nur von der Nennweite abhängigen Außendurchmesser nach Zollmaßen gestuft, obzwar die Fabrikation dieser Rohrarten nach der genauen Nennweite keine Schwierigkeiten bereitet hätte.

Maße in mm.			
1	10	100	1000
1,2		110	1100
		(120) <sup>1</sup>	1200
1,5	13	125	1400
		(130) <sup>1</sup>	
		(140)	
2	16	150	1600
		(160)	
		175	
2,5	20	200	2000
		225	2200
3	25	250	2400
		275	2600
		300	2800
		(325)	3000
		350	3200
4	32	(375)	(3400)
		400	3600
		450	(3800)
5	40	500	4000
		550	
		600	
6	60	700	
		800	
8	70	900	
		1000	
10	80	900	
		1000	

Aus Ersparnisgründen (geringere Lagerhaltung!) ist man bestrebt, die Zahl der Nennweiten möglichst noch mehr einzuschränken, wie man ja entgegen den alten Normen Rohrweiten schon teilweise weggelassen bzw. eingeklammert hat mit dem Bedeuten, diese möglichst zu vermeiden, um sie allmählich ganz verschwinden lassen zu können. Nebenstehend eine Aufstellung der Nennweiten nach DIN 2402:

### 3. Berechnung der Rohre.

Die Normblätter DIN 2411, 2412 und 2413 bringen die Berechnungsgrundlagen für gußeiserne, Stahlguß- und Flußstahlrohre.

Die DIN-Blätter 2449 bis 2456 geben die Abmessungen der verschiedenen Rohrarten für die Nenndrücke nach DIN 2401 an.

### 4. Flansche.

Die DIN-Blätter 2505 und 2506 zeigen die Berechnungsgrundlagen, während die genormten Anschlußmaße der Flansche ND 1 bis ND 100 den Normblättern DIN 2501 bis 2504 zu entnehmen und auch eine ganze Reihe von Normblättern über Ausführung bzw. Abmessungen

<sup>1</sup> Nur für Heizungsindustrie: Die eingeklammerten Nennweiten sind möglichst zu vermeiden.

der verschiedenen Flanscharten erschienen sind, so z. B. DIN 2543 bis 2547 Abmessungen der Stahlgußflansche ND 16 bis 100.

Ein großer Vorzug bei den DIN-Normen ist, daß — entgegen den alten Normen von 1882 und 1900 — grundsätzlich eine durch 4 teilbare Anzahl von Schraubenlöchern festgelegt wurde mit der Anordnung, daß keine Löcher in die Hauptachsen fallen, wodurch falsche Schraubenstellungen — die sich bei Montage oft unangenehm auswirkten, wenn man nicht vorzog, Armaturen- und Formstückflansche erst bei Montage zu bohren — unmöglich werden.

Bei Ausarbeitung der DIN-Normen wurde auch besonderer Wert darauf gelegt, die neuen Flanschen an die alten Flanschen nach 1882 und 1900 anschließen zu können, auch wenn die DIN-Normen andere Anschlußmaße ergaben. Natürlich sind die Lochkreisdurchmesser nicht immer genau gleich, es wurde aber bei allen Nennweiten erreicht, daß die Schrauben nach den alten Normen im Flansch nach den neuen Normen Platz finden und auch umgekehrt (siehe Tafel V).

## 5. Sonstige Rohrleitungsteile.

Auch für Dichtungen, Schrauben, Muffenverbindungen und Rohrverschraubungen sowie Armaturen (DIN 3204 bis 3812) und Formstücke usw. sind eine ganze Anzahl Normblätter erschienen bzw. noch in Bearbeitung.

Was die Armaturen betrifft, sei eine besonders wichtige Festlegung des Normenausschusses erwähnt:

Bei Dampfarmaturen wird die Verwendung von Gußeisen über 300° C untersagt, und zwar noch mit folgenden Durchmesserbegrenzungen:

bei ND 6 und ND 10 ist Gußeisen zulässig bis NW 300 und bis 300° C,  
bei ND 16 nur bis NW 150 und 300° C.

### 5a. Schenkellängen der Formstücke bzw. Baulängen der Armaturen.

Während bei den alten Normalien von 1882 und 1900 eine allgemeine Faustformel angewandt wurde:

$$\begin{array}{ll} \text{nach 1882: Formstück-Schenkellänge} & = d + 100 \\ & \text{Armaturen-Baulänge} & = 2d + 100 \\ \text{nach 1900: Formstück-Schenkellänge} & = d + 75 \\ & \text{Armaturen-Baulänge} & = 2d + 150 \end{array}$$

mußte nach den DIN-Normen z. B. bei den Absperrventilen mit Rücksicht auf die innere Ausbildung zur Herabsetzung des Druckverlustes davon abgewichen werden. Umstehender Tabelle sind die Baulängen der genormten Ventile ND 6 bis ND 40 zu entnehmen.



Nennweite . . .	10	13	16	20	25	32	40	50	60	70	80	90
Durchgangsform ND 6 bis 40. .	120	130	140	150	160	180	200	230	250	290	310	330
Eckform ND 10 bis 40 .	85	90	90	95	100	105	115	125	135	145	155	165

Nennweite . . .	100	125	150	175	200	225	250	275	300	325	350	375	400	450	500
Durchgangsform ND 6 bis 40. .	350	400	480	550	600	660	730	790	850	900	980	1040	1100	1200	1350
Eckform ND 10 bis 40 .	175	200	225	255	275	300	325	350	375	400	425	450	475	525 <sup>1</sup>	575 <sup>1</sup>

Ebenso sind die Baulängen von Gas- und Wasserschiebern kurzer und normaler Baulänge genormt.

Während bei Heißdampfschiebern normaler Verhältnisse die Baulänge meistens  $2d + 150$  ist, besteht bei höheren Drücken durch die vielen verschiedenen Firmen-Konstruktionen leider noch keine Einheitlichkeit in den Baulängen.

Auch bezüglich Baulängen der Formstücke besteht noch keine endgültige DIN-Festlegung. Es ist aber damit zu rechnen, daß in Kürze für die Schenkellängen nachstehende Grundformeln für verbindlich erklärt werden:

$$\begin{aligned}
 \text{ND 10 bis 16:} &= \text{NW} + 100 \\
 \text{ND 25 ,, 40:} &= \text{NW} + 100 \\
 &\quad (\text{evtl. ab NW 150} = \text{NW} + 150) \\
 \text{ND 64 ,, 100:} &= \text{NW} + 125 \text{ bis NW } 150 \\
 &\quad \text{NW} + 150 \text{ ,, NW } 500.
 \end{aligned}$$

## 6. Kennfarben und Sinnbilder.

DIN-Blatt 2403 macht Angaben über einheitliche farbige Kennzeichnung der Rohrleitungen auf den Zeichnungen und auch im Betriebe.

Die vom Normenausschuß auf DIN 2429 Blatt 1 bis 4 und DIN 2430 Blatt 1 bis 4 festgelegten „Sinnbilder für Rohrleitungen“ bzw. „Formstücke für Rohrleitungen“ ermöglichen, auf Briefskizzen oder Rohrplänen kleineren Maßstabes die Einzelteile schematisch klar darzustellen.

Der Deutsche Normenausschuß gibt alljährlich ein „DIN-Normblatt-Verzeichnis über den Stand der Gesamtnormung“ heraus und ist daraus am Schluß dieses Abschnittes ein Verzeichnis der bis Frühjahr 1931 erschienenen Normblätter für „Rohrleitungen“ angeführt, wofür der Alleinvertrieb durch den Beuth-Verlag G. m. b. H., Berlin S 14, erfolgt.

Mit frdl. Genehmigung des Deutschen Normen-Ausschusses sind im

<sup>1</sup> Nur für ND 6 bis 25 genormt.

Tabellenanhang dieses Handbuches die wichtigsten DIN-Blätter auszugswise wiedergegeben, und zwar:

Seite 210—213	DIN 1629	Nahtlose Flußstahlrohre, Technische Lieferbedingungen
Tafel IX	„ 2403	Kennfarben für Rohrleitungen
Seite 214—215	„ 2410	Rohre-Übersicht
„ 220—223	„ 2429	Bl. 1 bis 4, Sinnbilder für Rohrleitungen
„ 218	„ 2442	Nahtlose Flußstahl-Gewinderohre
„ 216—217	„ 2451	Nahtlose Flußstahlrohre
„ 219	„ 2454	Flußstahlrohre autogen geschweißt
„ 224	„ 2592	Walzflanschen mit Ansatz u. Sicherheitsnietung für ND 25
„ 225	„ 2594	Flanschen mit Ansatz für ND 64

Tafel V zeigt eine Zusammenstellung der Flanschabmessungen nach den Normen vom Jahre 1882, 1900 und der DIN-Normen ND 6 bis ND 100, wonach auch übersichtlich die Anschlußmöglichkeit der neuen an die alten Normen geprüft werden kann.

## 7. Stand der Normen Frühjahr 1931.

### Rohrleitungen.

DIN	R 1/1. Allgemeines.		
2400	Rohrleitungen, Übersicht . . . . .	6	4. 28
2401	Druckstufen, Nenndruck, Betriebsdruck, Probedruck (Auswahl siehe DIN Berg) . . . . .	6	6. 29
2402	Nennweiten (Auswahl siehe DIN Berg, 2 L 26) . . . . .	6	4. 26
	R 1/2. Rohre.		
1628	Überlapptgeschweißte Flußstahlrohre und Formstücke, Technische Lieferbedingungen . . . . .	2	
1629	Flußstahlrohre, nahtlos, Technische Lieferbedingungen . (Wird erweitert.)	6	8. 29
2410	Rohre, Übersicht . . . . .	6	7. 29
2411	Gußeisenrohre, Erläuterungen zur Berechnung . . . . .	6	10. 26
2412	Stahlgußrohre, Erläuterungen zur Berechnung . . . . .	6	10. 26
2413	Flußstahlrohre, Erläuterungen zur Berechnung . . . . .	6	1. 27
	Rohre aus Gußeisen.		
2422	Gußeiserne Flanschenrohre für Nenndruck 10. . . . .	6	4. 28
	Rohre aus Flußstahl.		
2440	Gasrohre (Auswahl siehe DIN Berg 5, DIN Wan 572) . . . . .	6	10. 28
2441	Dampfrohre (dickwandige Gasrohre) . . . . .	6	4. 29
2442	Flußstahl-Gewinderohre, nahtlos, Flußstahl St. 34. 29 DIN 1629 für Nenndruck 1 bis 100 . . . . .	6	10. 28
	(Wird erweitert.)		
	Flußstahlrohre		
2448	nahtlos, in Siederrohrabmessungen . . . . .	2	
2449	nahtlos (handelsüblich), Flußstahl St 00. 29 DIN 1629 für Nenndruck 1 bis 25 . . . . .	6	10. 28
2450	nahtlos, Flußstahl St 34. 29 DIN 1629 für Nenndruck 1 bis 100 (Auswahl siehe DIN Berg 3, Lon 1106) . . . . .	6	10. 28
2451	nahtlos, Flußstahl St 45. 29 DIN 1629 für Nenndruck 1 bis 100 . . . . .	6	10. 28
2452	patentgeschweißt, für Nenndruck 1 bis 50 . . . . .	6	4. 26
	(Zurückgezogen.)		

DIN

2453	wassergasgeschweißt, für Nenndruck 1 bis 50 (Auswahl siehe DIN Berg 4) . . . . .	6	7. 26
2454	autogen geschweißt, für Nenndruck 1 bis 6 . . . . .	6	4. 26
2455	genietet, für Nenndruck 1 bis 6 . . . . .	6	10. 27
2456	nahtlos, Flußstahl St 55. 29 DIN 1629 für Nenndruck 1 bis 100 . . . . .	6	7. 29
2459	nahtlos, kalt gezogen, handelsüblich (Präzisionsstahlrohre mit feineren Toleranzen siehe DIN 2391, Gruppe S 4/12)	2	
2480	Rippenheizrohre aus Gußeisen für Nenndruck 6 . . . . .	6	10. 28
	Bohrrohre siehe Gruppe T 3.		

R 1/3. Flanschverbindungen.

2500	Flansche, Übersicht . . . . .	6	10. 28
	Flansche, Anschlußmaße		
2501	für Nenndruck 1 bis 6 . . . . .	6	1. 28
2502	„ „ 10 und 16 . . . . .	6	1. 28
2503	„ „ 25 „ 40 . . . . .	6	10. 27
2504	„ „ 64 „ 100 . . . . .	6	4. 28

R 1/4. Konstruktionsblätter.

2505	Feste Flansche, Erläuterungen zur Berechnung . . . . .	6	1. 27
2506	Lose Flanschen, Erläuterung zur Berechnung . . . . .	6	1. 27
2507	Schrauben, Erläuterungen zur Berechnung . . . . .	6	7. 27
2508	Flansche, Anordnung der Schraubenlöcher . . . . .	6	7. 26
2509	Hochwertige Bolzenschrauben . . . . .	6	10. 28

(Wird geändert.)

2511	Randabstände und Schraubenlochdurchmesser für Flansche, Konstruktionsblatt . . . . .	6	7. 29
2512	Flansche, Nut und Feder für Nenndruck 10 bis 100 . . . . .	6	} 1. 27
2513	Flansche, Eindrehung für Flachdichtung, für Nenndruck 10 bis 100 (Auswahl siehe DIN Berg 11) . . . . .	6	
2514	Flansch-Eindrehung für Runddichtung für Nenndruck 10 bis 100 . . . . .	6	7. 29
2515	Walzflansche, Walzrillen u. Abfasungen, Konstruktionsblatt . . . . .	6	} 10. 26
2516	Genietete Flußstahlrohre, Nietung, Konstruktionsblatt . . . . .	6	
2517	Flansch-Eindrehung für Dichtung Rohr gegen Rohr für Nenndrucke 64 und 100 . . . . .	6	7. 29

Gußeisenflansche.

2530	für Nenndruck 1 und 2,5, Konstruktionsblatt . . . . .	6	7. 26
2531	„ „ 6, Konstruktionsblatt . . . . .	6	10. 27
2532	„ „ 10, „ . . . . .	6	1. 28
2533	„ „ 16, „ . . . . .	6	} 7. 26
2534	„ „ 25, „ . . . . .	6	
2535	„ „ 40, „ . . . . .	6	

Stahlgußflansche.

2543	für Nenndruck 16, Konstruktionsblatt . . . . .	6	} 7. 26
2544	„ „ 25, „ . . . . .	6	
2545	„ „ 40, „ . . . . .	6	
2546	„ „ 64, „ . . . . .	6	7. 28
2547	„ „ 100, „ . . . . .	6	7. 28

DIN	Gewindeflansche.		
	Ovale Gewindeflansche		
2550	glatt, für Nenndruck 1 bis 6 . . . . .	6	7. 26
2560	mit Ansatz, für Nenndruck 1 bis 6 . . . . .	6	7. 26
2561	„ „ „ „ 10 „ 16 . . . . .	6	10. 28
	Runde Gewindeflansche		
2555	glatt, für Nenndruck 1 bis 6 . . . . .	6	7. 26
2565	mit Ansatz, für Nenndruck 1 bis 6 . . . . .	6	7. 26
2566	„ „ „ 10 und 16 . . . . .	6	7. 26
	(Auswahl siehe DIN Berg 9.)		
2567	für Nenndruck 25 und 40 . . . . .	6	7. 26
2568	„ „ 64 . . . . .	6	7. 28
2569	„ „ 100 . . . . .	6	7. 28
	Lötflanschen.		
2570	Glatte Flansche, gelötet oder geschweißt, für Nenndruck 1 bis 6 . . . . .	6	4. 28
	Walzflansche.		
2575	Glatte Walzflanschen für Nenndruck 1 bis 6 . . . . .	6	7. 26
2580	Walzflansche mit Ansatz für Nenndruck 1 bis 6 . . . . .	6	10. 26
2581	für Nenndruck 10 . . . . .	6	6. 29
2582	„ „ 16 . . . . .	6	6. 29
2583	„ „ 25 . . . . .	6	1. 27
2584	„ „ 40 . . . . .	6	4. 29
	Walzflansche mit Ansatz und Sicherheitsnietung		
2590	für Nenndruck 10 . . . . .	6	7. 26
2591	„ „ 16 . . . . .	6	7. 26
2592	„ „ 25 . . . . .	6	7. 26
2593	„ „ 40 . . . . .	6	7. 26
	Flansche mit Ansatz		
2594	für Nenndruck 64, Konstruktionsblatt . . . . .	6	7. 28
2595	„ „ 100, „ . . . . .	6	7. 28
	Nietflansche		
2600	für Nenndruck 1 bis 6 . . . . .	6	} 10. 26
2601	„ „ 10 . . . . .	6	
2602	„ „ 16 . . . . .	6	
2603	„ „ 25 . . . . .	6	
2604	„ „ 40 . . . . .	6	
	Nietflansche aus Walzprofilen		
2610	für Nenndruck 1 und 2,5 . . . . .	6	} 7. 27
2611	„ „ 6 . . . . .	6	
2612	„ „ 10 . . . . .	6	
2613	„ „ 16 . . . . .	6	
	Vorschweißflansche.		
	Vorschweißflansche (überlappte Schweißung)		
2620	für Nenndruck 1 und 2,5 . . . . .	6	} 4. 28
2621	„ „ 6 . . . . .	6	
2622	„ „ 10 . . . . .	6	
	Vorschweißflansche (autogene Schweißung)		
2630	für Nenndruck 1 und 2,5 . . . . .	6	} 4. 28
2631	„ „ 6 . . . . .	6	
2632	„ „ 10 . . . . .	6	

R. 1/4. Lose Flanschen.

DIN	Lose Flansche für Bördelrohr		
2639	für Nenndruck 1	6	7. 27
2640	„ „ 2,5	6	} 10. 28
2641	„ „ 6	6	
2642	„ „ 10	6	
Lose Flansche mit Bund			
2650	für Nenndruck 1	6	} 10. 27
2651	„ „ 2,5	6	
2652	„ „ 6	6	
2653	„ „ 10	6	

(Auswahl siehe DIN Berg 8.)

Lose Flansche mit Bund			
2654	für Nenndruck 16	6	10. 27
2655	„ „ 25	6	10. 28
2656	„ „ 40	6	10. 28

Lose Flansche mit Vorschweißbund (überlappte Schweißung)

2660	für Nenndruck 1	6	} 4. 28
2661	„ „ 2,5	6	
2662	„ „ 6	6	
2663	„ „ 10	6	
2664	„ „ 16	6	
2665	„ „ 25	6	
2666	„ „ 40	6	

Lose Flansche mit Vorschweißbund (autogene Schweißung)

2670	für Nenndruck 1	6	} 4. 28
2671	„ „ 2,5	6	
2672	„ „ 6	6	
2673	„ „ 10	6	

R 1/5. Dichtungen.

2690	Flachdichtungen für Flansche mit ebener Dichtungsfläche für Nenndruck 1 bis 40 (Auswahl siehe DIN Berg 15).	6	1. 27
2691	mit Nut und Feder für Nenndruck 10 bis 100 . . . . .	6	10. 26
2692	mit Eindrehung für Nenndruck 10 bis 100 (Auswahl siehe DIN Berg 16) . . . . .	6	1. 27
2693	Rundgummidichtungen für Flansche mit Eindrehung für Nenndruck 10 bis 100 . . . . .	6	10. 26
2694	Nahtlose Dichtringe für Flansche Rohr gegen Rohr DIN 2517 für Nenndruck 64 bis 100 . . . . .	6	1. 29

R. 1/6. Muffenverbindungen.

2432	Gußeiserne Muffendruckrohre bis Nenndruck 10, Betriebsdruck: W 10. . . . .	6	7. 29 neu
2437	Gußeisenmuffen für Nenndruck 10, Betriebsdruck: W 10, Konstruktionsblatt . . . . .	6	7. 29 neu

R. 1/7. Rohrverschraubungen und Fittings.

2350	Gewindezapfen — Gewindelöcher für Rohrverschraubungen und Armaturen . . . . .	6	6. 30 neu
(2. Ausgabe.)			
2351	Bundabmessungen — zugehörige Schlüsselweiten für Rohrverschraubungen und Armaturen . . . . .	6	11. 24

DIN				
2352	Gewindeauslauf — Gewinderillen für Innengewinde . . .	6	11. 24	
2356	Überwurfmutter, schwer . . . . .	6	11. 24	
	(In Neubearbeitung.)			
2357	Überwurfmutter, leicht . . . . .	5		
2358	Sechskant-Überwurfschrauben für leichte und schwere Rohrverschraubungen. . . . .	4	15. 11. 28	
2359	für schwere Rohrverschraubungen . . . . .	4		
	(Veröffentlicht unter DIN 2358.)			
2360	Rohrverschraubungen, schwer, Übersicht, Einschraub- verschraubungen, Lötverschraubungen für Druckstufen D 5 W 6 bis D 32 W 40 . . . . .	6	} 11. 24 4. 25 11. 24 4. 25 11. 24 (In Neubearbeitung.)	
2361	Einschraubstutzen, schwer, für Einschraubverschraubun- gen 37° für Druckstufen D 5 W 6 bis D 32 W 40 . . .	6		
2362	Lötstutzen, schwer, für Lötverschraubungen 37° für Druckstufen D 5 W 6 bis D 32 W 40 . . . . .	6		
2363	Kugelbuchsen, schwer, für Rohrverschraubungen 37° für Druckstufen D 5 W 6 bis D 32 W 40 . . . . .	6		
2364	Einschraubstutzen, schwer, für Einschraubverschraubun- gen mit Bunddichtung für Druckstufen D 5 W 6 bis D 32 W 40 . . . . .	6		
2365	Lötstutzen, schwer, für Lötverschraubungen mit Bund- dichtung für Druckstufen D 5 W 6 bis D 32 W 40 . . .	6		
2366	Bundbuchsen, schwer, für Rohrverschraubungen mit Bunddichtung für Druckstufen D 5 W 6 bis D 32 W 40 DIN 2360 bis 2366 in Neubearbeitung.)	6		
2367	Einschraubstutzen für Stopfbuchsverschraubungen. . .	3		12. 6. 24
	(Zurückgezogen.)			
2368	Buchsen mit Bund für Stopfbuchsverschraubungen . . .	3		12. 6. 24
	(Zurückgezogen.)			
2370	Rohrverschraubungen, leicht, Übersicht . . . . .	5		
2371	Einschraubstutzen, leicht, für Einschraubverschraubun- gen 37° . . . . .	5		
2372	Lötstutzen, leicht, für Lötverschraubungen 37° . . . . .	5		
2373	Kugelbuchsen, leicht, für Lötverschraubungen 37° . . .	5		
2374	Einschraubstutzen, leicht, für Einschraubverschraubun- gen mit Bunddichtung . . . . .	5		
2375	Lötstutzen, leicht, für Lötverschraubungen mit Bund- dichtung . . . . .	5		
2376	Bundbuchsen, leicht, für Rohrverschraubungen mit Bund- dichtung . . . . .	5		
2377	Fittingsrohrverschraubungen mit Flachdichtung . . . . .	3	7. 4. 27 u. 21. 4. 27	
2378	mit Kegeldichtung . . . . .	3	} 7. 4. 27	
2379	Fittings-Überwurfmutter, kantig . . . . .	3		
4601	Rohrverschraubungen für Kraftfahrbau und Luftfahrt, Überwurfmutter für Dichtkegel. . . . .	6	} 8. 30 neu	
4602	— Dichtkegel . . . . .	6		
4603	— Schraubstutzen . . . . .	6		
4604	— Lötstutzen . . . . .	6		
4605	— Flanschstutzen mit Außengewinde . . . . .	6		
4606	— Flanschstutzen mit Innengewinde. . . . .	6		
4607	— Flanschdoppelstutzen . . . . .	6		

Schwedler, Rohrleitungen.

DIN		
4608	Überwurfmuttern für Klemmringe . . . . .	6 11. 30 neu
4609	Dichtringe für Kraftfahrbau und Luftfahrt . . . . .	6
4610	Sechskant-Verschlußschrauben für Kraftfahrbau und Luftfahrt . . . . .	6 } 2. 31 neu
2950	Tempergußfittings	
	Bl. 1 } Erläuterungen . . . . .	4
	Bl. 2 }	
2951		
	Bl. 1 } Übersicht . . . . .	4
	Bl. 2 }	
	Bl. 3 }	
	Bl. 4 }	
	Bl. 5 }	
2952	egale Stücke 90°, Winkelstücke A, Te-Stücke B, Kreuz- stücke C . . . . .	4
2953	reduzierte Stücke 90°, Winkelstücke A 1 . . . . .	4
2954	reduzierte Stücke 90°, Te-Stücke B 1 . . . . .	4
2955	reduzierte Stücke 90°, Kreuzstücke C 1 . . . . .	4
2956	mehrfach reduzierte 90°-Stücke, Te-Stücke B 1 . . . . .	4
2957	mehrfach reduzierte 90°-Stücke, Kreuzstücke C 1 . . . . .	4
2958	egale Stücke 45°, Winkelstücke A, Te-Stücke B, Kreuz- stücke C . . . . .	4
2959	egale Stücke 90°, langes Bogenstück (G) . . . . .	4
2960	egale Stücke 90°, Bogenstücke D, Bogen-Te-Stücke E 1, Zwei-Bogen-Te-Stücke E 2, Bogen-Kreuzstücke F 1 . . . . .	4
2961	egale Stücke 30° und 45°, lange Bogenstücke G . . . . .	4
2962	egale Stücke, Doppelbogen geschlossen Ka, Doppel- bogen Kb . . . . .	4
2693	Kantmuffen und Rundmuffen mit Innengewinde (M) . . . . .	4
2964	Rundmuffen (M) . . . . .	4
2965	Nippel reduziert (N 4) . . . . .	4
2966	Nippel exzentrisch reduziert (N) . . . . .	4
2967	Doppelnippel (N 8) . . . . .	4
2968	Kappen T . . . . .	4
2969	Stopfen T . . . . .	4
2970	Rohe und halbrohe Sechskantrohrmuttern . . . . .	4
2971	Überwurfmuttern P 1 für Rohrverschraubungen U . . . . .	4
2972	Rohrverschraubungen U 1 mit Bunddichtung . . . . .	4
2973	Rohrverschraubungen U 11 mit Kegeldichtung . . . . .	4
2974	Etagenwinkel L 1, Überspringbogen L 2, Etagenbogen L 4 und L 8 . . . . .	4
2975	egale Stücke, Verteiler Za, Zb . . . . .	4

R. 1/8. Farben für Rohrleitungen.

2403	Kennfarben für Rohrleitungen . . . . .	6 4. 27
------	--	---------

R. 1/9. Sinnbilder für Rohrleitungen.

2429	Bl. 1 } Sinnbilder für Rohrleitungen . . . . .	6
	Bl. 2 }	
	Bl. 3 }	
	Bl. 4 }	
		4. 25

DIN		R. 1/10. Formstücke.	
2430	Bl. 1 } Bl. 2 } Bl. 3 } Bl. 4 }	Formstücke für Rohrleitungen, Übersicht und Sinnbilder . . . . .	6 } 12. 29
2821		Formstücke, Richtlinien für Abzweige und Schenkellängen, Konstruktionsblatt . . . . .	4 15. 11. 28
2829		Muffenformstücke.	
		Bl. 1 für Nenndruck 10, Übersicht. . . . .	5
		Bl. 2 graphische Übersicht der Baulängen der A- und AA-Stücke, B- und BB-Stücke, C- und CC-Stücke	5
		Bl. 3 für Nenndruck 10, Übersicht. . . . .	5
2830	Bl. 1 } Bl. 2 } Bl. 3 }	Muffenstück mit Flanschenstutzen, A- und AA-Stücke für Nenndruck 10. . . . .	5
2831	Bl. 1 } Bl. 2 } Bl. 3 }	Muffenformstück mit Muffenstutzen, B- und BB-Stücke für Nenndruck 10. . . . .	5
2832	Bl. 1 } Bl. 2 } Bl. 3 }	Muffenstück mit schrägem Muffenstutzen 45°, C- und CC-Stücke für Nenndruck 10 . . . . .	5
2833		Flanschmuffenstück, E-Stück, für Nenndruck 10 . . . . .	5
2834		Einflanschstück, F-Stück für Nenndruck 10 . . . . .	5
2835		Muffenkniestück (30°), J-Stück für Nenndruck 10 . . . . .	5
2836		Muffenbogen (R = 10 NW), K-Stück für Nenndruck 10 . . . . .	5
2837		Muffenbogen (R = 5 NW), L-Stück für Nenndruck 10 . . . . .	5
2838		Flanschkrümmer, Q-Stück für Nenndruck 10. . . . .	5
2839		Muffenübergangsstück, R-Stück für Nenndruck 10 . . . . .	5
2840		Überschiebmuffe, U-Stück für Nenndruck 10 . . . . .	5
2841		T-Stück und Kreuzstück, T- und TT-Stück für Nenndruck 10 . . . . .	5

R. 1/11. Preßdruckleitungen.

DIN 2711, 2730, 2735 bis 2773, 2801 zurückgestellt.

R. 1/12. Rohre und Flansche für die Kälteindustrie.

3151	Rohre, Auswahl für die Kälteindustrie. . . . .	2
3153	Glatte ovale Walzflansche für Soleleitungen für Nenndruck 1 bis 6 . . . . .	2
3154	Runde Walzflansche für Soleleitungen für Nenndruck 1 bis 10. . . . .	2
3155	Walzflansche mit Ansatz für SO <sub>2</sub> -Leitungen für Nenndruck 16 . . . . .	2
3156	Walzflansche mit Ansatz, Nut und Feder für Ammoniakleitungen für Nenndruck 25. . . . .	2
3157	Runde Gewindeflansche mit Ansatz, Nut und Feder für Ammoniakleitungen, Nenndruck 25 . . . . .	2

R. 1/13. Fittings.

2999	Whithworth-Rohrgewinde ohne Spitzenspiel für Fittingsanschlüsse. . . . .	6	7. 24
------	--	---	-------

Nur diejenigen Blätter sind bezugsfertig, die vor dem Ausgabedatum durch eine 6 gekennzeichnet sind.



## V. Richtlinien, Tabellen, Normblattauszüge und Bildtafeln.

### A. Auszug aus den Richtlinien für Werkstoff von Heißdampf-Rohrleitungen der Vereinigung der Großkesselbesitzer<sup>1</sup>.

(Fassung Dezember 1930.)

#### Allgemeines.

1. Heißdampfleitungen müssen in bezug auf Werkstoff, Ausführung und Ausrüstung den zur Zeit des Baues anerkannten Regeln der Wissenschaft und Technik entsprechen. Die nach zivil- oder strafrechtlichen Vorschriften bestehende Verantwortlichkeit für die Güte der verwendeten Baustoffe, für die Bauart, für die Ausführung oder für den Betrieb der Anlage bleibt durch die vorliegenden Richtlinien unberührt, auch wenn der mit der Abnahmeprüfung betraute Sachverständige keine Bedenken erhoben hat.

Für höher beanspruchte Rohrleitungen sollen die vorliegenden Richtlinien angewandt werden, die das bei besonders betriebswichtigen Anlagen Gebotene ausdrücken. Als untere Grenze des Anwendungsbereiches gilt im allgemeinen Nenndruck 25 und 400<sup>0</sup> Heißdampf-temperatur.

2. Die steigende Anwendung hoher Dampfdrücke und hoher Dampftemperaturen hat die Anforderungen an Werkstoff und Bau von Heißdampf-Rohrleitungen außerordentlich erhöht.

Bezüglich des Werkstoffes geht man allmählich dazu über, härtere Kohlenstoffstähle oder legierte Stähle zu verwenden, die den Vorzug größerer Widerstandsfähigkeit bei erhöhter Temperatur haben. Der meist größeren Empfindlichkeit des Sondermaterials ist bei der Verarbeitung besonders Rechnung zu tragen.

3. Durch die Temperatureinflüsse und die Schwierigkeit des Dichthaltens sind die Rohrverbindungen besonders hoch beansprucht. Die Anwendung von Schweißverbindungen kann an dazu geeigneten Stellen zugelassen werden, wenn Gewähr für deren sachgemäße Bauart und Herstellung besteht. Die Güte der Schweißverbindungen hängt außer von der Eignung der verwendeten Werkstoffe weitestgehend von Kenntnis, Erfahrung und Sorgfalt des ausführenden Schweißers ab.

Die Art der Flanschverbindung ist wesentlich durch den Rohrwerkstoff bedingt. Röhre höherer Festigkeit lassen sich wegen geringerer Formänderungsfähigkeit nicht oder nur mit großer Sorgfalt einwalzen. In vielen Fällen wird zu anderen Verbindungsarten (z. B. Gewindeflanschen, losen Flanschen über angestauchten Bundcn) zu greifen sein. Bei Walzverbindungen sollen die Flansche um eine unzulässige Aufweitung zu vermeiden und genügende Haftkraft zu erzielen, aus härterem Werkstoff als die Röhre bestehen.

4. Die Abnahme der Werkstoffe beim Hersteller erfolgt durch Sachverständige, welche der Besteller bestimmt. Der Sachverständige soll mit den Herstellungsvorgängen und mit der Werkstoffabnahme vertraut sein. Er prüft die Werkstoffe nach den vorliegenden Richtlinien unter Beachtung der bei der Bestellung besonders getroffenen Vereinbarungen. In einzelnen Fällen muß bezüglich des

<sup>1</sup> Bei den Abschnitten 1—4, 6—8, 10, 13, 26—28 und 47—49 handelt es sich um eine vorläufige Fassung.

Umfanges der Prüfungen unter Hinweis auf die entsprechenden Punkte dieser Richtlinien möglichst schon bei der Anfrage, spätestens bei Bestellung Festlegung erfolgen<sup>1</sup>.

Der beauftragte Sachverständige hat das Recht, den Arbeitsvorgängen beizuwohnen. Jedoch soll der Fortgang der Herstellung hierdurch nicht unnötig gestört werden.

### A. Rohre.

#### Prüfungsbedingungen und Anforderungen an die Werkstoffe.

5. Für Heißdampf-Rohrleitungen sind nahtlose Rohre aus Flußstahl nach DIN 1629 oder legiertem Stahl zu verwenden.

Für C-Stähle gelten nach DIN 1629 folgende Eigenschaften:

Marken- bezeichnung des Werkstoffes	Zugversuch nach DIN 1605			Querfaltversuch  Entfernung x nach Ziffer 20 bezogen auf die Probendicke a
	Zugfestigkeit  kg/mm <sup>2</sup>	Mindest- bruchdehnung %		
		5 d	10 d	
St. 35.29	35—45	25	20	2 a
St. 45.29	45—55	21	17	4 a
St. 55.29	55—65	17	14	6 a
St. 65.29	65—80	12	10	7 a

Bei Quersugproben gelten um 2 Einheiten kleinere Dehnungswerte.

Bei Bestellung ist die Stahlbezeichnung anzugeben; falls legierter Stahl verwendet werden soll, sind auf Grund der mit den Lieferwerken getroffenen Vereinbarungen dessen Eigenschaften und Zusammensetzung festzulegen. Das Lieferwerk hat für die Berechnung der Rohrleitungen nach 13 den Garantiewert der Warmstreckgrenze bei der vom Besteller anzugebenden Betriebstemperatur bekanntzugeben.

6. Es empfiehlt sich, in besonderen Fällen Ausgangsblöcke zu schälen und auszubohren, vorgewalzte Knüppel zu beizen, um die Oberfläche genau zu berücksichtigen, da der Keim zu Fehlern der Rohre meist in Fehlern des Blockes (z. B. Oberflächenrissen, Hohlräumen, Gasblasen, Rauheiten, starker Seigerung) liegt. Hierüber sind bei der Bestellung besondere Vereinbarungen mit dem Röhrenwerk zu treffen. Der Ausschuß von Rohren aus bearbeiteten Blöcken ist erfahrungsgemäß viel geringer als bei Rohren aus rohen Blöcken.

7. Das Lieferwerk hat in allen Fällen eine Werksbescheinigung zu liefern, welche nachweist:

a) daß die vorgeschriebene Festigkeit und Dehnung schmelzenweise an fertigen Rohren festgestellt worden ist (die Streckgrenze sollte wegen des Wasserdruckversuches (18) angegeben sein),

b) daß sich sämtliche Rohre über die ganze Länge in gutem Glühzustande befinden,

<sup>1</sup> Dem Sachverständigen sind die bei der Bestellung festgelegten technischen Bedingungen vom Besteller bei Auftragserteilung bekanntzugeben. Nachträgliche Forderungen können nur in dringenden Fällen vereinbart werden. Die Angaben zur Fußnote 2, 3 und 6 sind bei Bestellung zu machen. Wo zwischen Besteller und Hersteller besondere Vereinbarungen nötig sind, ist dies im Text durch Unterstreichen gekennzeichnet.

c) daß sämtliche Rohre den Wasserdruckversuch beim vorgeschriebenen Probedruck bestanden haben.

8. Rohre über Nennweite 200, sowie alle warm gebogenen, gefalteten, gewellten oder sonst warm verformten Rohre, insbesondere solche mit angestauchten Bunden, Wellrohr- und Faltenrohr-Kompensatoren usw. sind, mindestens im verformten Gebiet, sachgemäß auszuglühen. Die beste Art des Ausglühens ist das Glühen in einem gut regulierbaren, mit Temperaturmessern ausgerüsteten Ofen. Es soll Gewähr dafür gegeben sein, daß alle Rohre im Ofen die notwendige Glühtemperatur haben. Das Glühdigramm soll dem Sachverständigen auf Verlangen vorgelegt werden.

Vom Ausglühen glatter Rohrbogen kann nur dann Abstand genommen werden, wenn der Sachverständige nach Besichtigung des angewandten Biegeverfahrens damit einverstanden ist. Falls jedoch beim Biegen der glatten Rohrbogen Verformung bei unrichtiger Temperatur, künstliches Kühlen oder Aushämmern von Beulen vorgenommen wird, hat Ausglühen zu erfolgen.

Bei Stücken, die aus besonderen Gründen nicht im Ofen geglüht werden können, sollte der Sachverständige dem Herstellungsgang beiwohnen. Hierüber sind mit dem Sachverständigen Vereinbarungen zu treffen.

#### Art der Versuche.

10. a) Besichtigung (12).
- b) Ermittlung der Abmessungen (13—17).
- c) Wasserdruckversuch (18).
- d) Zugversuch (19).
- e) Querschnittversuch (20).
- f) Ringaufdorn- und Ringzugversuch (21—23).
- g) Warmzerreiversuch (24, 25).

#### Abmessungen.

13. Die Abmessungen der Rohre sind, soweit es sich um genormte Stähle handelt, nach Dinormen zu wählen, und zwar gilt

für Druckstufen: DIN 2401,

für Nennweiten: DIN 2402,

für Wanddicke und Außendurchmesser von Rohren aus St. 35.29 und St. 45.29: DIN 2450 und 2451,

für Berechnungserläuterung: DIN 2413.

Die aus der Formel errechnete Wanddicke wird, eventuell aufgerundet, als Sollwanddicke der Bestellung zugrunde gelegt. Die Herstellungswanddicke darf hiervon um die zulässigen Abmaße abweichen.

Rohre aus Sonderstählen sind in Anlehnung an DIN 2413 nach den vom Hersteller angegebenen Festigkeitswerten zu berechnen.

### B. Flansche.

26. Flansche für Heißdampf-Rohrleitungen dürfen nur aus Flußstahl oder aus Stahlguß<sup>1</sup> hergestellt werden. Die Verwendung von Gußeisen ist unzulässig.

Flußstahl muß den Anforderungen von DIN 1611, Güteklasse B, Stahlgudenen von DIN 1681, Sondergüte, entsprechen. Die Wahl der härteren Sorten ist nach 3 zu empfehlen. Für legierte Stähle sind bei der Bestellung besondere Vereinbarungen zu treffen.

<sup>1</sup> Bei der Herstellung von Stahlguß für hohe Temperaturen sind besondere Erfahrungen notwendig. Für solche Lieferungen kommen daher nur Werke in Frage, welche über solche Erfahrungen verfügen.

Die Prüfung der Stahlgußflansche erfolgt in jedem Falle; bei Bestellung wird vereinbart, ob auch die Flußstahlflansche abgenommen werden sollen.

27. Die Vorlage der Stücke zur Abnahme erfolgt nach Vereinbarung im bearbeiteten oder unbearbeiteten Zustand.

Der Sachverständige besichtigt die gesamte Lieferung und wählt die Probestücke aus. Aus den Probestücken werden die Probestäbe herausgearbeitet<sup>1</sup>. Die abgenommenen Stücke erhalten nach der Prüfung den Abnahmestempel.

28. Art der Versuche.

a) Besichtigung der Stücke, Nachprüfung der Abmessung<sup>2</sup>, Auswahl und Anstempelung der Probestücke und Probestäbe (31—35).

b) Zugversuch (36).

c) Kaltbiegeversuch (37).

d) Kerbschlagversuch (38, 39).

e) Warmzerreiversuch (40, 24, 25).

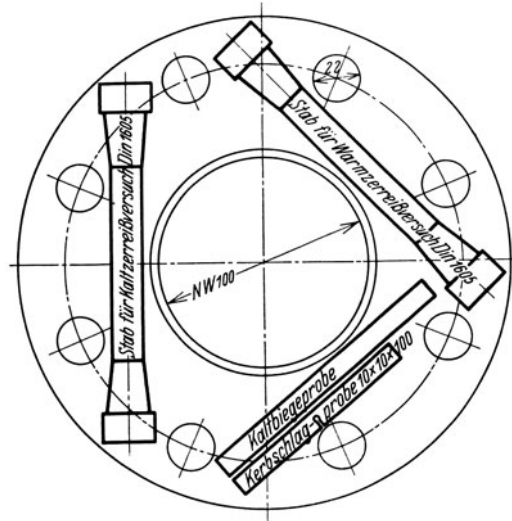


Abb. 27. Anordnung der Probestäbe im Flansch.

(Hier folgt: 36. Zugversuche von Seite 200.)

#### D. Schrauben für Rohrleitungen.

Allgemeines.

47. Als Werkstoff für Schraubenbolzen für Heißdampfrohrleitungen ist für die nach diesen Richtlinien bestellten Anlagen nach DIN 2507 Flußstahl St C 35.61 DIN 1661 oder Sonderstahl mit besonders hoher Streckgrenze bei höheren Temperaturen zu verwenden.

48. Bei Dampftemperaturen über 400° ist die Gefahr des Festbrennens der Muttern durch Oxydation der Gewindegänge vorhanden, wenn Mutter und Bolzen aus gleichem Werkstoff bestehen. Bei gelegentlichem Nachziehen oder beim Lösen kann ein Fressen der Gewinde eintreten.

Die Muttern sollen daher aus einem anderen Werkstoff als die Schraubenbolzen bestehen. Für die Schraubenbolzen aus niedrigprozentigem Manganstahl

<sup>1</sup> Bei kleineren Stückzahlen ist es bei Stahlguß wirtschaftlicher, die Probestäbe nach DIN 1681 anzuziehen. Diese müssen aber in weitgehender Verbindung mit dem Werkstück stehen und so angeordnet sein, daß die Eigenschaften denen des Stückes möglichst entsprechen. Bei flustählernen Flanschen nach DIN 1611 können die Probestäbe in der Längsfaserichtung (Schwefelabdruck am Umfang) entnommen werden.

<sup>2</sup> Der Sachverständige soll mit dem Lieferwerk vereinbaren, ob bereits eine Besichtigung und Entnahme der Probestücke bei den unbearbeiteten Flanschen stattfinden soll. Eine etwa erforderliche Nachbehandlung kann dann leichter vorgenommen werden. In diesem Falle sind die bearbeiteten Flansche ein zweites Mal zur Besichtigung vorzulegen.

(St C 35.61) empfehlen sich Muttern aus St 38.13 DIN 1613, bei denen die Neigung zum Fressen gering ist.

49. Der Nachweis der Eigenschaften erfolgt durch Sachverständigenbescheinigung<sup>1</sup>.

Für den Werkstoff der Muttern ist die Erfüllung der Eigenschaften nur nachzuweisen, wenn die Festigkeit höher ist als 45 kg/mm<sup>2</sup>. Preßmuttereisen darf nicht verwendet werden.

### 36. Zugfestigkeit.

	Markenbezeichnung	Zugversuch nach DIN 1605		Kohlenstoffgehalt % (unverbindlich)
		Zugfestigkeit kg/mm <sup>2</sup>	Bruchdehnung am kurzen Normalstab oder proport. Stab %	
Flußstahl DIN 1611	[St. 34.11 *	34—42	30	0,12]
	St. 42.11	42—50	24	0,25
	St. 50.11	50—60	22	0,35
	St. 60.11	60—70	17	0,45
	St. 70.11	70—85	12	0,60
		mindest		Streckgrenze mindest kg/mm <sup>2</sup>
Stahlguß DIN 1681	Stg. 38.81 S	38	25	18
	Stg. 45.81 S	45	22	22

Legierte Stähle nach besonderer Vereinbarung.

## B. Wartung, Stillsetzung, Inbetriebsetzung und Instandsetzung von Rohrleitungen. (Gleiche Vorschriften sind sinngemäß bei Preßluftleitungen zu beachten.)

Betriebsblatt 9 für Maschinisten, Monteure und Betriebsleiter. Herausgegeben vom AWF, Ausschuß für wirtschaftliche Fertigung beim Reichskuratorium für Wirtschaftlichkeit in Industrie und Handwerk unter Mitarbeit des Rohrleitungsverbandes. (Copyright by AWF.)

### 2. Neubearbeitung (Februar 1932).

#### Wartung.

1. Bei undichten Verbindungen (Tropfen von Wasser, Ausblasen von Dampf) Schraubensorgfältig kreuzweise nachziehen, übermäßiges Anziehen vermeiden; genügt mäßiges Anziehen nicht, Dichtung erneuern; geschweißte Leitungen ausbessern.

<sup>1</sup> Bei Entnahme aus Vorrat genügt eine schriftliche Erklärung des Kesselherstellers, daß er den Werkstoff mit Werksbescheinigung oder, soweit Sachverständigenbescheinigung vorgeschrieben ist, mit einer solchen erhalten hat. — Abschrift der Bescheinigung ist auf Wunsch beizubringen.

\* Da nach 3, 2. Abs. der Werkstoff der Flansche eine höhere Streckgrenze haben soll als der der Rohre, sollen Flansche aus St 34.11 nicht verwendet werden. Die Flansche sind also aus St. 42.11 oder härteren Werkstoffen herzustellen.

2. Bei Rohrleitungen für Frischdampf, besonders bei hohem Druck und hoher Überhitzung sind in regelmäßigen Abständen die Unterstützungen zu untersuchen, damit die Bewegung der Rohrleitungen infolge der Wärmeausdehnung nicht behindert wird; etwaige Mängel sofort beseitigen.

3. Absperrvorrichtungen verlangen im Betrieb eine gewisse Pflege, damit sie dauernd gut dicht sind. Sie müssen alle 14 Tage auf Gangbarkeit geprüft werden, damit sie im Falle der Gefahr nicht versagen. Undichtheiten oder fehlerhafte Absperrorgane sind rechtzeitig in Ordnung zu bringen.

4. Absperrvorrichtungen in Sonderausführung (Sicherheits-, Druckminder-, Rohrbruchventile und schnellschließende Absperrvorrichtungen), auch solche mit Bedienungsvorrichtungen und elektrischen Einrichtungen müssen mindestens in jeder Woche einmal auf ihre Betriebsfähigkeit geprüft werden. Bei Federsicherheitsventilen ist in bestimmten Zeiträumen die Einstellung der Feder nachzuprüfen, d. h. ob die Ventile noch bei dem vorgeschriebenen Druck rechtzeitig öffnen. Kleinere Fehler sind möglichst sofort zu beseitigen; Absperrvorrichtungen mit größeren Fehlern sind sofort auszubauen.

5. Undichte Stopfbüchsen sofort neu verpacken. Einseitiges Anziehen der Stopfbüchsenbrillen vermeiden. Ausströmender Dampf bedeutet Verlust und greift blanke Teile sehr an.

6. Alle übrigen Apparate (Ausgleichvorrichtungen für die Wärmeausdehnung, Dampfwaterableiter [Kondenstöpfe], Dampfwater-Rückspeiser, Kesselspeiseregler) müssen täglich beobachtet werden; Störungen sind schnellstens zu beseitigen.

7. Bei eintretendem Frostwetter ist nachzusehen, ob die im Freien liegenden Rohrleitungen vor Einfrieren geschützt sind.

8. Zerstörten Wärmeschutz (Isolation) sofort erneuern; nackte Rohrleitungen und nackte Flanschverbindungen bedeuten immer Wärmeverlust.

#### Stillsetzung.

9. Alle Leitungen entleeren.

10. Entwässerungsleitungen und Dampfwaterableiter (Kondenstöpfe) öffnen. Bei Kondenstöpfen mit offenen Schwimmern sind Gehäuse und Schwimmer zu entleeren.

11. Rohrleitungen nachsehen und ausbessern, etwaige Schäden beseitigen.

12. An der höchsten Stelle Entlüftungsklappe, -hähne und -ventile öffnen.

#### Inbetriebsetzung.

13. Bei Leitungen, die unter Druck gesetzt werden sollen, muß für genügende Entlüftung gesorgt werden (an der höchsten Stelle ein Ventil oder einen Flansch öffnen, damit die Luft entweichen kann).

14. Frischdampfleitungen sind mittels Dampf auszublase.

15. Entwässerungsleitungen und Dampfwaterableiter (Kondenstöpfe) müssen offen sein, damit Dampfwater ablaufen kann. Bei großen Kondensatmengen Umführungen so lange offen halten, bis Dampfleitung normale Temperatur erreicht hat, um Wasserschäden zu vermeiden.

16. Rohrleitungen mit hohem Betriebsdruck und mit großen Lichtweiten erhalten Absperrvorrichtungen mit Umführungen außerhalb der Rohrleitung (siehe auch Punkt 17). Bei Inbetriebsetzung zunächst die Umführungen öffnen, um die dahinter liegenden Rohrleitungen mit Dampf zu beschicken und Hauptabsperrvorrichtung zu entlasten. Bevor sie geöffnet wird, einige Zeit warten.

17. Neuere Schieber oder Ventile mit innerer oder ohne Umleitung sind so gebaut, daß erst die Dichtungsflächen gelüftet werden. Vor weiterer Handrad-drehung einige Zeit warten, bis Drehung leicht möglich. Drehung um so schwerer, je weniger der Druckausgleich stattgefunden hat.

18. Längere Rohrleitungen nicht auf einmal unter Druck setzen, sondern in Abschnitten, wie die vorhandenen Absperrvorrichtungen es ermöglichen.

19. Gewaltames und plötzliches Öffnen vermeiden, besonders bei größeren Absperrvorrichtungen, sonst Wasserschläge, die zu Bruch der Rohrleitungen selbst oder angeschlossener Maschinen führen.

20. Nach Druckausgleich alle Entwässerungsleitungen so einstellen, daß die Entwässerungsvorrichtungen, z. B. Dampfwaterableiter (Kondenstöpfe), das beim Betrieb sich bildende Dampfwater sicher aus den Rohrleitungen entfernen.

21. Wasserleitungen können durch Pumpen in Betrieb gesetzt werden; an der höchsten Stelle für genügende Entlüftung sorgen.

22. Bei erstmaliger Inbetriebsetzung Flanschdichtungen genau nachprüfen und Schrauben vorsichtig nachziehen, besonders bei Frischdampfleitungen (Wärmeausdehnung der Schrauben beachten) an den Flanschverbindungen und Absperrvorrichtungen (Deckel- oder Haubenflansch).

#### **Instandsetzung.**

23. Instandsetzungsarbeiten an Rohrleitungen, die unter Druck stehen (Dampf-, Druck- auch Säureleitungen) in Betriebspausen vornehmen. Das auszubessernde Rohrleitungsteil von der im Betrieb befindlichen Rohrleitung abschalten (Warnungsschilder anbringen) und vor Beginn der Arbeit durch vorsichtiges Lösen der Flansche oder Öffnen eines Ventils drucklos machen oder entleeren.

24. Bei Arbeiten an größeren Apparaten, die ortsfest sind und befahren werden müssen, Verbindung mit der in Betrieb befindlichen Leitung lösen. (Warnungsschilder anbringen.) Nachdem Ventil in Rohrleitung geschlossen, muß Verbindungsstück zwischen diesen und den Apparaten zur Sicherheit entfernt werden.

25. Vor dem Zusammenschrauben oder vor dem Einbau ausgebesserter Rohrleitungsteile die Dichtungsflächen der Flansche sorgfältig reinigen.

26. Dichtungsringe genau zentrisch einlegen und nicht in den lichten Querschnitt des Rohres hineinragen lassen. Alle Dichtungen vor dem Einbau mit einem dünnen Graphitüberzug versehen. Gewindeteile der Schrauben für die Flanschverbindungen sind vor dem Einsetzen mit einem Gemisch von Graphit und Öl zu bestreichen, um ein leichteres Lösen nach längerer Betriebszeit zu ermöglichen.

27. Bei Instandsetzungsarbeiten darauf achten, daß nicht Werkzeuge, Schrauben, Nieten oder sonstige Fremdkörper zurückbleiben, sonst können sie infolge der hohen Dampfgeschwindigkeit mitgerissen werden und zu Zerstörungen der angeschlossenen Maschinen führen.

28. Vor Inbetriebsetzung die Vorschriften unter Punkt 13 bis 22 beachten.

29. Farbanstrich erneuern.

#### **Kennfarben für Rohrleitungen.**

Dampf: rot; Wasser: grün; Luft: blau; Gas: gelb. Nähere Angaben in Normblatt DIN 2403<sup>1</sup>.

#### **Weitere wichtige Normblätter:**

- DIN 2401 Druckstufen,
- DIN 2402 Nennweiten,
- DIN 2429 Sinnbilder für Rohrleitungen,
- DIN 2430 Formstücke für Rohrleitungen.
- DIN 3400 Kennzeichen und Armaturen.

<sup>1</sup> Liegt lose in der Tasche bei.

Tabelle 8. Sattedampftabelle Nr. 1.

Druck $p$ ata	Sättigungs- Temperatur $t$ °	Absolute Temperatur $T$ ° absolut	Spez. Volumen $v$ m <sup>3</sup> /kg	Spez. Gewicht $\gamma$ kg/m <sup>3</sup>	Wärme-Inhalt		Ver- damp- fungs- Wärme $r$ kcal/kg
					der Flüssig- keit $i'$ kcal/kg	des Dampfes $i''$ kcal/kg	
0,02	17,19	290,29	68,2977	0,01464	17,2	604,1	586,9
0,04	28,63	301,73	35,4735	0,02819	28,6	609,5	580,9
0,06	35,82	308,92	24,2000	0,04132	35,8	612,9	577,1
0,08	41,16	314,26	18,4549	0,05419	41,2	615,3	574,1
0,10	45,44	318,54	14,9584	0,06685	45,4	617,2	571,8
0,15	53,59	326,69	10,2172	0,09787	53,6	620,7	567,1
0,20	59,66	332,76	7,7982	0,12823	59,6	623,3	563,7
0,25	64,56	337,66	6,3251	0,15810	64,5	625,4	560,9
0,30	68,68	341,78	5,3309	0,18758	68,7	627,2	558,5
0,35	72,26	345,36	4,6138	0,21674	72,3	628,7	556,4
0,40	75,42	348,52	4,0708	0,24565	75,4	630,0	554,6
0,45	78,27	351,37	3,6457	0,27429	78,3	631,2	552,9
0,5	80,87	353,97	3,3031	0,30274	80,9	632,2	551,3
0,6	85,45	358,55	2,7846	0,35911	85,5	634,1	548,6
0,7	89,45	362,55	2,4105	0,41486	89,5	635,7	546,2
0,8	92,99	366,09	2,1273	0,47009	93,0	637,1	544,1
0,9	96,17	369,27	1,9051	0,52490	96,3	638,3	542,0
1,0	99,08	372,18	1,7263	0,57928	99,2	639,4	540,2
1,2	104,24	377,34	1,4555	0,68706	104,4	641,4	537,0
1,4	108,73	381,83	1,2599	0,79371	108,9	643,1	534,1
1,6	112,72	385,82	1,1119	0,89938	113,0	644,5	531,5
1,8	116,33	389,43	0,9958	1,0042	116,7	645,8	529,1
2,0	119,61	392,71	0,9022	1,1084	120,0	646,9	526,9
2,5	126,78	399,88	0,7320	1,3661	127,3	649,3	522,0
3,0	132,87	405,97	0,6170	1,6208	133,5	651,2	517,7
3,5	138,18	411,28	0,5338	1,8735	139,0	652,8	513,8
4,0	142,91	416,01	0,4708	2,1240	143,8	654,2	510,4
4,5	147,19	420,29	0,4216	2,3720	148,3	655,4	507,1
5,0	151,10	424,20	0,3818	2,6194	152,3	656,4	504,1
5,5	154,71	427,81	0,3489	2,8663	156,0	657,3	501,3
6,0	158,07	431,17	0,3214	3,1115	159,5	658,2	498,7
6,5	161,21	434,31	0,2980	3,3562	162,8	658,9	496,1
7,0	164,16	437,26	0,2778	3,5997	165,8	659,5	493,7
7,5	166,96	440,06	0,2602	3,8428	168,7	660,1	491,3
8,0	169,59	442,69	0,2448	4,0855	171,5	660,7	489,2
8,5	172,12	445,22	0,2311	4,3271	174,2	661,2	487,0
9,0	174,52	447,62	0,2189	4,5689	176,6	661,6	485,0
9,5	176,82	449,92	0,2079	4,8100	179,1	662,1	483,0
10,0	179,03	452,13	0,1980	5,0513	181,4	662,5	481,1
10,5	181,16	454,26	0,1890	5,2913	183,6	662,8	479,2
11,0	183,20	456,30	0,1808	5,5316	185,8	663,2	477,4
11,5	185,18	458,28	0,1733	5,7717	187,9	663,4	475,5
12,0	187,08	460,18	0,1664	6,0114	189,9	663,7	473,8
12,5	188,93	462,03	0,1600	6,2512	191,9	664,0	472,1
13,0	190,71	463,81	0,1540	6,4910	193,8	664,2	470,4



Tabelle 9. Sattedampftabelle Nr. 2.

Druck $p$ ata	Sättigungs- Temperatur $t$ °	Absolute Temperatur $T$ ° absolut	Spez. Volumen $v$ m³/kg	Spez. Gewicht $\gamma$ kg/m³	Wärme-Inhalt		Ver- damp- fungs- Wärme $r$ kcal/kg
					der Flüssig- keit $i'$ kcal/kg	des Dampfes $i''$ kcal/kg	
13,5	192,45	465,55	0,14856	6,7313	195,6	664,4	468,8
14,0	194,14	467,24	0,14343	6,9720	197,4	664,6	467,2
14,5	195,77	468,87	0,13868	7,2108	199,1	664,8	465,7
15,0	197,37	470,47	0,13421	7,4510	200,8	664,9	464,1
16,0	200,44	473,54	0,12608	7,9315	204,1	665,3	461,2
17,0	203,36	476,46	0,11891	8,4097	207,3	665,6	458,3
18,0	206,15	479,25	0,11246	8,8921	210,2	665,8	455,5
19,0	208,82	481,92	0,10670	9,3721	213,1	666,0	452,9
20,0	211,39	484,49	0,10150	9,8522	215,9	666,2	450,3
21,0	213,85	486,95	0,09675	10,336	218,6	666,3	447,7
22,0	216,24	489,34	0,09241	10,821	221,1	666,4	445,2
23,0	218,53	491,63	0,08847	11,303	223,6	666,5	442,9
24,0	220,75	493,85	0,08485	11,786	226,1	666,6	440,5
25,0	222,90	496,00	0,08146	12,276	228,4	666,7	438,3
26,0	224,99	498,09	0,07834	12,765	230,7	666,7	436,0
27,0	227,02	500,12	0,07545	13,254	232,9	666,7	433,8
28,0	228,99	502,09	0,07277	13,742	235,1	666,8	431,7
29,0	230,90	504,00	0,07024	14,237	237,2	666,8	429,6
30,0	232,77	505,87	0,06789	14,730	239,2	666,8	427,5
32,0	236,36	509,46	0,06360	15,723	243,2	666,7	423,5
34,0	239,78	512,88	0,05980	16,722	247,0	666,7	419,7
36,0	243,05	516,15	0,05641	17,727	250,7	666,6	415,9
38,0	246,19	519,29	0,05336	18,741	254,1	666,5	412,3
40,0	249,20	522,30	0,05059	19,767	257,5	666,4	408,9
42,0	252,09	525,19	0,04809	20,794	260,8	666,3	405,5
44,0	254,89	527,99	0,04581	21,829	263,9	666,1	402,2
46,0	257,58	530,68	0,04372	22,873	267,0	666,0	399,0
48,0	260,19	533,29	0,04180	23,923	270,0	665,9	395,9
50,0	262,72	535,82	0,04001	24,994	272,8	665,7	392,9
55,0	268,72	541,82	0,03612	27,685	279,7	665,5	385,8
60,0	274,32	547,42	0,03285	30,441	286,1	665,2	379,0
65,0	279,6	552,6	0,03009	33,23	292,2	665,5	365,3
70,0	284,5	557,5	0,02769	36,12	298,0	665,3	357,3
80,0	293,6	566,6	0,02374	42,13	308,8	660,6	341,8
90,0	301,9	574,9	0,02064	48,45	319,0	645,6	326,7
100,0	309,5	582,5	0,01815	55,11	328,7	640,5	311,8
110,0	316,5	589,5	0,01609	62,15	338,1	635,1	297,0
120,0	323,1	596,1	0,01437	69,60	347,3	629,7	282,4
130,0	329,3	602,3	0,01290	77,50	356,4	624,2	267,8
140,0	335,0	608,0	0,01164	85,91	365,3	618,6	253,3
150,0	340,5	613,5	0,01054	94,87	374,1	612,9	238,8
160,0	345,7	618,7	0,00956	104,6	383,4	606,3	222,8
180,0	355,4	628,4	0,00782	128,0	401,9	592,6	190,7
200,0	364,2	637,2	0,00614	162,9	425,6	572,8	147,3
225,0	374,0	647,0	0,00310	322,6	501,1	501,1	0

Tabelle 10. Heißdampftabelle Nr. 1.

Druck <i>p</i> ata	<i>t</i> = 250° C, <i>T</i> = 523°				<i>t</i> = 300° C, <i>T</i> = 573°			
	Spez. Volumen	Spez. Gewicht	Wärmeinhalt	Spez. Wärme	Spez. Volumen	Spez. Gewicht	Wärmeinhalt	Spez. Wärme
	<i>v</i> m³/kg	<i>γ</i> kg/m³	<i>i</i> kcal/kg	<i>cp</i> kcal/kg°C	<i>v</i> m³/kg	<i>γ</i> kg/m³	<i>i</i> kcal/kg	<i>cp</i> kcal/kg°C
0,5	4,919	0,204	712,1	0,470	5,392	0,186	735,7	0,475
1	2,455	0,407	711,7	0,472	2,693	0,372	735,4	0,477
1,5	1,642	0,609	711,3	0,474	1,802	0,555	735,1	0,478
2	1,224	0,817	710,9	0,477	1,343	0,745	734,8	0,480
2,5	0,977	1,020	710,5	0,479	1,074	0,930	734,5	0,482
3	0,813	1,230	710,0	0,482	0,894	1,118	734,2	0,484
3,5	0,696	1,44	709,6	0,485	0,765	1,31	733,9	0,486
4	0,608	1,65	709,2	0,488	0,669	1,50	733,6	0,488
4,5	0,546	1,83	708,8	0,490	0,601	1,67	733,3	0,489
5	0,485	2,06	708,4	0,493	0,534	1,88	733,0	0,491
6	0,403	2,48	707,6	0,499	0,444	2,26	732,4	0,495
7	0,344	2,91	706,7	0,506	0,380	2,64	731,8	0,499
8	0,300	3,33	705,9	0,512	0,331	3,02	731,1	0,502
9	0,266	3,76	705,0	0,519	0,294	3,40	730,5	0,506
10	0,238	4,20	704,1	0,526	0,264	3,79	729,9	0,511
12	0,197	5,08	702,4	0,541	0,219	4,56	728,7	0,520
14	0,168	5,95	700,5	0,558	0,187	5,35	727,4	0,528
16	0,146	6,85	698,6	0,575	0,163	6,14	726,1	0,537
18	0,128	7,81	696,7	0,594	0,144	6,95	724,8	0,546
20	0,115	8,74	694,6	0,615	0,129	7,75	723,5	0,555
23	0,097	10,30	691,2	0,653	0,113	8,85	721,5	0,570
25	0,089	11,2	689,0	0,681	0,102	9,80	720,1	0,580
30	0,073	13,8	682,7	0,772	0,084	11,97	716,5	0,608
35	0,060	16,6	675,6	0,906	0,071	14,18	712,6	0,639
40	0,051	19,7	667,4	1,131	0,0608	16,45	708,4	0,674
45	—	—	—	—	0,0538	18,60	703,8	0,714
50	—	—	—	—	0,0469	21,35	699,1	0,761
55	—	—	—	—	0,0421	23,80	693,6	0,820
60	—	—	—	—	0,0374	26,75	688,1	0,891
70	—	—	—	—	0,0304	32,90	675,2	1,102
80	—	—	—	—	0,0249	40,20	660,1	1,514


















Tabelle 11. Heißdampftabelle Nr. 2.

Druck $p$ ata	$t = 350^{\circ} \text{C}, T = 623^{\circ}$				$t = 400^{\circ} \text{C}, T = 673^{\circ}$			
	Spez. Volumen $v$ m <sup>3</sup> /kg	Spez. Gewicht $\gamma$ kg/m <sup>3</sup>	Wärmeinhalt $i$ kcal/kg	Spez. Wärme $c_p$ kcal/kg <sup>o</sup> C	Spez. Volumen $v$ m <sup>3</sup> /kg	Spez. Gewicht $\gamma$ kg/m <sup>3</sup>	Wärmeinhalt $i$ kcal/kg	Spez. Wärme $c_p$ kcal/kg <sup>o</sup> C
0,5	5,864	0,171	759,2	0,482	6,336	0,157	782,4	0,489
1,0	2,930	0,342	759,0	0,483	3,166	0,316	782,6	0,490
1,5	1,960	0,510	758,8	0,485	2,120	0,472	782,5	0,491
2,0	1,463	0,684	758,6	0,486	1,581	0,633	782,3	0,492
2,5	1,169	0,856	758,4	0,487	1,264	0,790	782,1	0,493
3,0	0,974	1,026	758,1	0,488	1,053	0,950	781,9	0,494
3,5	0,834	1,20	757,9	0,490	0,902	1,11	781,8	0,495
4,0	0,729	1,37	757,7	0,491	0,789	1,27	781,6	0,496
4,5	0,656	1,53	757,4	0,492	0,710	1,41	781,4	0,497
5,0	0,582	1,72	757,2	0,494	0,631	1,59	781,2	0,498
6,0	0,485	2,06	756,8	0,496	0,525	1,91	780,9	0,500
7,0	0,415	2,41	756,3	0,499	0,449	2,23	780,5	0,502
8,0	0,362	2,76	755,8	0,502	0,393	2,55	780,2	0,504
9,0	0,322	3,11	755,4	0,505	0,349	2,87	779,8	0,506
10,0	0,289	3,46	754,9	0,507	0,314	3,19	779,5	0,508
12,0	0,240	4,17	754,0	0,512	0,261	3,84	778,8	0,511
14,0	0,205	4,88	753,1	0,517	0,223	4,49	778,0	0,515
16,0	0,179	5,59	752,1	0,522	0,195	5,13	777,3	0,518
18,0	0,159	6,29	751,2	0,528	0,173	5,78	776,6	0,522
20,0	0,142	7,05	750,2	0,533	0,155	6,45	775,9	0,525
23,0	0,125	8,00	748,8	0,540	0,136	7,35	774,8	0,530
25,0	0,1128	8,85	747,8	0,546	0,123	8,13	774,1	0,533
30,0	0,0932	10,72	745,4	0,559	0,102	9,80	772,3	0,541
35,0	0,0792	12,63	742,8	0,572	0,087	11,50	770,4	0,548
40,0	0,0686	14,60	740,2	0,586	0,0757	13,23	768,5	0,555
45,0	0,0612	16,35	737,4	0,600	0,0677	14,80	766,6	0,563
50,0	0,0538	18,60	734,6	0,615	0,0598	16,75	764,7	0,570
55,0	0,0489	20,45	731,5	0,630	0,0545	18,35	762,8	0,577
60,0	0,0439	22,80	728,5	0,647	0,0492	20,35	760,6	0,584
70,0	0,0367	27,25	721,8	0,682	0,0416	24,05	756,4	0,598
80,0	0,0313	32,0	714,4	0,724	0,0358	27,95	751,9	0,612
90,0	0,0269	37,2	706,2	0,773	0,0314	31,85	747,1	0,628
100,0	0,0234	42,7	697,1	0,832	0,0277	36,15	742,1	0,644
110,0	0,0204	49,0	686,0	0,909	0,0248	40,35	736,6	0,661
120,0	0,0179	55,9	675,7	1,009	0,0222	45,10	730,9	0,680
130,0	0,0157	63,7	663,4	1,151	0,0201	49,75	724,7	0,701
140,0	0,0137	73,0	649,5	1,365	0,0182	54,95	718,0	0,725
150,0	0,0118	84,7	634,4	1,737	0,0166	60,45	710,9	0,751
160,0	0,0102	98,0	617,7	2,530	0,0151	66,25	703,3	0,781
180,0	—	—	—	—	0,0126	79,7	686,4	0,858
200,0	—	—	—	—	0,0104	95,8	667,0	0,972
225,0	—	—	—	—	0,0082	122,8	638,9	1,224

Tabelle 12. Heißdampftabelle Nr. 3.

Druck $p$ ata	$t = 450^{\circ} \text{C}, T = 723^{\circ}$				$t = 500^{\circ} \text{C}, T = 773^{\circ}$			
	Spez. Volumen $v$ m <sup>3</sup> /kg	Spez. Gewicht $\gamma$ kg/m <sup>3</sup>	Wärmeinhalt $i$ kcal/kg	Spez. Wärme $cp$ kcal/kg°C	Spez. Volumen $v$ m <sup>3</sup> /kg	Spez. Gewicht $\gamma$ kg/m <sup>3</sup>	Wärmeinhalt $i$ kcal/kg	Spez. Wärme $cp$ kcal/kg°C
0,5	6,808	0,147	806,3	0,497	7,279	0,138	829,9	0,506
1	3,403	0,294	806,2	0,498	3,639	0,275	829,8	0,506
1,5	2,778	0,310	806,1	0,499	2,436	0,411	829,7	0,507
2	1,700	0,588	805,9	0,500	1,818	0,550	829,6	0,508
2,5	1,359	0,736	805,8	0,500	1,454	0,687	829,4	0,508
3	1,132	0,884	805,7	0,501	1,211	0,826	829,3	0,509
3,5	0,970	1,06	805,5	0,502	1,038	0,964	829,2	0,509
4	0,849	1,18	805,4	0,503	0,908	1,101	829,1	0,510
4,5	0,763	1,31	805,2	0,504	0,817	1,225	829,0	0,511
5	0,678	1,48	805,1	0,504	0,726	1,38	829,9	0,511
6	0,565	1,77	804,8	0,506	0,605	1,65	828,7	0,512
7	0,484	2,07	804,6	0,507	0,518	1,93	828,4	0,514
8	0,423	2,36	804,3	0,509	0,453	2,21	828,2	0,515
9	0,376	2,66	804,0	0,510	0,402	2,49	828,0	0,516
10	0,338	2,96	803,7	0,512	0,362	2,76	827,8	0,517
12	0,281	3,56	803,2	0,514	0,301	3,32	827,3	0,519
14	0,241	4,15	802,6	0,517	0,258	3,88	826,9	0,521
16	0,210	4,76	802,0	0,519	0,225	4,45	826,4	0,523
18	0,186	5,38	801,5	0,521	0,200	5,00	826,0	0,524
20	0,168	5,95	800,9	0,524	0,180	5,56	825,5	0,526
23	0,147	6,81	800,1	0,527	0,159	6,29	824,8	0,528
25	0,134	7,46	799,5	0,529	0,143	6,99	824,4	0,530
30	0,111	9,01	798,1	0,534	0,119	8,40	823,3	0,533
35	0,095	10,52	796,7	0,539	0,102	9,80	822,2	0,537
40	0,0824	12,13	795,3	0,543	0,0888	11,26	821,1	0,540
45	0,0738	13,56	793,9	0,548	0,0797	12,55	820,0	0,543
50	0,0653	15,32	792,4	0,552	0,0706	14,17	818,8	0,545
55	0,0596	16,80	790,9	0,556	0,0645	15,52	817,7	0,548
60	0,0540	18,53	789,4	0,560	0,0584	17,15	816,5	0,551
70	0,0458	21,85	786,3	0,567	0,0498	20,10	814,2	0,555
80	0,0397	25,20	783,2	0,575	0,0434	23,10	811,8	0,560
90	0,0350	28,60	780,0	0,582	0,0382	26,20	809,4	0,564
100	0,0311	32,20	776,7	0,589	0,0342	29,25	807,0	0,568
110	0,0280	35,75	773,2	0,597	0,0308	32,50	804,5	0,572
120	0,0254	39,40	769,6	0,605	0,0281	35,60	801,9	0,577
130	0,0232	43,10	765,8	0,613	0,0257	38,95	799,6	0,581
140	0,0212	47,20	761,9	0,621	0,0237	42,20	796,6	0,585
150	0,0196	51,00	757,8	0,630	0,0219	45,70	793,9	0,589
160	0,0181	55,30	753,5	0,639	0,0204	49,00	791,1	0,594
180	0,0156	64,10	744,4	0,660	0,0178	56,20	785,2	0,603
200	0,0136	73,50	734,3	0,684	0,0157	63,70	779,0	0,614
225	0,0115	87,00	720,3	0,722	0,0136	73,50	770,7	0,628

Tabelle 13.  
Druckverluste von Einzelwiderständen in lfd. m gerader Rohrlänge.

NW		50	100	150	200	250	300	350	400	450	500
Biegung 90°	 $R=4d$	1	1,7	2,5	3,2	4	5	6	7	8	9
Biegung 90°	 $R=3d$	1,5	2,5	4	5	6	7,5	9	11	12,5	14
Krümmen	 Guß	3,2	7,5	12,5	18	24	30	38	44	50	55
Krümmen	 Blech	7,5	17,5	29	42	56	70	87	102	115	137
Lyrabogen	 $A=12d$ $B=12d$	4	9,5	14,5	20	27	33	41	48	54	64
Lyrabogen <sup>1</sup> (Falten)		5	12	18,5	26	34	42	52	61	69	82
Biegung <sup>1</sup> (Falten)	 $R=4d$	1,7	2,8	4,2	5,5	6,5	8,5	10	12	13,5	15
Biegung <sup>1</sup> (Falten)	 $R=3d$	2,4	4	6,5	8	9,5	12	14,5	17,5	20	23
T-Stück		3,6	5,5	8	6,3	15,5	21	26	32	36	43
T-Stück		4,5	7	9,5	14	19	25	31	38	43	51
T-Stück		5	11,5	17,5	26	36	47	65	74	84	100
T-Stück		4,5	9	14,5	20	26	34	41	47	54	63
Norm. Ventil		13	31	50	73	100	130	160	200	230	270
Norm. Ventil		10	20	32	45	61	77	95	115	130	150
Koswa-Ventil		2,1	5	8,5	12	16	20	25	30	38	39
Rückschlag- klappe		3,2	7,5	12,5	18	24	30	38	44	50	59
Parallel- schieber		0,6	1,5	2	3	4	5	6,5	7,5	8,5	10

<sup>1</sup> Bei Wellrohrausführung ist mit den doppelten Werten zu rechnen.

Tabelle 14.

Widerstandskoeffizient  $\lambda$  (z. B.  $G = 12000$ ,  $NW 200$ ,  $\lambda = 0,0000001090$ )

Fördermenge $G$ in kg/h	Nennweite $NW$															
	30	40	50	60	80	100	125	150	200	250	300	350	400	500	600	
100	0,0000002103	2120	2132	2143	2160	2172										
120	0,0000002047	2064	2076	2086	2102	2115										
150	0,0000001980	1997	2009	2019	2034	2046	2058									
200	0,0000001898	1913	1924	1934	1949	1960	1972									
250	0,0000001837	1851	1862	1871	1886	1897	1909	1918								
325	0,0000001766	1780	1791	1800	1814	1825	1836	1845								
400	0,0000001713	1727	1737	1746	1759	1770	1780	1789	1803							
500	0,0000001657	1670	1680	1689	1702	1712	1722	1731	1745							
650	0,0000001594	1607	1617	1625	1637	1647	1657	1665	1678	1688						
800	0,0000001546	1559	1568	1576	1588	1597	1607	1615	1628	1637						
1000	0,0000001496	1508	1517	1524	1536	1545	1554	1562	1574	1584	1592					
1200	0,0000001454	1467	1476	1484	1495	1504	1513	1521	1533	1542	1549					
1500	0,0000001409	1420	1428	1435	1446	1455	1464	1471	1483	1492	1499	1505				
2000	0,0000001350	1360	1369	1376	1386	1394	1403	1410	1421	1430	1437	1443				
2500		1317	1325	1331	1342	1349	1358	1364	1375	1383	1390	1396	1401			
3250		1267	1274	1280	1290	1298	1305	1312	1322	1331	1337	1343	1348			
4000			1235	1241	1251	1258	1266	1272	1282	1290	1297	1302	1306	1314		
5000			1195	1201	1211	1218	1225	1231	1241	1248	1255	1260	1264	1272		
6500				1154	1164	1171	1178	1184	1194	1200	1207	1212	1216	1223	1230	
8000				1121	1130	1136	1143	1149	1158	1165	1170	1175	1179	1186	1192	
10000					1093	1099	1106	1111	1120	1127	1132	1137	1141	1148	1154	
12000					1064	1070	1076	1082	1090	1097	1102	1107	1111	1117	1123	
15000						1035	1041	1047	1055	1061	1066	1071	1074	1081	1086	
20000							0992	0998	1003	1011	1017	1021	1026	1030	1036	1041
25000								0965	0970	0978	0984	0989	0993	0996	1002	1007
32500								0926	0933	0941	0946	0951	0955	0958	0964	0969
40000								0901	0905	0912	0918	0922	0926	0929	0935	0940
50000								0871	0876	0882	0888	0892	0896	0899	0904	0909
65000								0838	0842	0849	0854	0858	0862	0865	0870	0874
80000								0813	0817	0823	0828	0832	0836	0839	0844	0849
100000								0786	0790	0797	0801	0805	0809	0811	0816	0820
120000								0765	0769	0775	0780	0784	0787	0790	0795	0798
150000								0741	0744	0750	0755	0758	0761	0764	0769	0773
200000								0710	0713	0719	0723	0727	0730	0732	0737	0740
250000								0687	0690	0695	0699	0703	0706	0708	0713	0716
325000								0660	0664	0669	0673	0676	0679	0681	0686	0689

Für Zwischenwerte der Menge bzw. des Durchmessers — vor allem für die jeweilige richtige Lichtweite — wäre  $\lambda$  zu interpolieren.

<b>Nahtlose Flußstahlrohre</b> Technische Lieferbedingungen		<b>Neuentwurf</b> <b>DIN</b> <b>1629</b>
<b>Werkstoffe</b>		
<b>Geltungsbereich</b>		
<p>1. Die folgenden Vorschriften gelten für nahtlose Stahlrohre, die warm gewalzt oder gepreßt bzw. warm oder kalt gezogen hergestellt werden, jedoch nicht für Präzisionsrohre und Bohrrohre.</p> <p>Für die Abmessungen gelten folgende Normblätter:</p> <p>Gewinderohre (Gas- und Dampfrohre): DIN 2440, 2441, 2442.</p> <p>Glatte Rohre: DIN 2448 (Entwurf), 2449, 2450, 2451, 2456.</p> <p>2. Entsprechend den verschiedenen Anforderungen, die an Werkstoffbeschaffenheit und Herstellungsgenauigkeit der Rohre gestellt werden, sind folgende Gütegrade zu unterscheiden:</p>		
<p><b>I. Rohre in Handelsgüte</b></p> <p>Klasse A: Gewöhnliche und verstärkte Gewinderohre bis 6" Durchmesser (an 2440, 2441).</p> <p>Klasse B: Einfache Konstruktions- und Leitungsrohre (z. B. DIN 2449).</p>		
<p><b>II. Rohre mit Gütevorschriften</b> (z. B. DIN 2450, 2451, 2442, 2456).</p>		
<p><b>III. Rohre in Sonderausführung.</b></p>		
<b>Allgemeine Anforderungen</b> (für Rohre der Gütegrade I bis III)		
<p><b>3. Oberfläche</b></p> <p>Die Rohre müssen eine der Herstellungsart entsprechende glatte äußere und innere Oberfläche haben. Geringfügige, durch das Herstellungsverfahren bedingte Erhöhungen, Vertiefungen oder flache Längsriefen sind gestattet, soweit die Schwächung der Wanddicke innerhalb des zulässigen Untermaßes bleibt und die Verwendbarkeit der Rohre hierdurch nicht beeinträchtigt wird.</p> <p>Die Beseitigung von Walzspalttern, Schalen, Schiefen und Rissen (von geringer Tiefe) ist unter Anwendung geeigneter Mittel gestattet. Die hierdurch gebildeten Vertiefungen dürfen aber nicht größer sein als die zulässigen Dickenabweichungen.</p>		
<p><b>4. Form</b></p> <p>Die Rohre sollen möglichst kreisrund und nach dem Auge gerade gerichtet sein. Gewähr für vollkommene Geradheit kann nicht geleistet werden. Besondere Anforderungen bezüglich des Richtens sind zu vereinbaren. (Dies gilt in erster Linie für Walzenrohre und ähnliche Konstruktionsrohre.) Die Rohrenden sind senkrecht zur Rohrachse mit spanabhebenden Werkzeugen zu schneiden.</p>		
<p><b>5. Glühen</b></p> <p>Im Warmverfahren hergestellte Rohre werden im allgemeinen nicht nachträglich geglüht. Wird besonderes Glühen für die ganze Länge verlangt, so ist dies zu vereinbaren. Die Enden von Rohren in Festlängen, welche laut Bestellung zum Einwalzen bestimmt sind, werden stets ausgeglüht.</p>		
<p>Kalt gezogene Rohre sind nach dem letzten Zug, sofern nichts anderes vorgeschrieben ist, zur Beseitigung der Kaltverfestigung auszuglühen.</p>		
<p><b>6. Längen</b></p> <p>Folgende Längen werden unterschieden:</p> <p>a) Handelslängen: 4 bis 7 m.</p> <p>b) Herstellungslängen, wie sie bei der Herstellung anfallen. Sie sind je nach Durchmesser, Wanddicke und Lieferwerk sehr verschieden und von Fall zu Fall mit diesem zu vereinbaren.</p> <p>c) Ungefähre Längen, deren vorgeschriebenes Maß mit <math>\pm 500</math> mm Abweichung eingehalten wird.</p> <p>d) Feste Längen, die mit folgenden Abweichungen eingehalten werden:</p> <p>für Rohre bis 152 mm Außendurchmesser bis 6 m Länge + 10 mm über 6 m Länge + 15 mm für Rohre über 152 mm Außendurchmesser alle Längen + 15 mm</p> <p>Minusabweichungen sind nicht zulässig. Muß in Einzelfällen die Länge mit größerer Genauigkeit eingehalten werden, so sind die zulässigen Abmaße mit dem Lieferwerk zu vereinbaren.</p>		
<p><b>I. Rohre in Handelsgüte</b></p>		
<p><b>7. Rohrarten</b></p> <p>Klasse A: Gewöhnliche und verstärkte Gewinderohre bis 6" Durchmesser (Gas- und Dampfrohre), DIN 2440 (2441).</p> <p>Die Bedingungen der Klasse A gelten auch für stumpf geschweißte Rohre bis 2" Durchmesser.</p> <p>Klasse B: Einfache Konstruktions- und Leitungsrohre (z. B. DIN 2449) bis Nenndruck 25 und für Temperaturen unter 300°.</p>		
<p><b>8. Werkstoff</b></p> <p>Klasse A: } Markenbezeichnung Klasse B: } St 00.29</p> <p>Sofern nichts Besonderes vorgeschrieben ist, werden die Rohre der Klasse B aus weichem Flußstahl hergestellt. Auf besonderen Wunsch kann die Fertigung auch aus hartem Flußstahl erfolgen; für die Einhaltung bestimmter Festigkeitsgrenzen wird indessen keine Gewähr übernommen.</p>		
<p><b>9. Maßabweichungen</b></p> <p>Bei den Rohren der Klasse A wird für die Überschreitung der Rohrwand nach oben keine Grenze festgelegt.</p> <p>Die zulässigen Abweichungen der Rohre der Klasse A und Klasse B betragen:</p> <p>für Außendurchmesser</p> <p>                  bis 51 mm <math>\pm 0,5</math> mm                   über 51 bis 203 mm <math>\pm 1</math> %                   über 203 mm <math>\pm 1,5</math> %</p>		
(Fortsetzung nächste Seite)		

(Fortsetzung von DIN 1629)

Werden in Ausnahmefällen für die Rohrenden geringere Maßabweichungen verlangt, so können durch nachträgliches Kalibrieren der Rohrenden folgende Abweichungen gewährleistet werden:

- für kalibrierte Rohrenden
  - bis 102 mm Außendurchmesser  $\pm 0,5$  mm
  - über 102 bis 203 mm Außendurchmesser  $\pm 0,5$  %
  - über 203 mm Außendurchmesser  $\pm 1$  %

für Rohrwand bei Wanddicken bis 50% dicker als Normalwand\*  $\pm 15$  % (–20%) über 50% dicker als Normalwand\*  $\pm 18$  % (–22%)  
 \* Normalwand gemäß Übersichtsblatt DIN 2448 (Entwurf).

Für Zwischendurchmesser gilt als Normalwand diejenige des nächst höheren Rohrdurchmessers.

Die vorgenannten Abweichungen sind in ein und demselben Querschnitt zulässig. An vereinzelten Stellen dürfen die Wanddicken um die in Klammern angegebenen Werte unterschritten werden.

**10. Gewichtsabweichungen**

Gegenüber dem aus den Nennmaßen und dem spezifischen Gewicht von 7,85 kg/dm<sup>3</sup> errechneten Gewicht sind folgende Abweichungen zulässig: für ein einzelnes Rohr:

- Klasse A: + 15%  
 – 12%
- Klasse B: + 12%  
 – 10%

für eine Wagenladung von mindestens 10 t:

- Klasse A: + 12%  
 – 10%
- Klasse B: + 10%  
 – 7,5%

**11. Prüfung**

Für die Rohre der Klasse A und Klasse B werden keine Gütezahlen bezüglich der Zugfestigkeit und Bruchdehnung gewährleistet, es findet weder eine Sachverständigenabnahme statt, noch wird eine Werksbescheinigung über ausgeführte Werkstoffversuche ausgestellt. Alle Rohre werden lediglich einem Wasserdrukversuch unterzogen, über dessen Ergebnis das Lieferwerk auf Wunsch ein Zeugnis ausstellt. Der Probedruck beträgt hierbei:

für gewöhnliche Gewinderohre nahtlos . . . . .	32 kg/cm <sup>2</sup>	Die Probedrucke gelten nur für das Rohr, nicht aber für die Verbindung.
für verstärkte Gewinderohre nahtlos . . . . .	40 kg/cm <sup>2</sup>	
für verstärkte Gewinderohre stumpf geschweißt 16 kg/cm <sup>2</sup>		
für verstärkte Gewinderohre stumpf geschweißt 25 kg/cm <sup>2</sup>		

für glatte Rohre mit Normalwand (siehe DIN 2448 Entwurf) . . . . . 50 kg/cm<sup>2</sup>

Rohre mit dickerer Wand können nach Vereinbarung einem der Wanddickenzunahme entsprechenden höheren Probedruck unterworfen werden. Bei Probedrücken über 75 kg/cm<sup>2</sup> wird empfohlen, „Rohre mit Gütevorschriften“ zu verwenden.

**II. Rohre mit Gütevorschriften**

**12. Rohrarten**

Konstruktions- und Leitungsrohre, z. B. für Dampfleitungen mit Temperaturen von 300 bis 400°, sowie Speiseleitungen und Wasserkraft-Druckleitungen über Nenndruck 25 (z. B. gemäß DIN 2441, 2450, 2451, 2456).

**13. Werkstoff**

Markenbezeichnung des Werkstoffes	Zugversuch nach DIN 1605		Entfernung $\alpha$ nach Abs. 23, bezogen auf Probedicke $a$
	Zugfestigkeit $\sigma_B$ kg/mm <sup>2</sup>	Bruchdehnung mindestens $\delta_5$ $\delta_{10}$	
St 35.29	35 bis 45	25 20	2a
St 45.29	45 bis 55	21 17	4a
St 55.29	55 bis 65	17 14	6a
St 65.29	65 bis 75	12 10	7a

Die angegebenen Werte für Zugfestigkeit und Bruchdehnung beziehen sich auf den Werkstoff im fertigen Rohr und sind durch den Zugversuch nachzuweisen.

Werden Querzugversuche bei der Bestellung vereinbart, so gelten für dieselben um 2 Einheiten kleinere Dehnungswerte.

**14. Maßabweichungen**

Die zulässigen Abweichungen betragen: für Außendurchmesser  
 bis 51 mm  $\pm 0,5$  mm  
 über 51 bis 203 mm  $\pm 1$  %  
 über 203 mm  $\pm 1,5$  %

Werden in Ausnahmefällen, insbesondere für die Rohrenden, geringere Maßabweichungen verlangt, so können durch nachträgliches Kalibrieren folgende Abweichungen gewährleistet werden:

- für kalibrierte Rohre
  - bis 102 mm Außendurchmesser  $\pm 0,5$  mm
  - über 102 bis 203 mm Außendurchmesser  $\pm 0,8$  %
  - über 203 mm Außendurchmesser  $\pm 1,2$  %

- für kalibrierte Rohrenden
  - bis 102 mm Außendurchmesser  $\pm 0,5$  mm
  - über 102 bis 203 mm Außendurchmesser  $\pm 0,5$  %
  - über 203 mm Außendurchmesser  $\pm 1$  %

- für Rohrwand bei Wanddicken bis 50% dicker als Normalwand
  - bis 133 mm Außendurchm.  $\pm 10$  % (–20%)
  - über 133 bis 318 mm Außendurchm.  $\pm 12$  % (–20%)
  - über 318 mm Außendurchm.  $\pm 15$  % (–20%)
- bei Wanddicken über 50% dicker als Normalwand
  - bis 133 mm Außendurchm.  $\pm 13$  % (–22%)
  - über 133 bis 318 mm Außendurchm.  $\pm 15$  % (–22%)
  - über 318 mm Außendurchm.  $\pm 18$  % (–22%)

(Fortsetzung nächste Seite)



(Fortsetzung von DIN 1629)

Die genannten Abweichungen sind im gleichen Querschnitt zulässig. An vereinzelt Stellen, und zwar auf Längen von nicht mehr als dem doppelten Durchmesser, dürfen die Wanddicken um die in Klammern angegebenen Werte unterschritten werden.

Wenn bei besonders hohen Beanspruchungen der Rohre die Ausnutzung der vollen Minus-Toleranz in der Rohrwand nicht zulässig erscheint, so kann eine Verschiebung des Toleranzfeldes nach oben vorgenommen werden derart, daß die Plus-Toleranz um den gleichen Betrag erhöht wie die Minus-Toleranz vermindert wird.

An den Rohrenden, die zum Einwalzen bestimmt sind und deren Wanddicke bis zu 50% größer als die Normalwand ist, darf der Unterschied zwischen der kleinsten und größten Wanddicke nicht mehr als 20% der Sollwanddicke betragen.

#### 15. Gewichtsabweichungen

Gegenüber dem aus den Nennmaßen und dem spezifischen Gewicht von 7,85 kg/dm<sup>3</sup> errechneten Gewicht sind folgende Abweichungen zulässig:

- für ein einzelnes Rohr . . . . .  $\pm 10\%$
- für eine Wagenladung von mindestens 10 t . . . . .  $\pm 7,5\%$

#### 16. Werksprüfung und Sachverständigenabnahme

Der Nachweis über die Prüfungen wird in der Regel durch Werksbescheinigung erbracht, doch kann auch vom Besteller die Abnahme durch einen besonders beauftragten Sachverständigen vorgeschrieben werden. Wird der Nachweis durch Werksbescheinigung geführt, so hat das Lieferwerk ein Zeugnis darüber auszustellen, daß sämtliche Rohre den Wasserdruckversuch bestanden haben. Ferner ist in dieser Bescheinigung anzugeben, daß die übrigen Prüfungen in dem vorgeschriebenen Umfang vorgenommen worden sind und hierbei die Rohre den Vorschriften entsprechen haben.

#### 17. Anzahl der Probestücke und Durchführung der Prüfungen

Zur Vornahme der Prüfungen sind die Rohre nach Festigkeitsstufen und möglichst nach Abmessungen geordnet in Gruppen von je 100 Stück einzuteilen, wobei Restmengen bis 50 Stück auf die einzelnen Stapel gleichmäßig verteilt werden sollen. Stückzahlen und Restmengen zwischen 50 und 100 Rohren gelten als eine geschlossene Gruppe. Bei Bestellungen unter 50 Stück sind besondere Vereinbarungen zu treffen.

Die unter Abs. 18 bis 20 aufgeführten Prüfungen erfolgen an jedem Rohr, wobei Rohre, die den gestellten Anforderungen nicht genügen, auszuscheiden sind.

Von jeder Gruppe ist je ein Rohr zur Probe-nahme nach freier Wahl herauszugreifen und den Werkstoffprüfungen nach Abs. 21 bis 24 zu unterwerfen. Versagt hierbei eins der ausgewählten Rohre, so sind zwei weitere Rohre der betreffenden Gruppe zu entnehmen und die Prüfungen, die nicht entsprechen haben, zu wiederholen, wobei jede ge-

nügen muß. Zeigt sich auch hierbei ein Fehler, so gilt die ganze Gruppe als nicht abgenommen.

Dem Lieferwerk bleibt es anheimgestellt, die Rohre nochmals in verbessertem Zustand vorzulegen. Versagen in diesem Falle die Prüfungen abermals, so ist die ganze Gruppe endgültig zu verwerfen.

Erfolgt die Abnahme durch einen beauftragten Sachverständigen, so kann der Wasserdruckversuch an höchstens 10% der Rohre aus jedem Stapel wiederholt werden, nachdem das Lieferwerk vorher selbst alle Rohre dem Wasserdruckversuch unterworfen hat. Zeigt sich beim Nachprüfen ein fehlerhaftes Rohr, so ist der Wasserdruckversuch an allen Rohren der betreffenden Gruppe zu wiederholen, wobei jedes undichte Rohr zurückgewiesen wird.

Alle Prüfungen sowie die Abnahme müssen auf dem Lieferwerk erfolgen, und zwar in einer Weise, daß der Fortgang der Arbeiten beim Hersteller nicht unnötig gestört wird.

#### 18. Besichtigung der Rohre

Die Besichtigung erfolgt an jedem Rohr und erstreckt sich auf die Untersuchung der äußeren und inneren Beschaffenheit der Rohre (siehe Abs. 3 und 4).

#### 19. Prüfung des Außendurchmessers und der Wanddicke

Die vorgeschriebenen Außendurchmesser und Wanddicken müssen an allen Rohren innerhalb der zulässigen Abweichungen nach Abs. 14 eingehalten werden. Die Wanddicke ist an beiden Rohrenden nachzumessen.

#### 20. Wasserdruckversuch

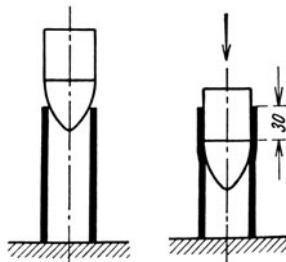
Alle Rohre sind einem Wasserdruck in Höhe des 1½fachen Nenndruckes (siehe DIN 2401), mindestens aber 60 kg/cm<sup>2</sup> zu unterziehen. Während des Wasserdruckversuches dürfen sich selbst bei leichtem Abhämmern keinerlei Undichtigkeiten zeigen.

#### 21. Aufweitversuch

Aufweitversuche werden nur an Rohren aus St 35.29 und St 45.29 (siehe Abs. 13) bis 140 mm Außendurchmesser und bis 8 mm Wanddicke ausgeführt.

#### Versuchsdurchführung

Ein eingefetteter, verjüngter Dorn mit zylindrischer Fortsetzung von dem vorgeschriebenen



(Fortsetzung nächste Seite)

(Fortsetzung von DIN 1629)

Durchmesser am dicken Ende ist in das Rohrende bei Raumtemperatur mittels Hammers oder Presse einzutreiben, bis der zylindrische Ansatz etwa 30 mm tief in das Rohr eingedrungen ist. Das Rohr darf dabei keine Risse bekommen. Die Aufweitung soll folgende Werte, bezogen auf den Innendurchmesser, erreichen:

Marken- bezeichnung	Aufweitung	
	bei Wand- dicken bis 4 mm	bei Wand- dicken über 4 mm
St 35.29	10%	6%
St 45.29	8%	5%

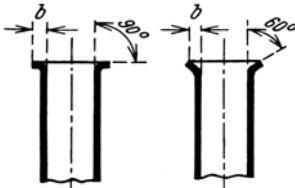
Werden Aufweitversuche gemacht, so fallen die Querschnittversuche weg.

**22. Bördelversuch**

Der Bördelversuch wird nur an Rohren aus St 35.29 und St 45.29 bis 140 mm Außendurchmesser vorgenommen und nur bei

- Wanddicken bis 10% des Außendurchmessers bei Rohren bis 60 mm Außendurchmesser
- Wanddicken bis 8% des Außendurchmessers bei Rohren bis 108 mm Außendurchmesser
- Wanddicken bis 6% des Außendurchmessers bei Rohren bis 140 mm Außendurchmesser.

Die Kanten des zu bördelnden Rohrendes sind vor dem Versuch leicht zu runden. Die glatten Rohrenden müssen sich mit geeigneten Werkzeugen bei Raumtemperatur umbördeln lassen, ohne Risse zu zeigen. Der Bördelwinkel beträgt 90° bei Werkstoff St 35.29  
60° bei Werkstoff St 45.29

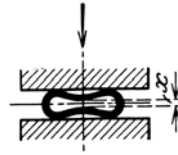


bezogen auf die Rohrachse. Die Bördelbreite  $b$  wird von innen gemessen und muß mindestens das 1/4fache der Wanddicke betragen. Sie darf nicht kleiner sein als 12% des Innendurchmessers.

**23. Querschnittversuch**

Ein etwa 50 mm langer Rohrabschnitt wird in kaltem Zustande zwischen zwei parallelen Platten

so weit zusammengedrückt, bis die Entfernung  $x$  die unter Abs. 13 (letzte Spalte) angeführten Werte erreicht hat. Hierbei dürfen sich keine Risse zeigen. Bei Rohren, deren Wanddicke mehr als 15% des Außendurchmessers beträgt, und bei den Rohren über 400 mm Nennweite fällt der Querschnittversuch weg.



**24. Zugversuch**

Zugversuche an Rohrstreifen werden nur an Rohren mit 5 mm und größerer Wanddicke ausgeführt. Als Zugstäbe sind Proportionalstäbe nach DIN 1605 zu verwenden. Bei Rohren bis 140 mm Außendurchmesser sind die Probestäbe in Längsrichtung zu entnehmen, über 140 mm Außendurchmesser können sie in Querrichtung der Rohre entnommen werden.

Die Längsstäbe dürfen nicht ausgeglüht und innerhalb der Meßlänge nicht gerade gerichtet werden.

Die Querstäbe sind warm gerade zu richten und darauf normalzuglügen (siehe DIN 1606).

Die Beseitigung örtlicher Ungleichheiten an den Probestäben ist gestattet, jedoch soll die Walzhaut an den dünnsten Stellen möglichst erhalten bleiben.

Rohre von kleinerem Durchmesser können, soweit es die Einspannvorrichtungen der Zerreißmaschine zulassen, ohne Rücksicht auf die Wanddicke auch als Ganzes, dann aber ohne die vorerwähnte Warmbehandlung zerrissen werden.

**III. Rohre in Sonderausführung**

**25. Rohrarten**

a) Rohre für Sonderzwecke, wie Kessel- und Dampfleitungsrohre für den Schiffbau, Heiz-, (Siede-,) Rauch- und Überhitzerrohre für den Lokomotiv- und Dampfkesselbau sowie Dampfleitungen für Temperaturen über 400° usw.

b) Kesselrohre, für die besondere gesetzliche Bestimmungen bestehen.

Werkstoff, Maß- und Gewichtsabweichungen sowie Prüfung und Abnahme der Rohre in Sonderausführung müssen jeweils vereinbart werden, soweit nicht bestehende Sondervorschriften zu berücksichtigen sind. Empfohlen wird aber, sich auch in diesen Fällen auf die Vorschriften zu beschränken, die für „Rohre mit Gütevorschriften“ gelten.

Röhren-Verband GmbH

November 1931

Fachnormenausschuß für Rohrleitungen

Abdruck der Normenblätter des Deutschen Normenausschusses. Verbindlich für die vorstehenden Angaben bleiben die Dinormen. Normenblätter sind durch den Beuth-Verlag G. m. b. H., Berlin S 24, Dresdener Str. 97, zu beziehen. (Dieser Hinweis gilt auch für alle weiteren, in diesem Buch abgedruckten Normenblätter.)

Rohre Übersicht		Rohrleitungen							DIN 2410
		Werkstoff	Rohrart	Benennung	Werkstoffangabe	für Nenndruck	Verwendungsbereich		
Betriebsdruck in kg/cm <sup>2</sup>							DIN		
			W	G	H				
Guß Eisen	Flanschen- rohre	gußeiserne Flanschenrohre	—	10	10	—	—	40 bis 1200	2422
	Muffenrohre	gußeiserne Muffen- druckrohre	—	10	10	—	—	40 bis 1200	2432
	Rippen- heizrohre	gußeiserne Rippenheizrohre	—	6	6	5	—	70 bis 100	2480
Flußstahl	Gewinde- rohre	Gasrohre	St 00. 29	Kaltwasserprobedruck 15 kg/cm <sup>2</sup>			6 bis 150 1/8'' bis 6''	Vornorm 2440	
		Dampfrohre	St 00. 29	Kaltwasserprobedruck 25 kg/cm <sup>2</sup>			6 bis 150 1/8'' bis 6''	Vornorm 2441	
	glatte Rohre	nahtlos	St 34. 29	1 bis 100	1 bis 80	10 bis 64	10 bis 150 1/8'' bis 6''	2442	
		nahtlos	St 00. 29 St 34. 29 St 45. 29 St 55. 29	1 bis 25 1 bis 100 1 bis 100 1 bis 100	1 bis 20 1 bis 80 1 bis 80 1 bis 80	— 10 bis 64 10 bis 64 10 bis 64	4 bis 400 4 bis 400 4 bis 400 4 bis 400	2449 2450 2451 2456	
	patent- geschweißt	Festigkeit 34 bis 41 kg/mm <sup>2</sup>	1 bis 50	1 bis 50	1 bis 40	10 bis 32	60 bis 400	2452	

Flußstahl	glatte Rohre	wassergas- geschweißt	Mindestfestigkeit 34 kg/mm <sup>2</sup>	1 bis 6	1 bis 6	1 bis 5	—	250 bis 2000	2453
				10	10	8	—	250 bis 1200	
		autogen geschweißt	Mindestfestigkeit 34 kg/mm <sup>2</sup>	16 bis 32	16 bis 32	13 bis 25	10 bis 20	250 bis 500	2454
				40 bis 50	40 bis 50	32 bis 40	25 bis 32	250 bis 400	
		genietet	Mindestfestigkeit 34 kg/mm <sup>2</sup>	1 bis 2,5	1 bis 2,5	1 bis 2	—	50 bis 2000	2455
				6	6	5	—	50 bis 1200	
				1 bis 2,5	1 bis 2,5	1 bis 2	—	600 bis 2000	
				6	6	5	—	600 bis 1200	

Druckstufen nach DIN 2401  
 Nennweiten nach DIN 2402

Fachnormenausschuß für Rohrleitungen

Juli 1929  
 2. Ausgabe

Nennweite		ND 1 bis 32		ND 40		ND 50		ND 64		ND 80		ND 100		DIN 2451
		W 1 bis G 1 bis H 10		W 32 G 25 H 20		W 40 G 32 H 25		W 50 G 40 H 32		W 64 G 50 H 40		W 80 G 64 H 50		
NW		Wand- dicke	Gewicht <sup>1</sup> kg/m	Wand- dicke	Gewicht <sup>1</sup> kg/m	Wand- dicke	Gewicht <sup>1</sup> kg/m	Wand- dicke	Gewicht <sup>1</sup> kg/m	Wand- dicke	Gewicht <sup>1</sup> kg/m	Wand- dicke	Gewicht <sup>1</sup> kg/m	
4	8							1,5	0,240					0,339
6	10							1,5	0,314					0,462
8	12							1,5	0,388					0,586
10	14							2	0,592					0,814
13	18							2	0,789					1,11
(16)	22							2	0,987					—
20	25							2	1,13					1,63
25	30							2,5	1,70					2,29
32	38							2,5	2,19					2,98
40	44,5							2,5	2,59					3,54
50	57							2,75	3,68					4,62
(60)	70							3	4,96					6,51
70	76			3	5,40			4	7,10					8,76
80	89			3,25	6,87			4	8,38					10,4
(90)	102			3,75	9,09			4,5	10,8					13,1

Maße in mm

Bezeichnung von nahtlosem Flußstahlrohr von Außendurchmesser = 133 mm und Wanddicke = 4 mm (Nennweite 125) für Nenndruck 40:  
**Nahtloses Rohr 133 × 4 DIN 2451**

### Nahtlose Flußstahlrohre

Flußstahl St 45.29 DIN 1629 für Nenndruck 1 bis 100

Betriebsdrücke: W 1 bis W 100; G 1 bis G 80; H 10 bis H 64 Rohrleitungen

100	108	3,75	9,64	5	12,7	—	—	—	6	15,1
(110)	121	4	11,5	—	—	—	—	—	—	—
125	138	4	12,7	5	15,8	6	18,8	7	21,8	—
(140)	152	4,5	16,4	—	—	—	—	—	—	—
150	159	4,5	17,2	5,5	20,8	6,5	24,5	8	29,8	—
(160)	171	5	20,5	—	—	—	—	—	—	—
(175)	191	5,5	25,2	6,5	29,6	8	36,1	10	44,6	—
200	216	6,5	33,6	7,5	38,6	9	45,9	11	55,6	—
(225)	241	6,5	37,6	8	46,0	10	57,0	12	67,8	—
250	267	7,5	48,0	9	57,3	11	69,5	13	81,4	—
(275)	292	8	56,0	10	69,6	—	—	—	—	—
300	305	—	—	—	—	12	86,7	15	107	—
318	318	8	61,2	8	83,3	—	—	—	—	—
330	330	—	—	—	—	13	102	16	124	—
343	343	8	66,1	8	98,0	—	—	—	—	—
(325)	356	—	—	—	—	14	118	17	142	—
350	368	8	71,0	8	105	—	—	—	—	—
381	381	—	—	—	—	15	135	18	161	—
394	394	9	85,5	9	122	—	—	—	—	—
(375)	406	—	—	—	—	16	154	20	190	—
400	419	10	101	10	140	—	—	—	—	—
432	432	—	—	—	—	17	174	21	213	—

Die eingeklammerten Größen sind möglichst zu vermeiden.  
 Wo keine Abmessungen angegeben sind, gelten die des nächst höheren Nenndruckes.  
 Wegen zusätzlicher Beanspruchungen siehe DIN 2413, Flußstahlrohre, Erläuterungen zur Berechnung.  
 Bestellung nach Außendurchmesser und Wanddicke, nicht nach Nennweite.  
 Werkstoff: Flußstahl: St 45, 29 DIN 1829.  
 i Spez. Gewicht zu 7,85 kg-dm<sup>3</sup> angenommen.

Lieferart: In wechselnden Herstellungslängen, genaue Längen sind besonders vorzuschreiben.  
 Druckstufen nach DIN 2401.  
 Nantlose Flußstahlrohre, Flußstahl St 00, 29 DIN 1829, siehe DIN 2449.  
 Nantlose Flußstahlrohre, Flußstahl St 34, 29 DIN 1829, siehe DIN 2450.

Technische Lieferbedingungen siehe DIN 1829  
 Fachnormenausschuß für Rohrleitungen

Oktober 1928

<b>Nahtlose Flußstahl-Gewinderohre</b>				<b>DIN 2442</b>			
Flußstahl St 34.29 DIN 1629 für Nenndruck 1 bis 100 Betriebsdrücke: W 1 bis W 100; G 1 bis G 80; H 10 bis H 64 Rohrleitungen							
Maße in mm							
Bezeichnung von nahtlosem Flußstahlrohr für Rohrgewinde 3" und Wand- dicke = 7 mm für Nenndruck 100, ohne Gewinde:							
<b>Nahtloses Gewinderohr 3" × 7 DIN 2442, ohne Gewinde</b>							
Nennweite		Rohr		Nenndrücke			
		Außen- durch- messer*	Zylin- drisches With- worth- Rohr- gewinde nach DIN 259	1 bis 64		80 und 100	
Zoll	mm			Wand- dicke	Gewicht <sup>1</sup> kg/m	Betriebsdrücke	
		W 1 bis G 1 bis H 10	W 64 G 50 H 40			W 80 und G 64 und H 50 und H 64	W 100 G 80 H 64
				Wand- dicke	Gewicht <sup>1</sup> kg/m	Wand- dicke	Gewicht <sup>1</sup> kg/m
$\frac{3}{8}$ "	10	16,75	R $\frac{3}{8}$ "			4	1,26
$\frac{1}{2}$ "	13	21,25	R $\frac{1}{2}$ "			4,5	1,86
$\frac{3}{4}$ "	20	26,75	R $\frac{3}{4}$ "			5	2,68
1"	25	33,50	R 1"			5,5	3,80
1 $\frac{1}{4}$ "	32	42,25	R 1 $\frac{1}{4}$ "			5,5	4,99
1 $\frac{1}{2}$ "	40	48,25	R 1 $\frac{1}{2}$ "			6	6,25
2"	50	60	R 2"			6	7,99
(2 $\frac{1}{4}$ "	(60)	66	R 2 $\frac{1}{4}$ "			6	8,88
2 $\frac{1}{2}$ "	70	75,5	R 2 $\frac{1}{2}$ "	6	10,3	7	11,8
3"	80	88,25	R 3"	6	12,2	7	14,0
(3 $\frac{1}{2}$ "	(90)	101	R 3 $\frac{1}{2}$ "	6,5	15,1	7,5	17,3
4"	100	113,5	R 4"	6,5	17,2	8	20,8
5"	125	139	R 5"	7	22,8	9	28,9
6"	150	164,5	R 6"	8	30,9	10	38,1

\* Die Rohraußendurchmesser stimmen mit denen der Gasrohre DIN Vornorm 2440 und Dampfrohre DIN Vornorm 2441 überein.  
 Die eingeklammerten Größen sind möglichst zu vermeiden.  
 Wo keine Abmessungen angegeben sind, gelten die des nächst höheren Nenn-  
 druckes.

Werkstoff: Flußstahl St 34.29 DIN 1629.

<sup>1</sup> Spez. Gewicht zu 7,85 kg/dm<sup>3</sup> angenommen.

Lieferart: In wechselnden Herstellungslängen, ohne Gewinde. Bestimmte  
 Längen sind besonders vorzuschreiben.

Druckstufen nach DIN 2401.  
 Technische Lieferbedingungen siehe DIN 1629.

Oktober 1928      Fachnormenausschuß für Rohrleitungen

<b>Flußstahlrohre</b>		<b>DIN 2454</b>			
autogen geschweißt für Nenndruck 1 bis 6 Betriebsdrücke: W 1 bis W 6, G 1 bis G 5 Rohrleitungen					
Maße in mm					
Bezeichnung von autogen geschweißtem Flußstahlrohr mit Außendurchmesser = 318 mm und Wanddicke = 3 mm (Nennweite 300) für Nenndruck 2,5:					
<b>Autogen geschweißtes Rohr 318 × 3 DIN 2454</b>					
Nenn- weite	Außen- durch- messer	Nenndrücke		Betriebsdrücke	
		ND 1 und 2,5	ND 6	W 1 u. W 2,5 G 1 und G 2	W 6 G 5
NW		Wand- dicke	Gewicht <sup>1</sup> kg/m	Wand- dicke	Gewicht <sup>1</sup> kg/m
50	57	1,5	2,09	2	2,76
60	70	1,5	2,58	2	3,42
70	76	2	3,72	2,5	4,62
80	89	2	4,37	2,5	5,43
90	102	2	5,03	2,5	6,25
100	108	2	5,33	2,5	6,62
110	121	2	5,98	2,5	7,45
(120)*	127	2,5	7,82	3	9,35
125	133	2,5	8,20	3	9,80
(130)*	140	2,5	8,64	3	10,33
(140)	152	2,5	9,39	3	11,23
150	159	2,5	9,83	3	11,76
(160)	171	2,5	10,59	3	12,67
175	191	2,5	11,84	3	14,17
200	216	2,5	13,41	3	16,06
225	241	2,5	14,99	3	18,74
250	267	2,5	16,62	3	19,90
275	292	3	21,79	3,5	25,38
300	318	3	23,75	3,5	27,66
(325)	343	3	25,85	3,5	34,08
350	368	3	27,52	4	36,59
(375)	394	3	29,48	4	39,21
400	420	3	31,44	4	41,82
450	470	3	35,21	4	46,84
500	520	3	38,98	4	51,88
550	570	3	42,75	4	56,90
600	620	3	46,52	5	77,28
700	720	4	71,97	5	89,85
800	820	4	82,03	5	102,42
900	920	4	92,09	6	137,82
1000	1020	5	127,54	7	178,22
1100	1120	5	140,11	7	195,81
1200	1220	5	152,68	7	213,40
1400	1420	5	177,81	—	—
1600	1620	5	202,95	—	—
1800	1820	6	273,54	—	—
2000	2020	6	304,06	—	—

\* Nur für Heizungsindustrie. Die eingeklammerten Größen sind möglichst zu vermeiden. Bestellung nach Außendurchmesser und Wanddicke, nicht nach Nennweite. Werkstoff: Flußstahl, Mindestfestigkeit 34 kg/mm<sup>2</sup>. Weitere Angaben folgen später. Bei Vakuumleitungen über Nennweite 500 ist zu prüfen, ob die Wanddicken gegen Einbeulung durch den Außendruck genügen. Die Wanddicken für Vakuumleitungen sind von der Zahl und gegenseitigen Entfernung der wirklichen Verstärkungen abhängig. Eine allgemein gültige Festlegung der Wanddicken für Vakuumleitungen ist daher nicht möglich.  
<sup>1</sup> Durchschnittsgewicht zu 8 kg/dm<sup>3</sup> angenommen. Lieferart: In wechselnden Herstellungslängen, genaue Längen sind besonders vorzuschreiben. Druckstufen nach DIN 2401.



















































<b>Sinnbilder für Rohrleitungen</b>	<b>DIN 2429</b> Blatt 1
Rohrleitungen	

Allgemeine Sinnbilder.

glattes Rohr	isoliertes Rohr	Ventil	Gewichtbelastung
Flansch	Rohrunterstützung	Schieber	Federbelastung
Gußrohrmuffe	Festpunkt	Hahn	Schwimmer
Gewindemuffe			

Gruppe	Benennung	Sinnbild	Gruppe	Benennung	Sinnbild
Formstücke	DIN 2430 Blatt 1 bis 4	1 bis 73		Durchgangssicherheitsventil mit Gewichtbelastung und	Flanschen 111
Ventile	Durchgangsabsperrventil	mit Flanschen 101	Ventile	Gewindemuffen 112	
		mit Gewindemuffen 102		Eck-Sicherheitsventil mit Gewichtbelastung und	Flanschen 113
	Eck-Absperrventil	mit Flanschen 103		Gewindemuffen 114	
		mit Gewindemuffen 104		Durchgangssicherheitsventil mit Federbelastung und	Flanschen 115
	Wechselventil	mit Flanschen 105		Gewindemuffen 116	
		mit Gewindemuffen 106		Eck-Sicherheitsventil mit Federbelastung und	Flanschen 117
	Durchgangsrückschlagventil	mit Flanschen 107		Gewindemuffen 118	
		mit Gewindemuffen 108		Rohrbruchventil	ohne besond. Absperrvorrichtg. v. Hand 119
	Eck-Rückschlagventil	mit Flanschen 109			mit 120
		mit Gewindemuffen 110		Druckmindervent. (Spitze des Dreiecks gibt Richtung der Druckmind. an)	mit Flanschen 121
			mit Gewindemuffen 122		

Sinnbilder für Rohrleitungen				DIN 2429			
				Rohrleitungen			
				Blatt 2			
Gruppe	Benennung		Sinnbild	Gruppe	Benennung	Sinnbild	
Ventile	Durchgang-Schwimmerventil	mit Flanschen	123 	Ableiter	Kondenstopf	140 	
		mit Gewindemuffen	124 		Regenhaube	141 	
	Eck-Schwimmerventil	mit Flanschen	125 		Schalldämpfer	142 	
		mit Gewindemuffen	126 		Abflußtrichter	143 	
	Schieber	Schieber	mit Flanschen		127 	Syphon	144 
			mit Gewindemuffen		128 	Saugkörbe	Saugkorb (Seiher) mit Flansch
mit Gußrohmuffen			129 	Saugkorb (Seiher) ohne Fußventil	mit Gewindemuffe		146 
Hähne	Durchgangshahn	mit Flanschen	130 	Ausgleicher (Kompensatoren)	Saugkorb mit Fußventil	mit Flansch	147 
		mit Gewindemuffen	131 			mit Gewindemuffe	148 
	Dreiwegehahn	mit Flanschen	132 	Rohrbogenausgleicher	149 		
		mit Gewindemuffen	133 	Stopfbuchsausgleicher	150 		
Klappen	Drosselklappe	mit Flanschen	134 	Meßinstrumente	Dampfmesser, Wassermesser nicht registrierend	mit Flanschen	151 
		mit Gewindemuffen	135 			mit Gewindemuffen	152 
	Rückschlagklappe	mit Flanschen	136 		Dampfmesser, Wassermesser registrierend	mit Flanschen	153 
		mit Gewindemuffen	137 			mit Gewindemuffen	154 
Abscheider	Wasserabscheider		138 	Manometer Vakuummeter		155 	
	Ölabscheider		139 	Thermometer		156 	

Sinnbilder für Rohrleitungen		DIN 2429 Blatt 3	
Gruppe	Benennung		Sinnbild
Heizungs- und Gesundheits- Industrie	glattes Heizrohr	liegend	157 
	glattes Heizrohr- register	liegend	158 
		stehend	159 
	Rippenrohr	einzel	160 
	Rippenrohrregister		161 
	Radiatoren		162 
	Ventilstock		163 
	Speisewärmer		164 
	Warmwasserkasten		165 
	Zapfstellen für Warmwasser		166 
	Brausebad		167 
	Wannenbad		168 
	Sickerschacht		169 
Dieselmotorenbau	Rohr mit Heizmantel		170 
	Bruchplatte		171 

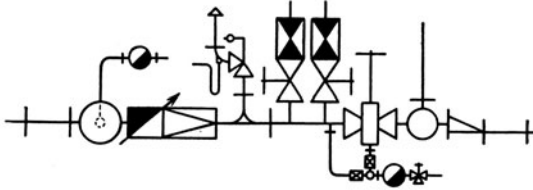
**Sinnbilder für Rohrleitungen**

**DIN 2429**  
Blatt 4

**Beispiele für die Darstellung von Rohrleitungsplänen**

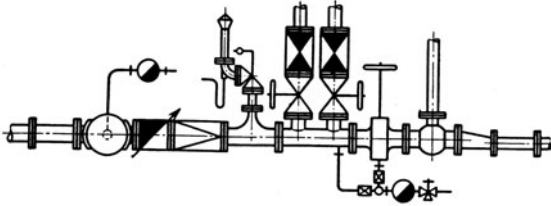
**I. Dampfleitung**

A schematisch



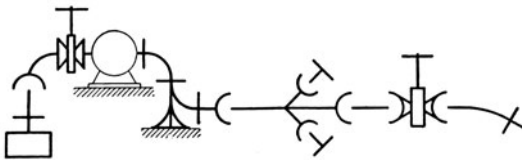
B maßstäblich

(z. B. 1 : 20)



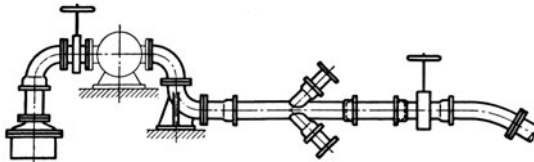
**II. Wasserleitung mit Pumpe**

A schematisch



B maßstäblich

(z. B. 1 : 20)



**Walzflansche mit Ansatz und Sicherheitsnietung**

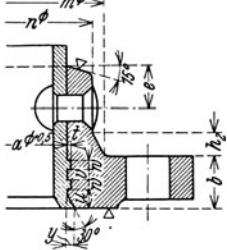
für Nenndruck 25

Betriebsdrücke: W 25, G 20, H 20

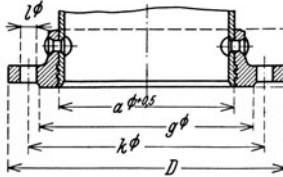
Rohrleitungen

**DIN  
2592**

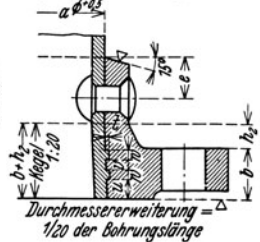
Flanschbohrung  
zylindrisch mit Abfasung



Maße in mm



Flanschbohrung  
kegelig ohne Abfasung



Nennweite	Walzrollen und Abfasung nach DIN 2515						
	NW	Anzahl	u	w	v	t	Form
100 bis 175	2	9	4	6	1	B	4
200 bis 300	2	12	5	7,5	1,5	C	5
325 bis 400	2	15	6	9	1,5	D	5

Bezeichnung eines Walzflansches mit Ansatz u. Sicherheitsnietung, zylindr. gebohrt, für Nennweite 200 aus...<sup>1</sup>  
Walzflansch 200 mit Sicherheitsnietung, zylindrisch, DIN 2592...<sup>1</sup>

Nennweite	Flanschbohrung zugleich äußerer Rohrdurchm.	Flansch				Ansatz		Arbeitsleiste		Schrauben		Niet		Nietloch	Gewicht* eines Flansches			
		Durch- messer	Dicke	Lochkreis- durch- messer	Höhe	Durch- messer	Höhe	Durch- messer	Höhe	Anzahl	Gewinde	Lochdurch- messer	Anzahl	Durch- messer		Durch- messer	Abstand	
NW	a*	D	b	k	h	m	n	h <sub>2</sub>	g	f		l		d	d <sub>1</sub>	e	kg	
100	108	235	24	190	64	145	135	10	162	3	8	3/4"	22	8	10	11	17	6,946
110	121	245	24	200	64	155	148	10	172	3	8	3/4"	22	8	10	11	17	7,362
125	133	270	26	220	66	170	160	10	188	3	8	7/8"	25	8	10	11	17	9,317
(140)	152	290	28	240	68	188	178	10	208	3	8	7/8"	25	8	10	11	17	11,042
150	159	300	28	250	68	200	190	10	218	3	8	7/8"	25	8	10	11	17	12,192
(160)	171	310	28	260	73	212	202	12	228	3	8	7/8"	25	8	13	14	21	13,014
175	191	330	28	280	73	232	222	12	248	3	12	7/8"	25	12	13	14	21	13,797
200	216	360	30	310	75	260	250	12	278	3	12	7/8"	25	12	13	14	21	17,275
225	241	395	30	340	75	285	275	12	305	3	12	1	28	12	13	14	21	20,005
250	267	425	32	370	87	315	305	15	335	3	12	1	28	12	16	17	25	25,588
275	292	455	32	400	87	342	332	15	365	4	12	1	28	12	16	17	25	28,614
300	318	485	34	430	89	370	360	15	390	4	16	1	28	16	16	17	25	32,798
(325)	343	525	36	460	91	395	385	15	420	4	16	1 1/4"	32	16	16	17	25	39,153
350	368	555	38	490	93	425	412	15	450	4	16	1 1/4"	32	16	16	17	25	45,411
(375)	394	595	38	525	103	455	440	18	480	4	16	1 1/4"	35	16	19	20	30	53,883
400	420	620	40	550	105	480	465	18	505	4	16	1 1/4"	35	16	19	20	30	58,827

Die eingeklammerten Größen sind möglichst zu vermeiden.

Ausführung: Ob die Bohrung der Flansche zylindrisch oder kegelig ausgeführt werden soll, ist bei Bestellung besonders anzugeben.

\* Herstellungsgenauigkeit + 0,5 gilt nur für Flanschbohrung.

An Stelle der Sicherheitsnietung können auch gleichwertige Sonderkonstruktionen treten.

<sup>1</sup> Der Werkstoff ist bei Bestellung anzugeben.

Werkstoff: Flußstahl St. 42-11 DIN 1611

Stahlguß Mindestzugfestigkeit  $\sigma_B = 45 \text{ kg/mm}^2$ . Mindestdehnung  $\delta_5 = 22\%$

<sup>2</sup> Spez. Gewicht zu 7,85 kg/dm<sup>3</sup> angenommen

Druckstufen nach DIN 2401. Rohre, Übersicht nach DIN 2410. Flansche, Übersicht nach DIN 2500 Dichtungen nach DIN 2690. Halbrundniete nach DIN 123 Blatt 4

Schrauben: Für W 25 und G 20 (entspr. DIN 2401) halbrohe Sechskantschrauben mit Mutter nach DIN 418, Ausführung B, für H 20 (entspr. DIN 2401) Bolzenschrauben mit Muttern nach DIN 2509.

Juli 1926

Fachnormenausschuß für Rohrleitungen

### Flansche mit Ansatz für Nenndruck 64

Betriebsdrücke: W 64, G 50, H 40  
Konstruktionsblatt

**DIN 2594**

Rohrleitungen

Ausführungen der verschiedenen Dichtungsarten nach \*\*:

DIN 2512

Feder  
DIN 2512

DIN 2513

Vorsprung  
DIN 2513

DIN 2514

Vorsprung  
DIN 2514

DIN 2512

Nutf  
DIN 2512

DIN 2513

Rücksprung  
DIN 2513

DIN 2514

Rücksprung  
DIN 2514

Nennweite	Rohr	Flansch				Ansatz <sup>1</sup>		Arbeitslëiste		Schrauben			Gewicht eines Flansches
	Äußer-durchm.	Bohrung	Durchmesser	Dicke	Lochkreis-durchm.	Durchm. Größtmaß		Durchmesser	Höhe	Anzahl	Ge-winde	Loch-durchm.	
NW	a	a <sub>1</sub>	D	b	k	m		g	f			l	
100	108	108,5	250	30	200	152		170	3	8	7/8''	25	
125	133	133,5	295	34	240	185		205	3	8	1''	28	
150	159	159,5	345	36	280	215		240	3	8	1 1/8''	32	
(175)	191	192	375	40	310	248		270	3	12	1 1/8''	32	
200	216	217	415	42	345	275		300	3	12	1 1/4''	35	
(225)	241	242	440	44	370	302		325	3	12	1 1/4''	35	
250	267	268	470	46	400	332		355	3	12	1 1/4''	35	
(275)	292	293	500	50	430	362		385	4	12	1 1/4''	35	
300	318	319	530	52	460	390		415	4	16	1 1/4''	35	
(325)	343	344	565	54	490	418		442	4	16	1 3/8''	38	
350	368	369	600	56	525	450		475	4	16	1 3/8''	38	
(375)	394	395	645	58	560	478		510	4	16	1 1/2''	42	
400	419	420	670	60	585	505		530	4	16	1 1/2''	42	

Die eingeklammerten Größen sind möglichst zu vermeiden.  
<sup>1</sup> Festgelegt sind nur die eingetragenen Maße. Die Maße für den Halsansatz richten sich nach der Art der Verbindung zwischen Flansch und Rohr und sind freie Konstruktionsmaße.  
 \* Um einwandfreie Abdichtung zu erzielen, ist für gute Auflage der Muttern zu sorgen, indem der Flansch an der Sitzfläche der Muttern angefräst oder abgedreht wird.  
 \*\* Ausführung: Die Flansche werden ausnahmslos mit den Dichtungsarten nach DIN 2512, 2513 oder 2514 ausgeführt.  
 \*\*\* Herstellungsgenauigkeit + 0,5 gilt nur für Flanschbohrung, nicht für Rohr.  
 Werkstoff: mindestens Flußstahl St 42.11 DIN 1611  
 Druckstufen nach DIN 2401. Rohre, Übersicht nach DIN 2410. Flansche, Übersicht nach DIN 2500.  
 Dichtungen nach DIN 2691 bis 2693. Bolzenschrauben nach DIN Vornorm 2509.  
 Juli 1928 Fachnormenausschuß für Rohrleitungen

# Tafel 1

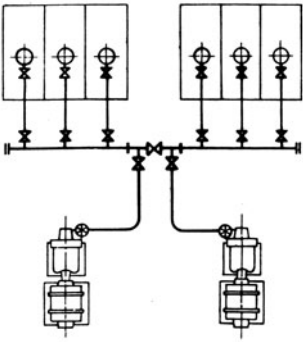


Abb. 1.

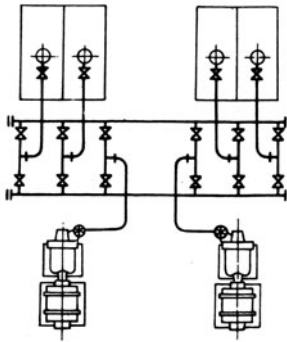


Abb. 2.

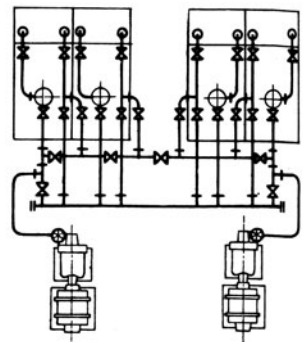


Abb. 3.

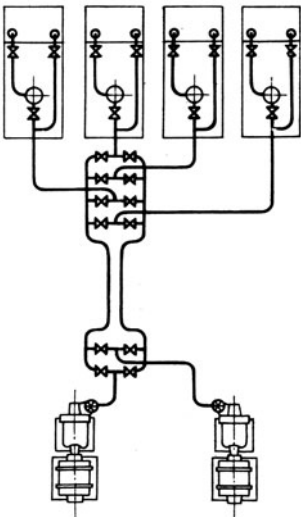


Abb. 4.

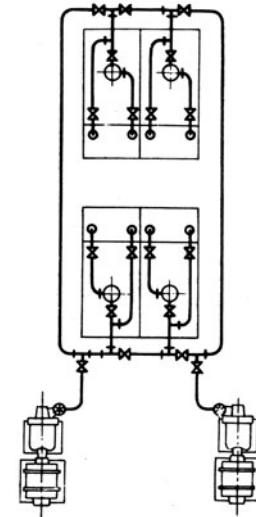


Abb. 5.

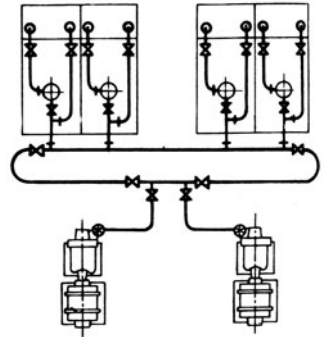


Abb. 6.

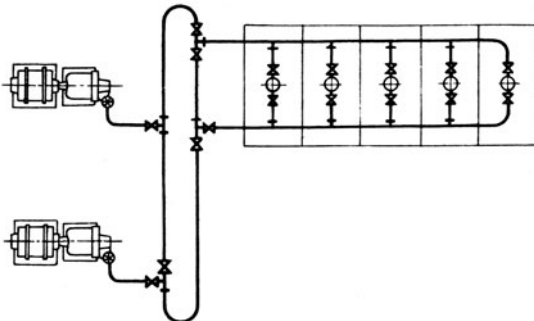


Abb. 7.

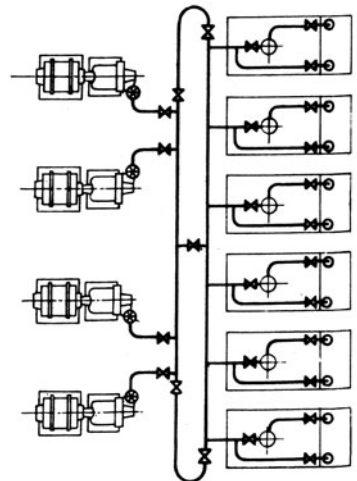


Abb. 8.

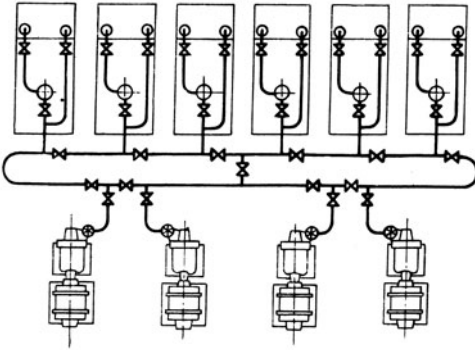


Abb. 9.

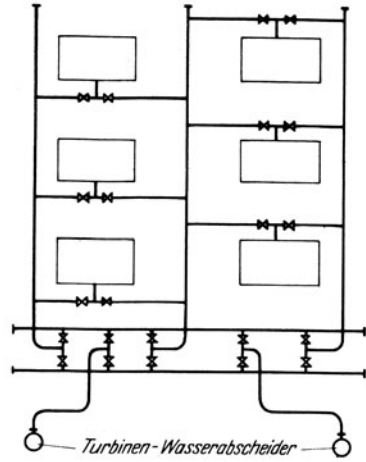


Abb. 10.

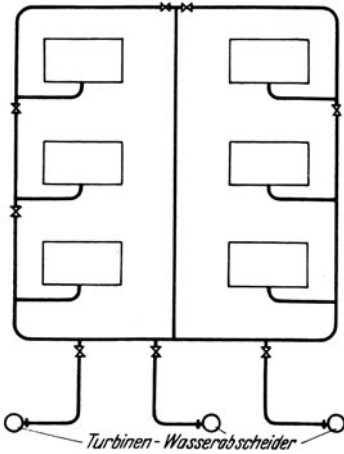


Abb. 11.

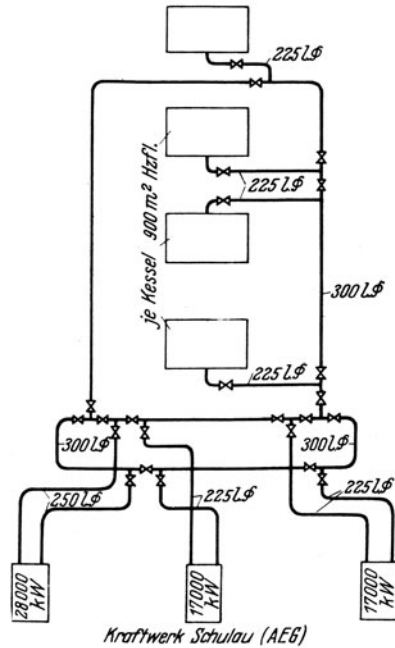


Abb. 13.

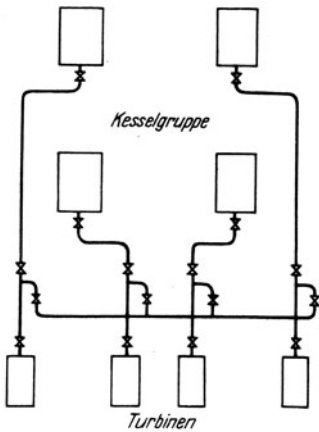


Abb. 14.



Tafel 3

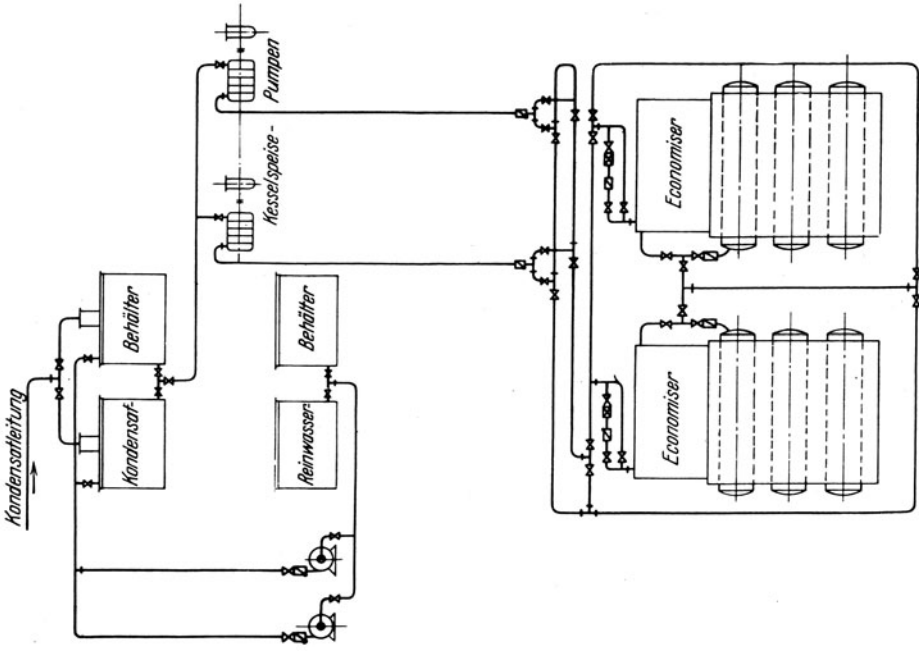
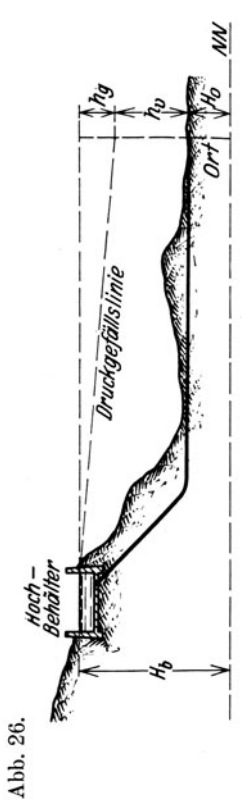
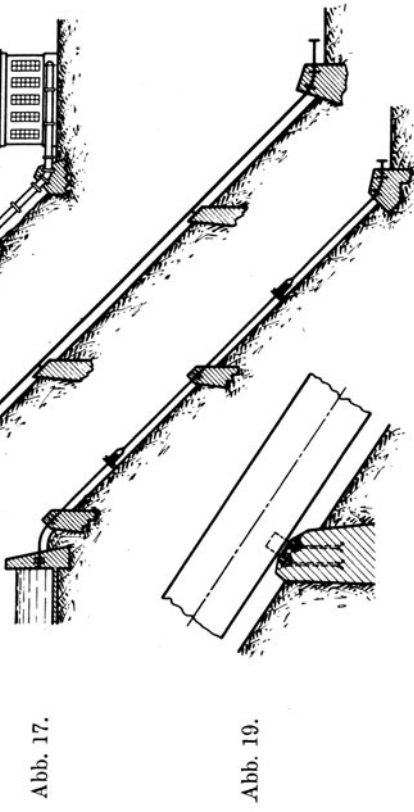
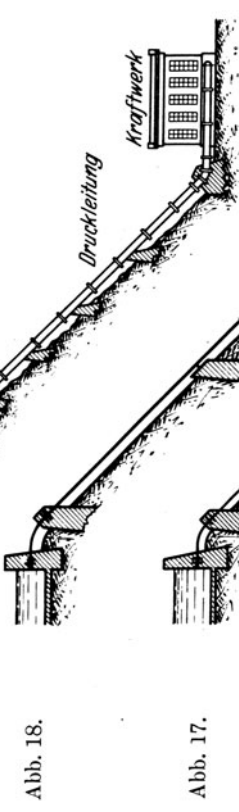


Abb. 15.

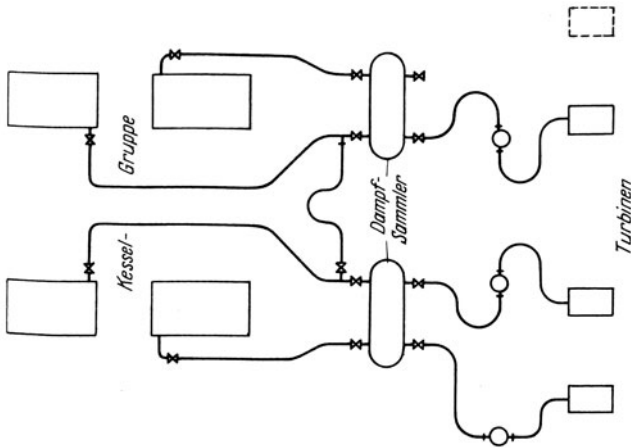


Abb. 12.

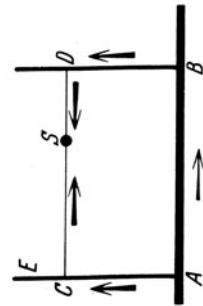


Abb. 25.

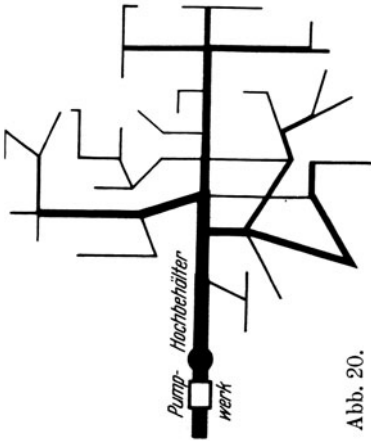


Abb. 20.

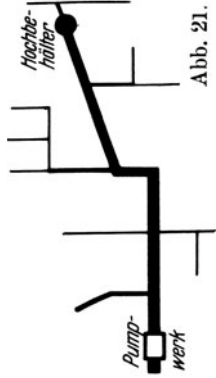


Abb. 21.

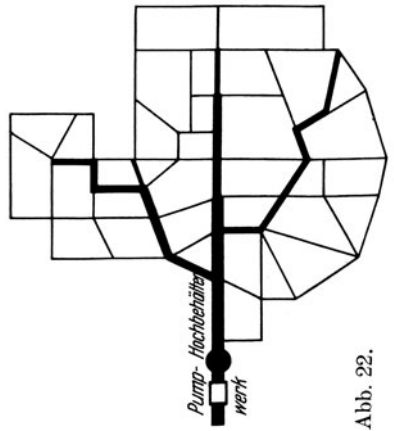


Abb. 22.

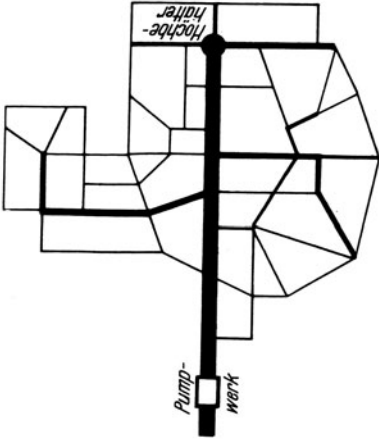


Abb. 23.

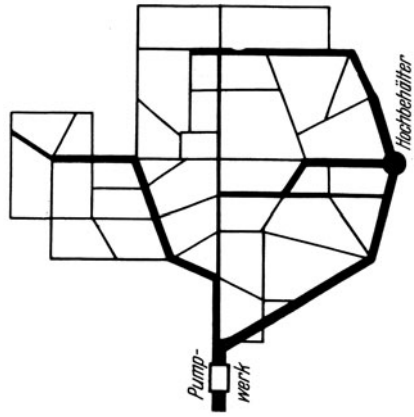


Abb. 24.

Tafel 5

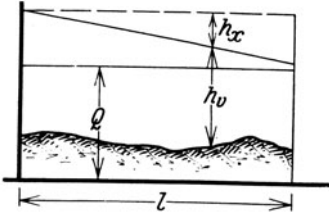


Abb. 27.

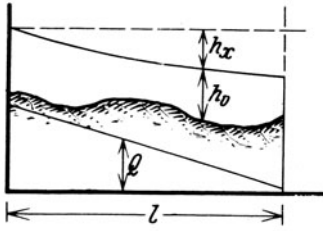


Abb. 28.

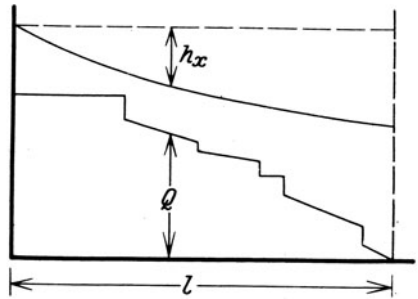


Abb. 29.

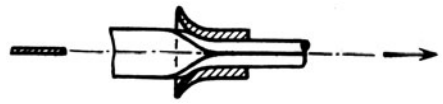


Abb. 31. Stumpfschweißung durch Ziehen.

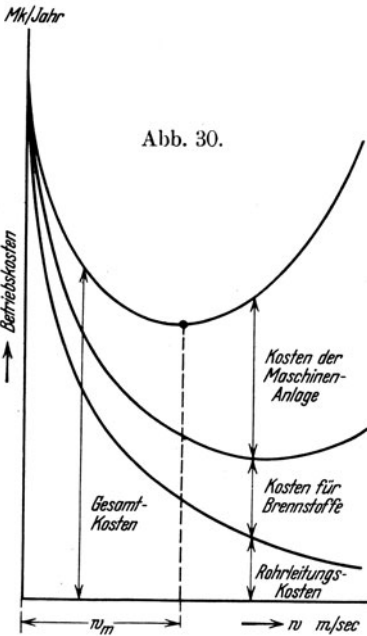


Abb. 30.

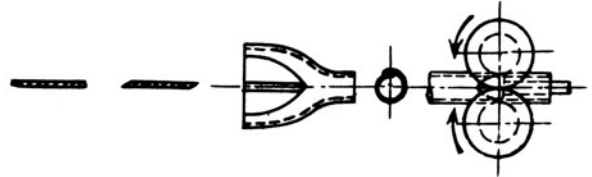


Abb. 32. Ueberlappte Schweißung durch Walzen.

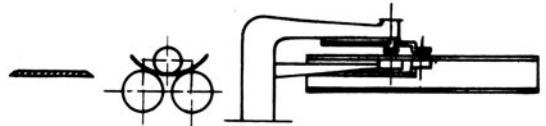


Abb. 33. Feuer- bzw. Wassergas-Preßschweißung.



Abb. 34. Gas-Schmelzschweißung.

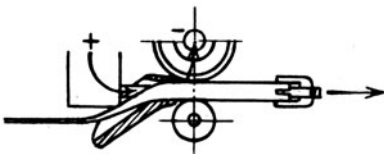


Abb. 35. Elektrische Schweißung.

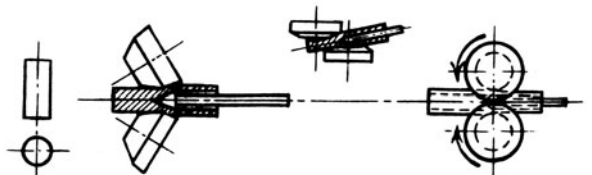


Abb. 37. Stiefelverfahren mittels Schräg- u. Duowalzwerk.

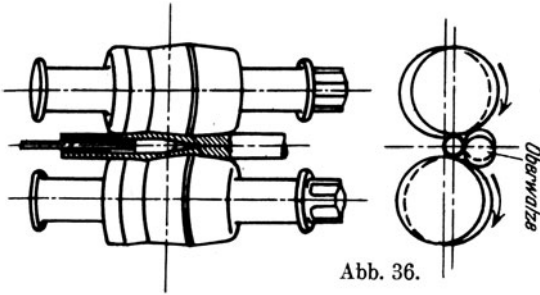


Abb. 36.

Abb. 36/36 a. Schräg- und Pilgerschritt-Walzwerk,

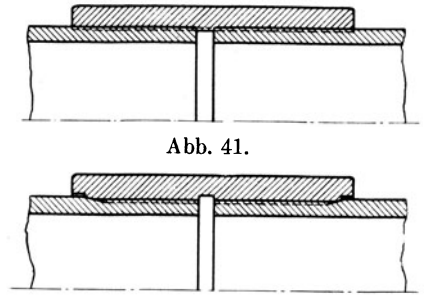


Abb. 41.

Abb. 42.

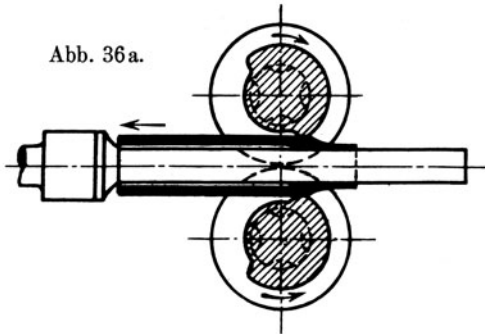


Abb. 36 a.

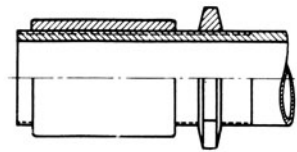


Abb. 43.

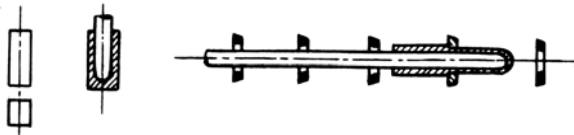


Abb. 38. Ehrhardtverfahren mittels Loch- u. Ziehpresse.

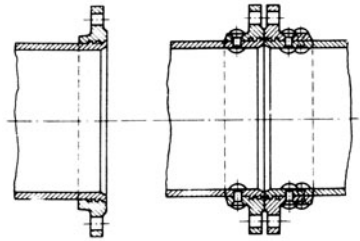


Abb. 44.

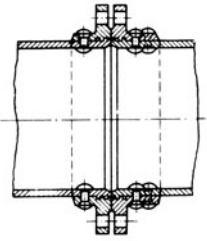


Abb. 45.

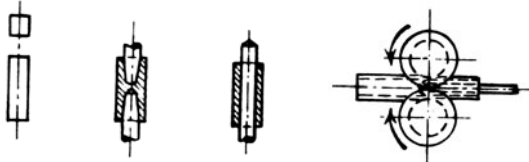


Abb. 39. Schwedisches Verfahren mittels Lochpresse und Duowalzwerk.



Abb. 46.

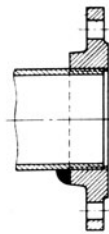


Abb. 47.

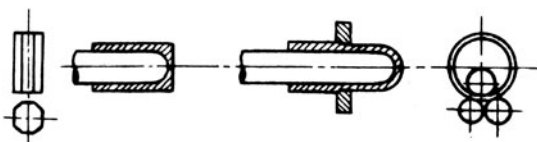


Abb. 40. Ehrhardtverfahren zur Erzeugung großer, nahtloser Hohlkörper (Lochpresse, Ziehpresse und Spezialwalzwerk).

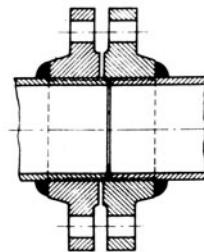


Abb. 48.

# Tafel 7

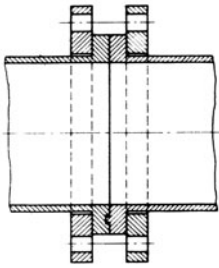


Abb. 49



Abb. 50.

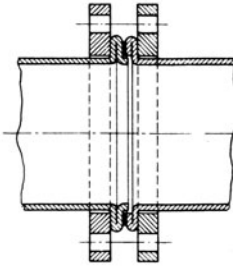


Abb. 51.



Abb. 52.

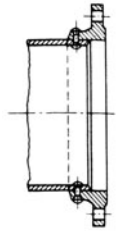


Abb. 53.

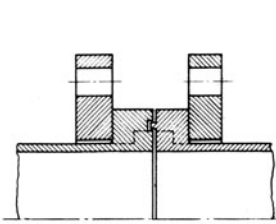


Abb. 54.

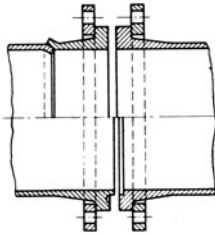


Abb. 55.



Abb. 56.

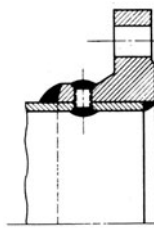


Abb. 57.

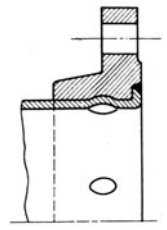


Abb. 58.

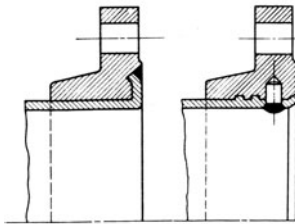


Abb. 59.

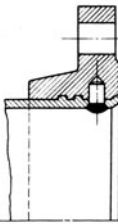


Abb. 60.

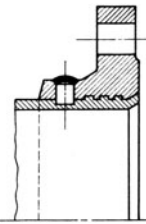


Abb. 61.

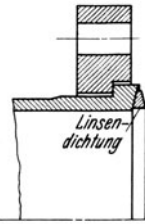


Abb. 62.

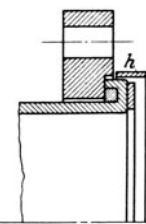


Abb. 63.

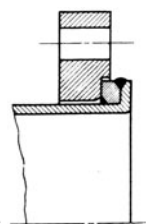


Abb. 64.

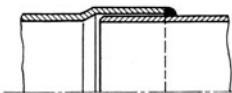


Abb. 65.

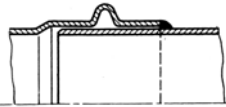


Abb. 66.

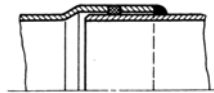


Abb. 67.

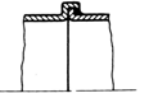


Abb. 68.

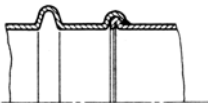


Abb. 69.

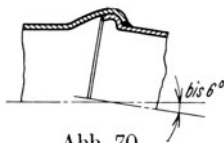


Abb. 70.

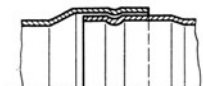


Abb. 71.

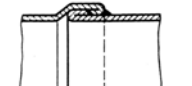


Abb. 72.

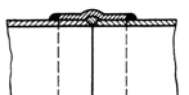


Abb. 73.



Abb. 74.

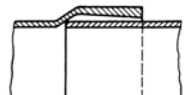


Abb. 75.

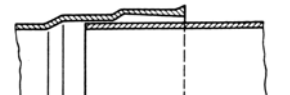


Abb. 76.

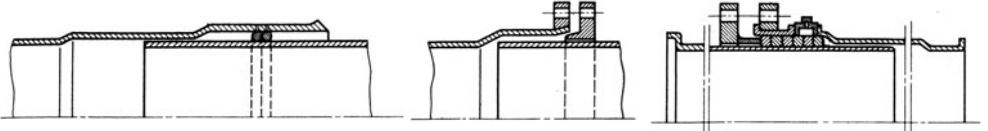


Abb. 77.

Abb. 78.

Abb. 79.

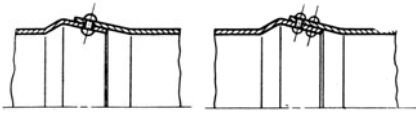


Abb. 80.

Abb. 81.

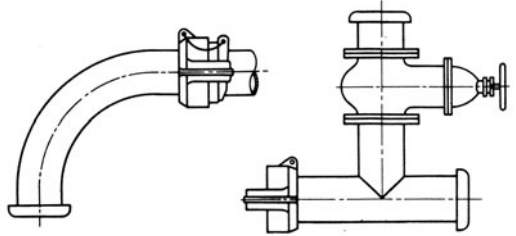


Abb. 83.

Abb. 84.

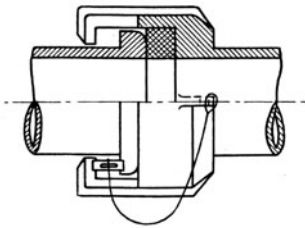


Abb. 82.

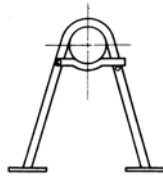


Abb. 85.

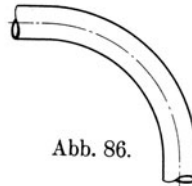


Abb. 86.

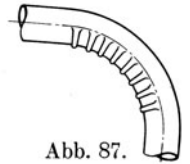


Abb. 87.

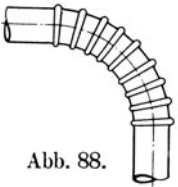


Abb. 88.

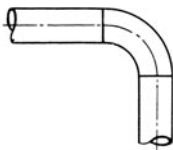


Abb. 89.



Abb. 90.

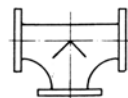


Abb. 91.

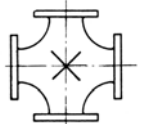


Abb. 92.

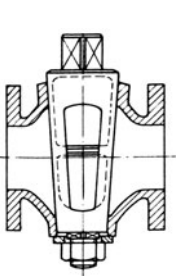


Abb. 93.

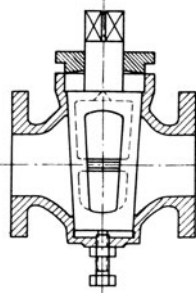


Abb. 94.

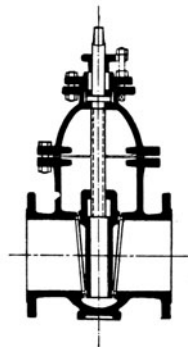


Abb. 95.

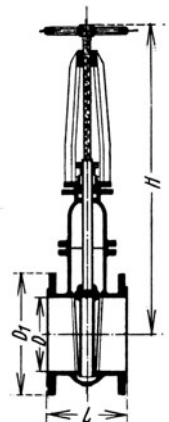


Abb. 96.

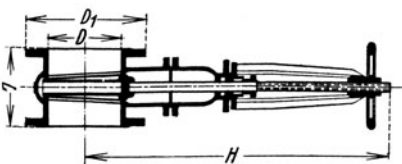


Abb. 97.

Tafel 9

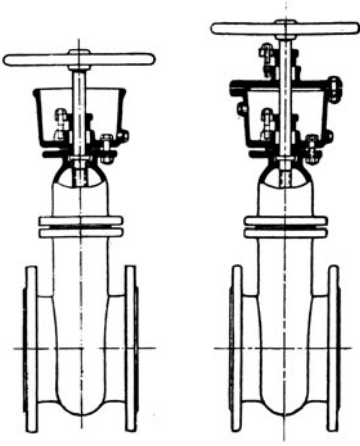


Abb. 98.

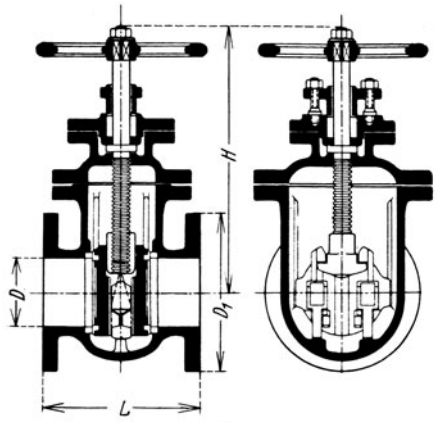


Abb. 99.

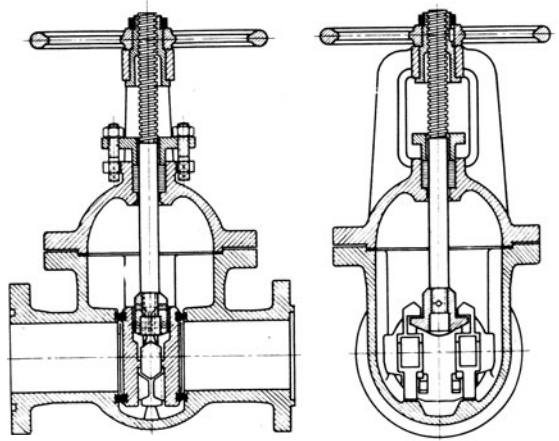
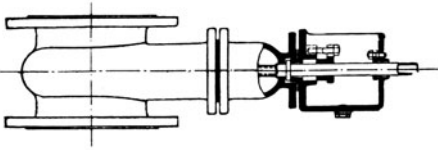


Abb. 100.

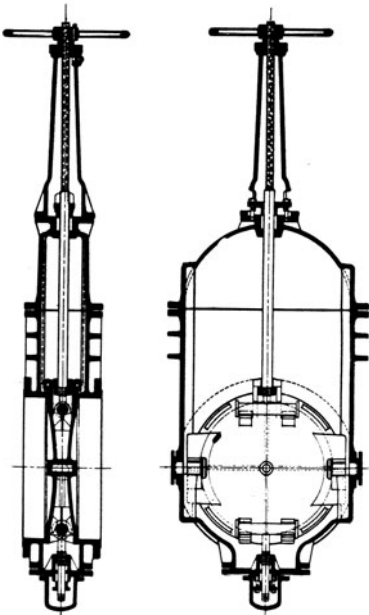


Abb. 102.

(Zimmermann & Jansen. Düren.)

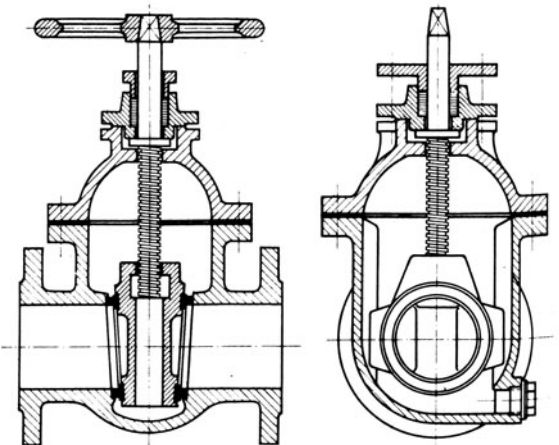


Abb. 101.

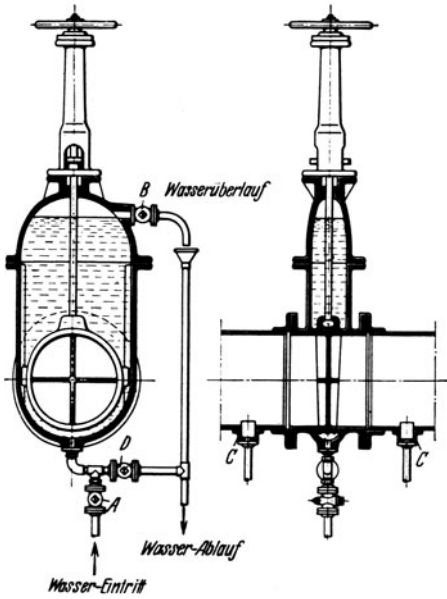


Abb. 103. (Z. & J., Düren.)

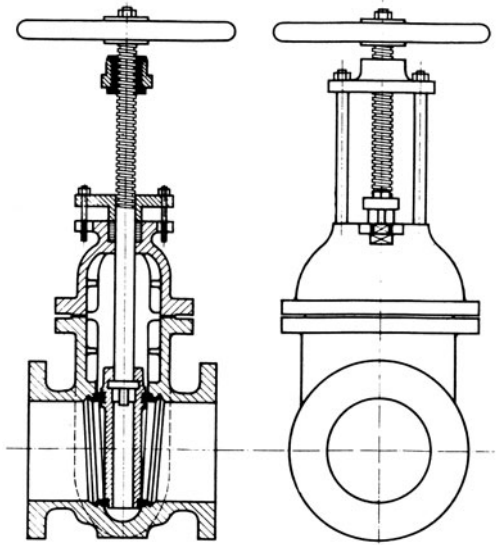


Abb. 104.

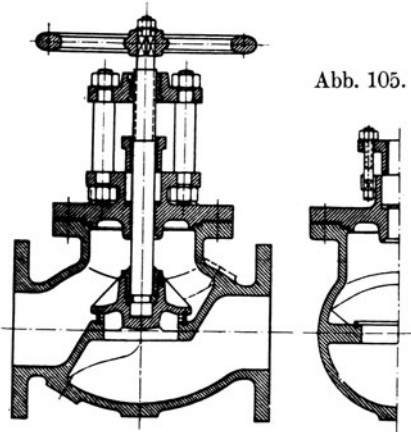


Abb. 105.

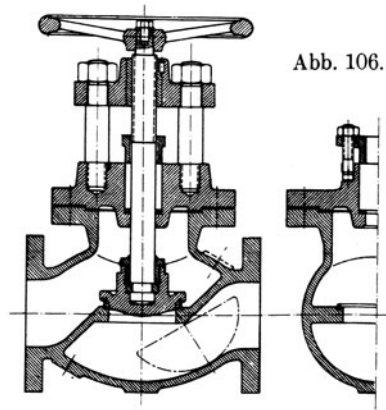


Abb. 106.

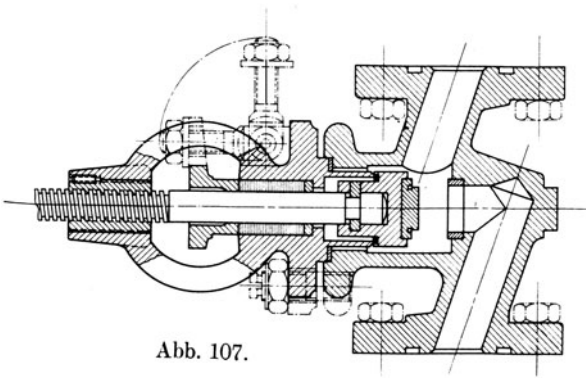


Abb. 107.

Abb. 105. Normal-Ventil.  
Abb. 106. Din-Ventil.  
(Seiffert & Co., Berlin.)



Tafel 11

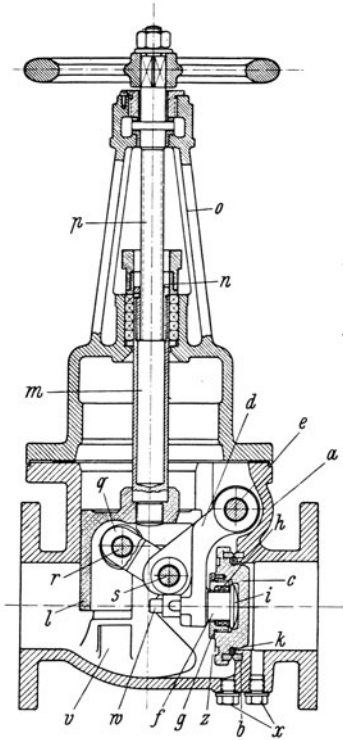


Abb. 108. (Borsig-Berlin.)

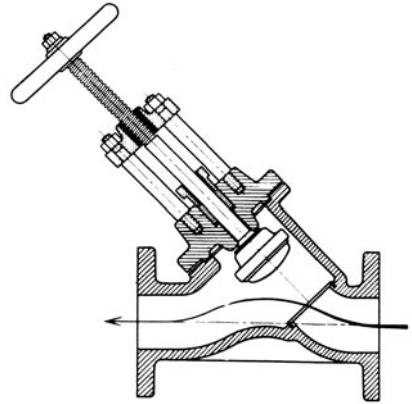


Abb. 109. (Schumann & Co., Leipzig.)

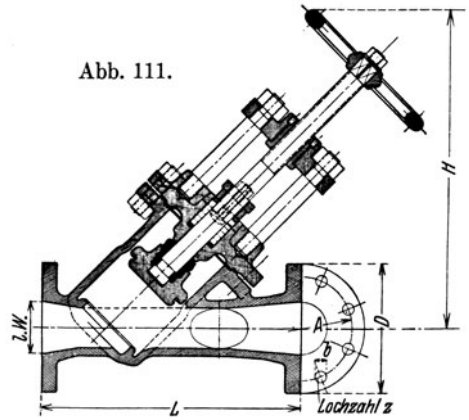


Abb. 111.

Abb. 111/112. (Amag-Hilpert, Nürnberg.)

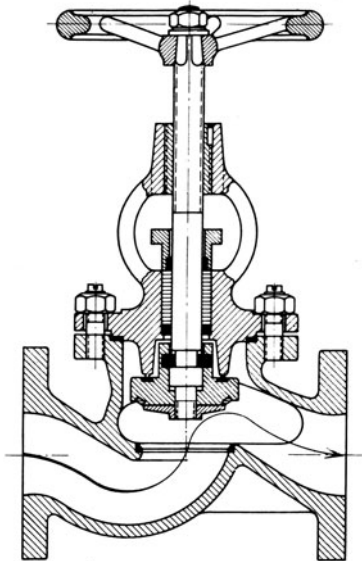


Abb. 110. (Schäffer & Budenberg, Magdeburg-Buckau.)

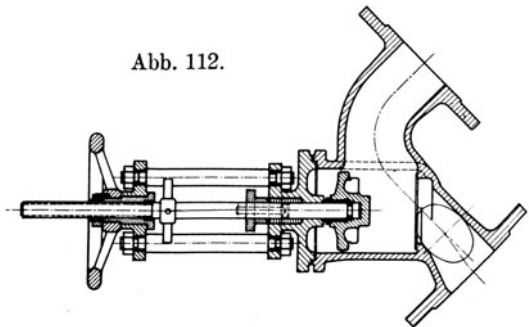


Abb. 112.

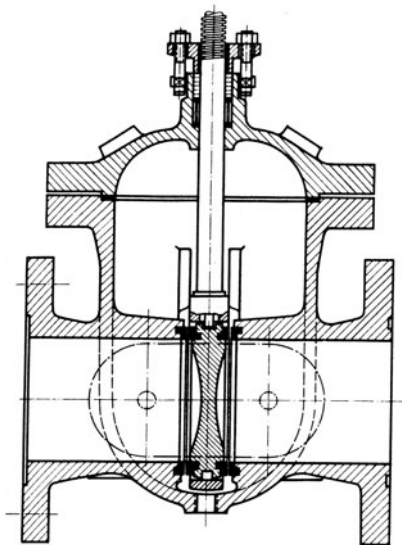


Abb. 113. (Seiffert-Berlin.)

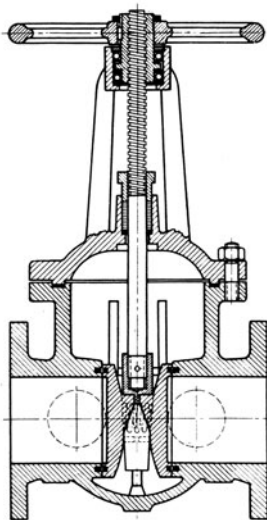


Abb. 115. (Schäffer & Budenberg.)

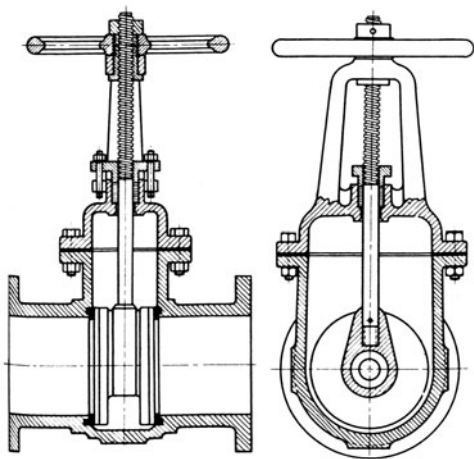
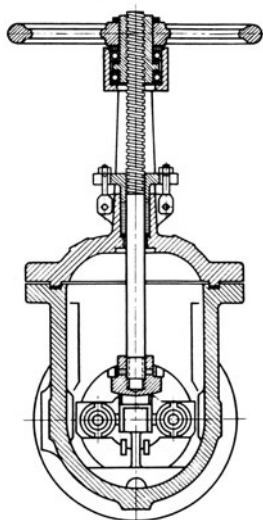


Abb. 114.

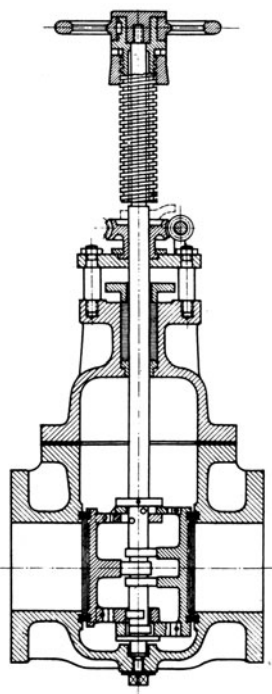
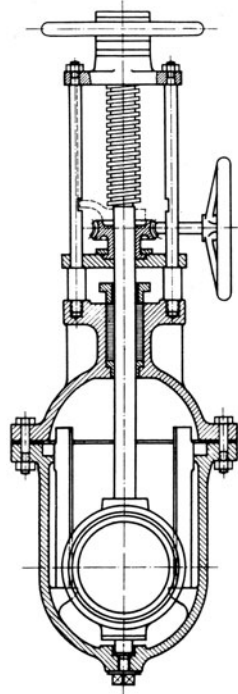


Abb. 116. (Dingler, Zweibrücken.)



Tafel 13

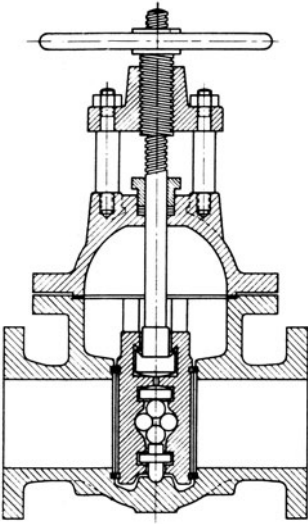


Abb. 117. (VAG-Mannheim.)

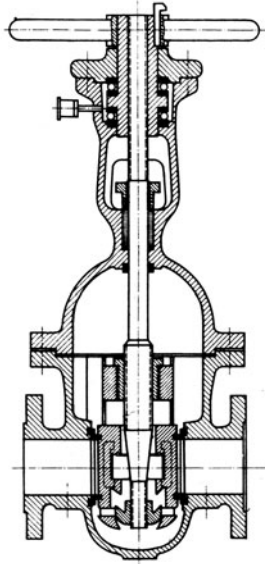


Abb. 119. (A. Sempell, M.-Gladbach.)

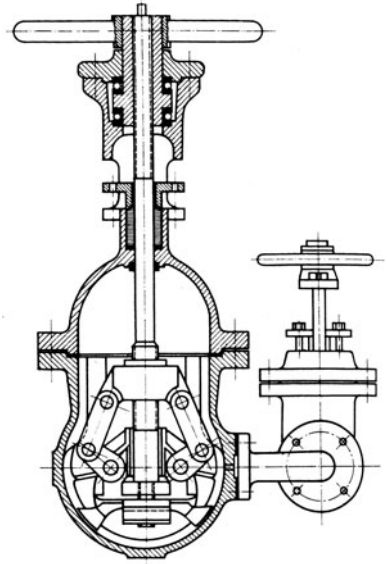


Abb. 118. (Polte-Magdeburg.)

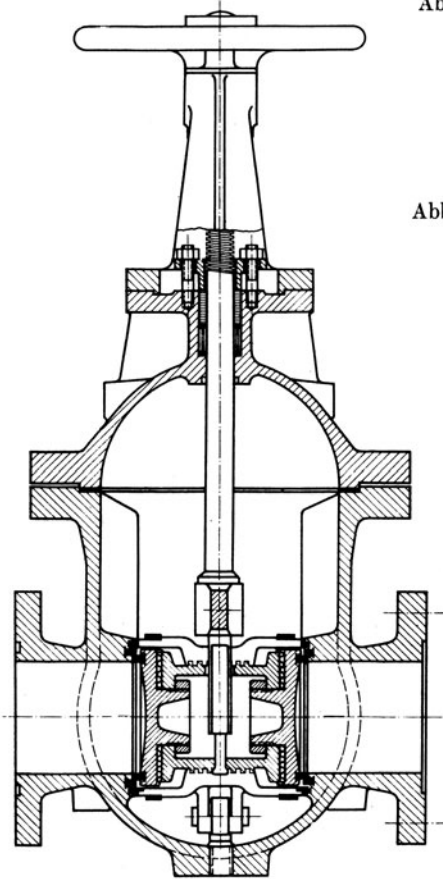


Abb. 121. (Seiffert.)

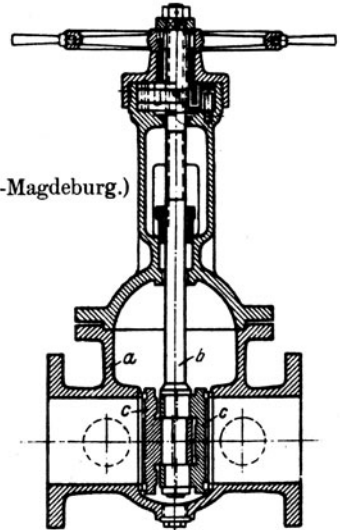
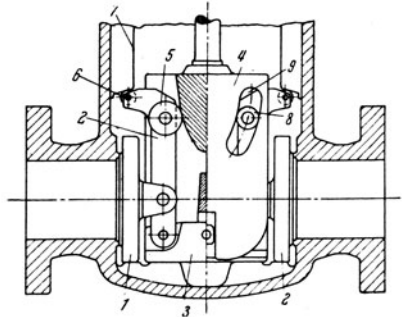


Abb. 122. (Babcock-Oberhausen.)



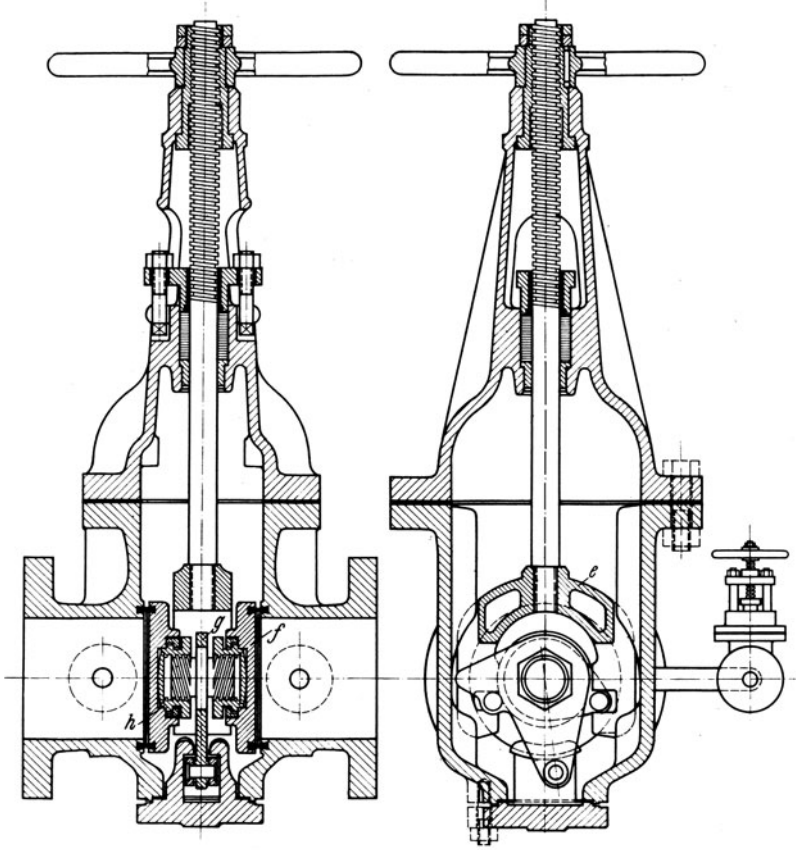


Abb. 120. (Schuhmann & Co., Leipzig.)

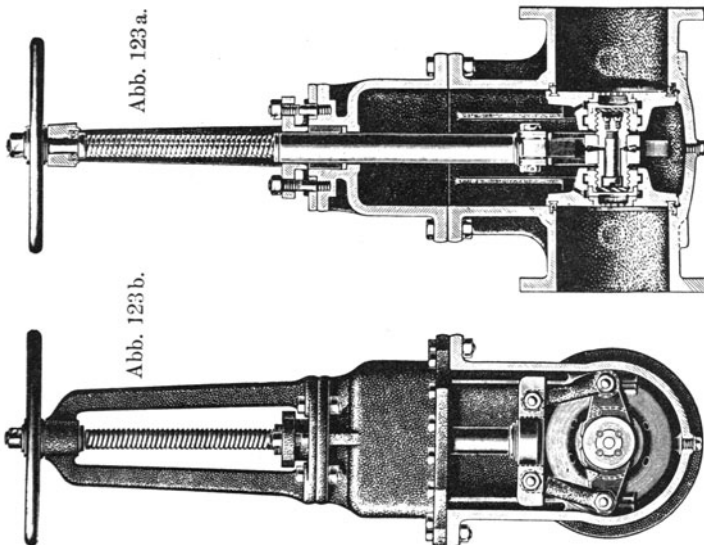


Abb. 123 a.

Abb. 123 b.

Abb. 123 a/b. (Schäffer & Budenberg.)

Tafel 15

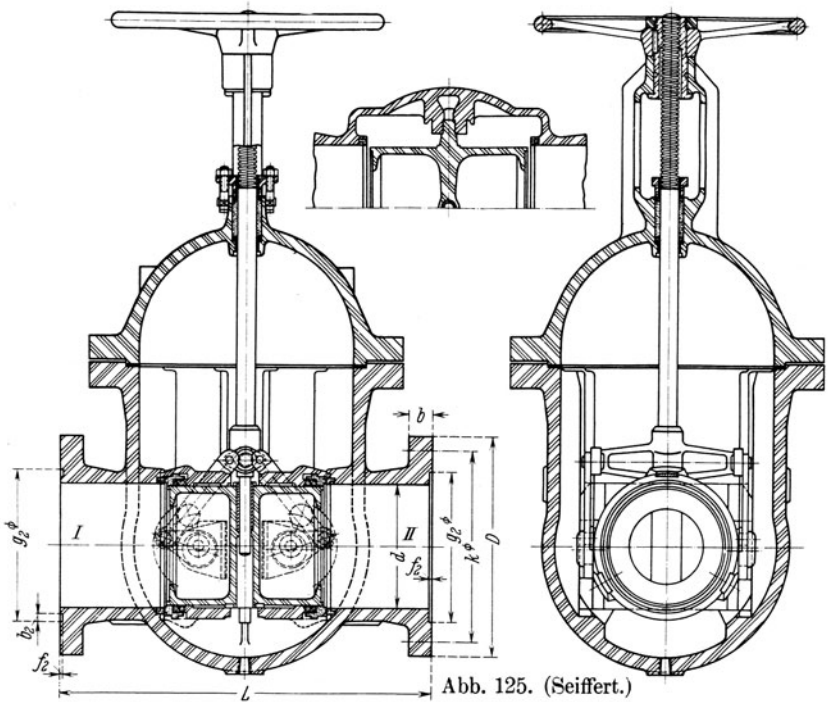


Abb. 125. (Seiffert.)

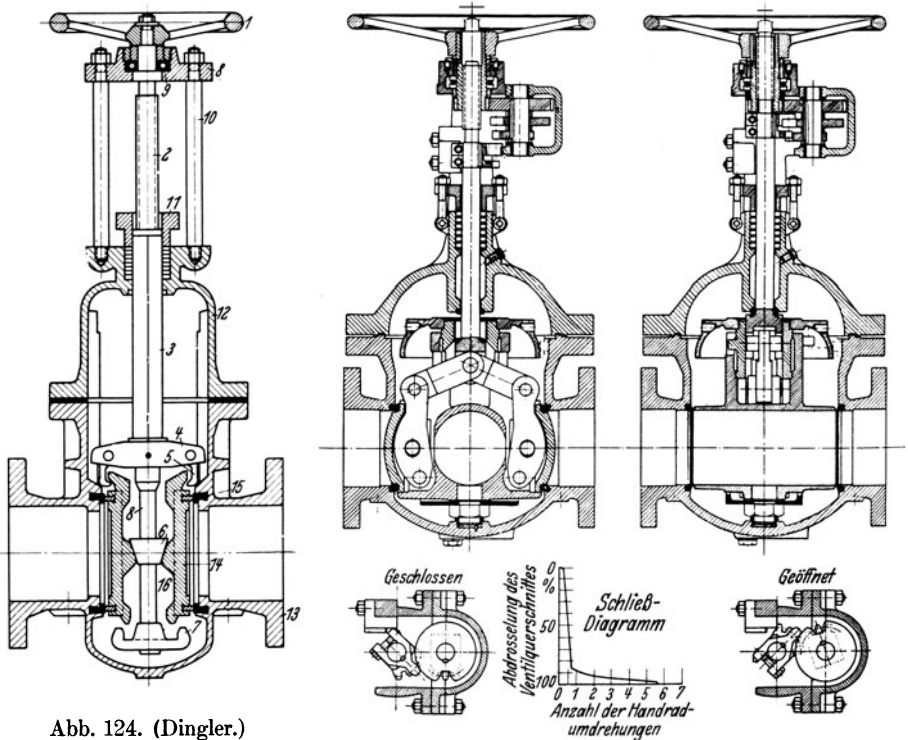


Abb. 124. (Dingler.)

Abb. 126. (Borsig.)

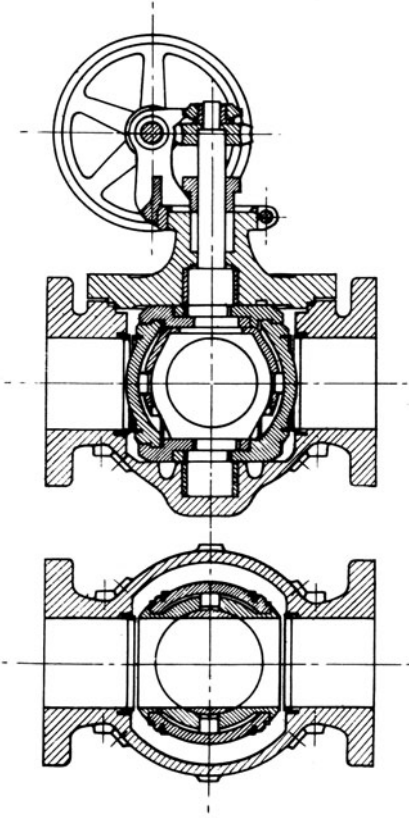


Abb. 127. (ARG-Düsseldorf.)

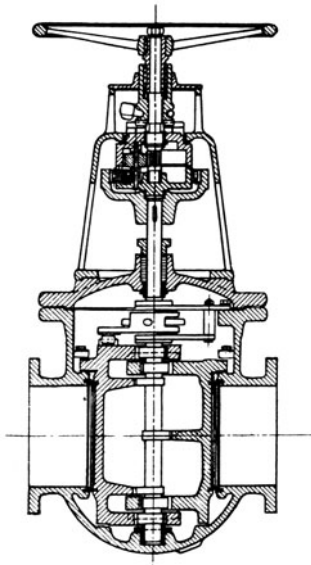


Abb. 129. (Dingler.)

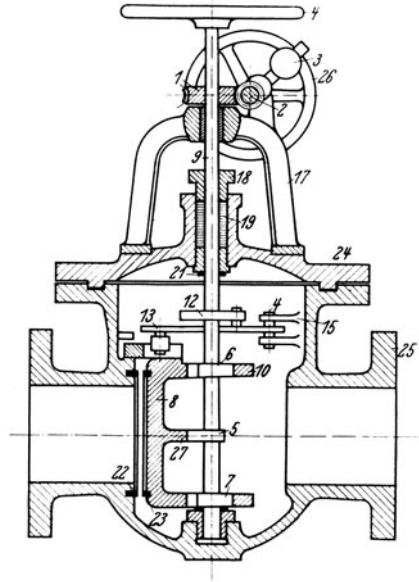


Abb. 128. (Dingler.)

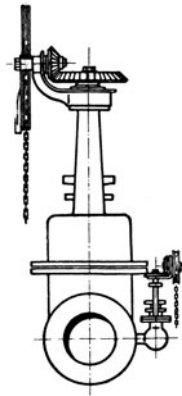


Abb. 130.

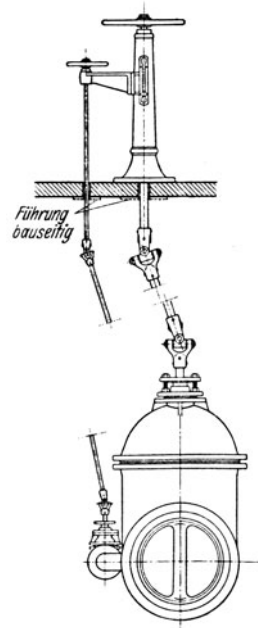


Abb. 131.

Tafel 17

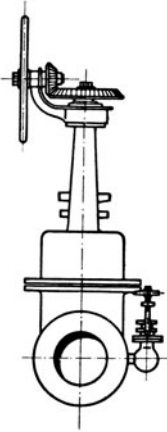


Abb. 132.

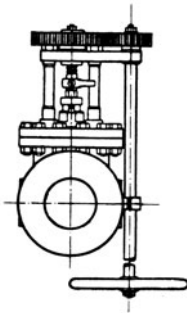


Abb. 133.

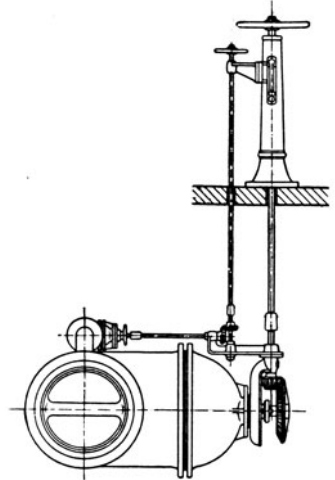


Abb. 134.

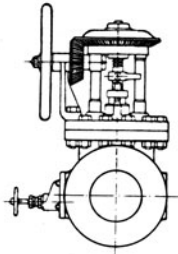


Abb. 135.



Abb. 136.

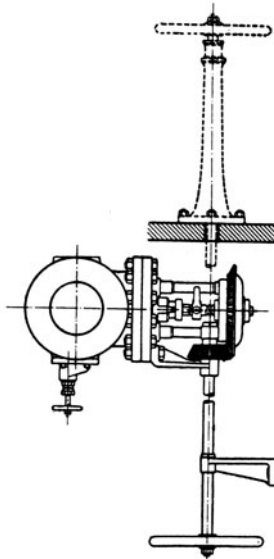


Abb. 137.



Abb. 138.

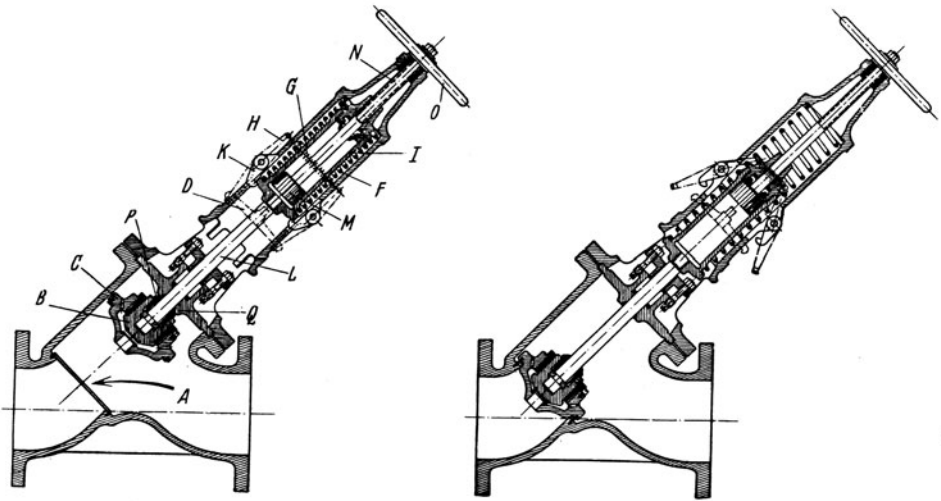


Abb. 139. (Schuhmann & Co.)

Abb. 140a.

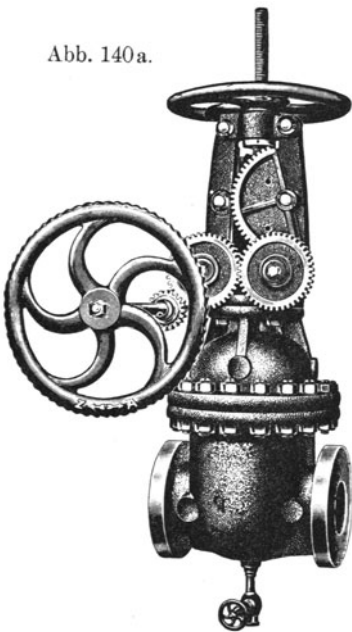


Abb. 140b.

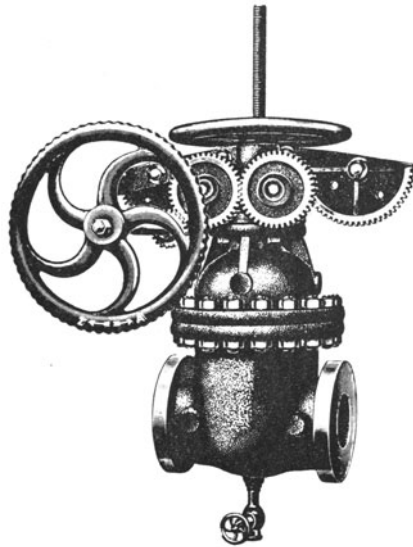


Abb. 140a u. b. (Schäffer & Budenberg.)



Tafel 19

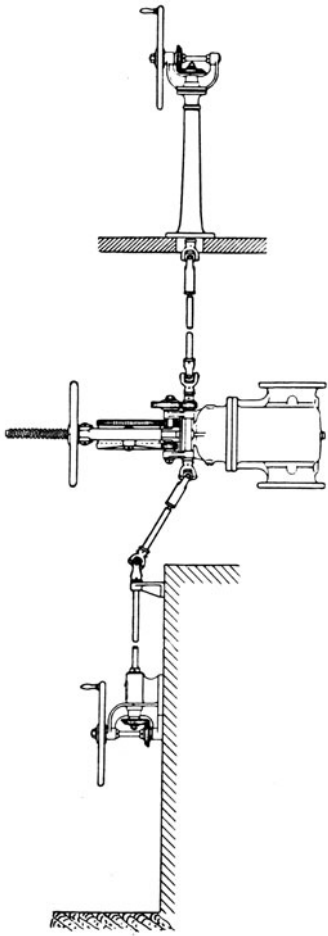


Abb. 141.

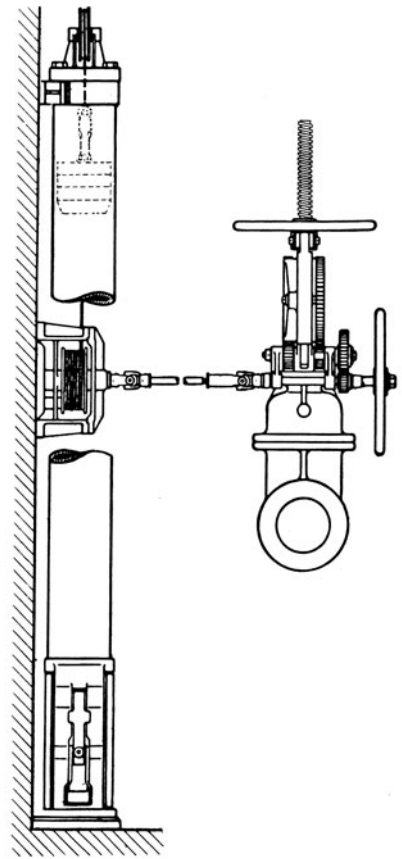


Abb. 142.

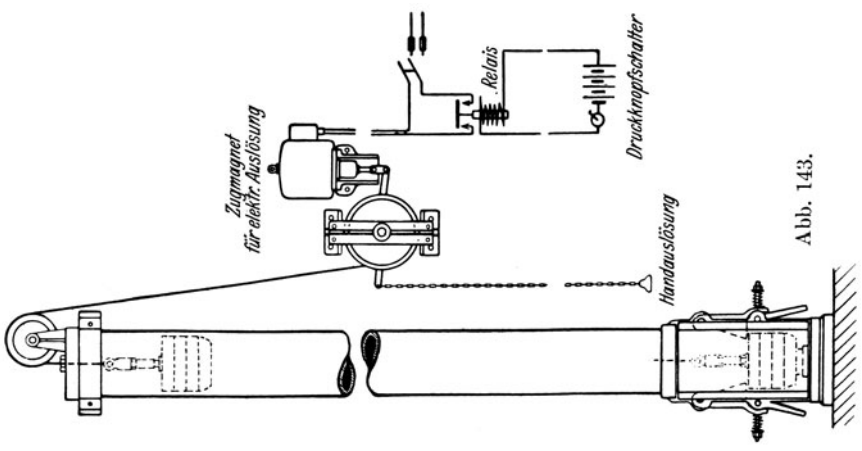


Abb. 143.

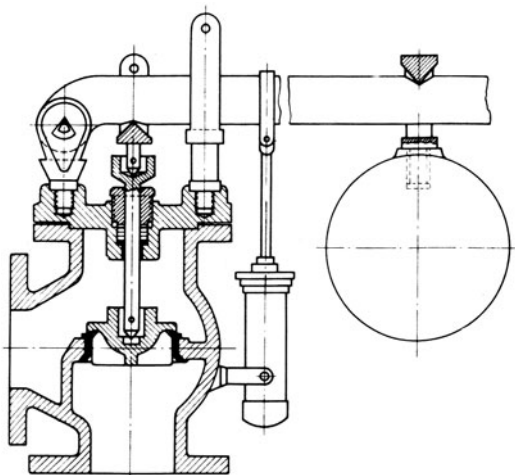


Abb. 144.

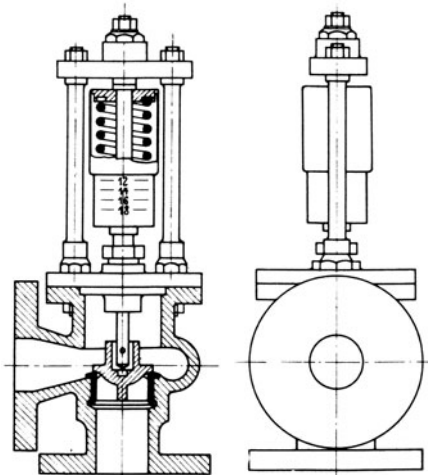


Abb. 146.

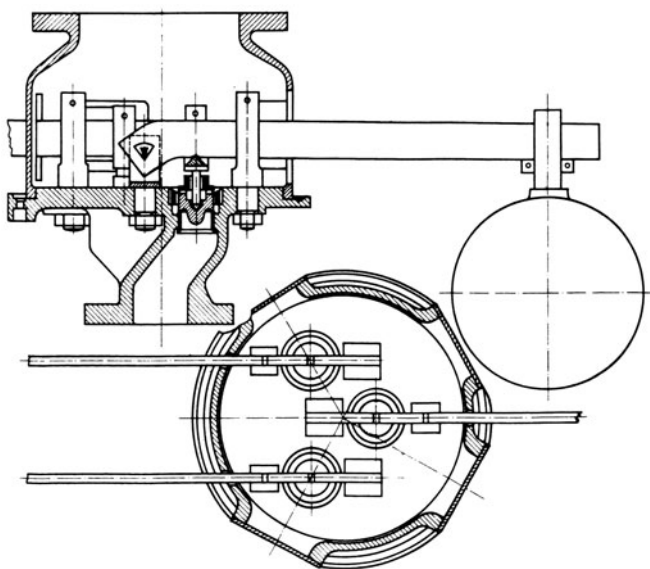


Abb. 145.

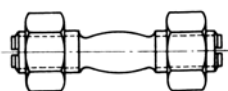


Abb. 148.

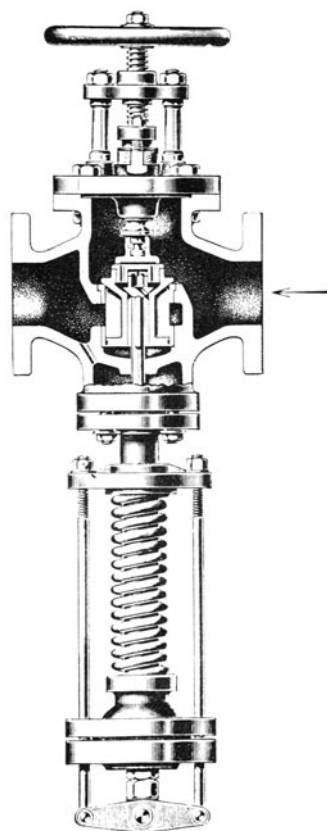


Abb. 149. (Schäffer & Budenberg.)

Tafel 21

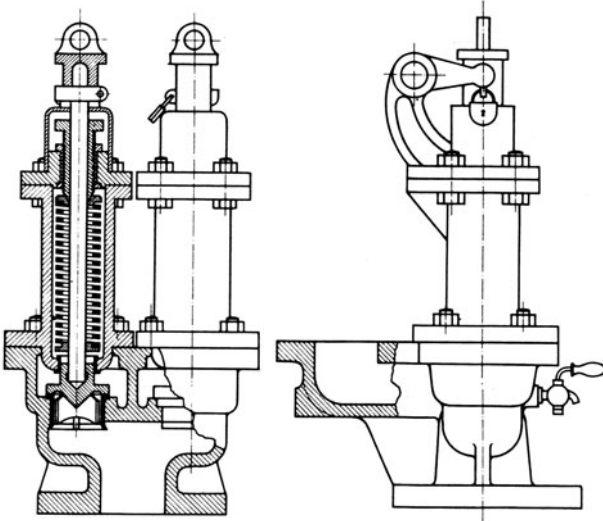


Abb. 147.

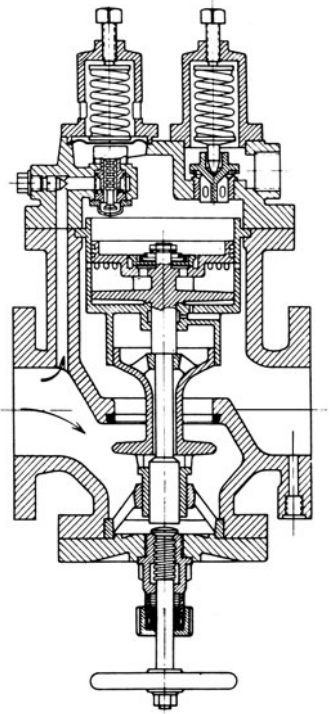


Abb. 150. (Hübner & Meyer, Wien.)

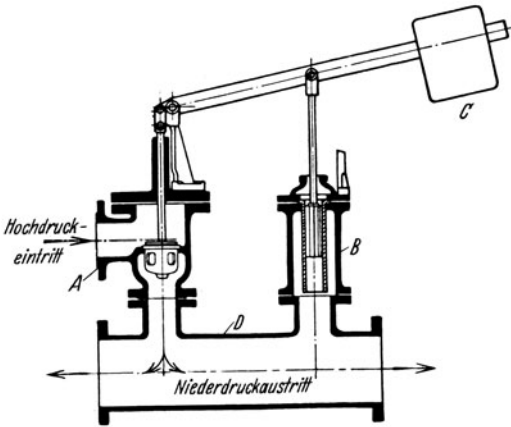


Abb. 153. (A. Lob, Düsseldorf.)

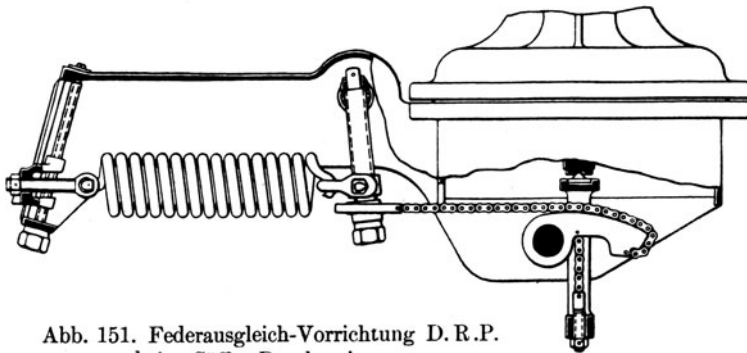


Abb. 151. Federausgleich-Vorrichtung D. R. P. beim Söfge-Druckregler.

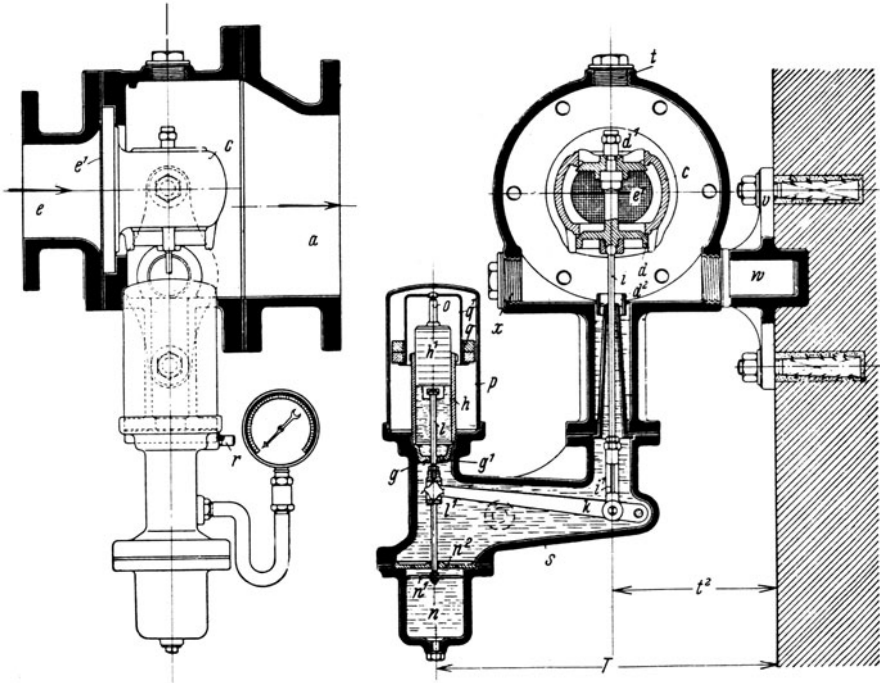


Abb. 152. (Gebr. Poensgen, Düsseldorf.)

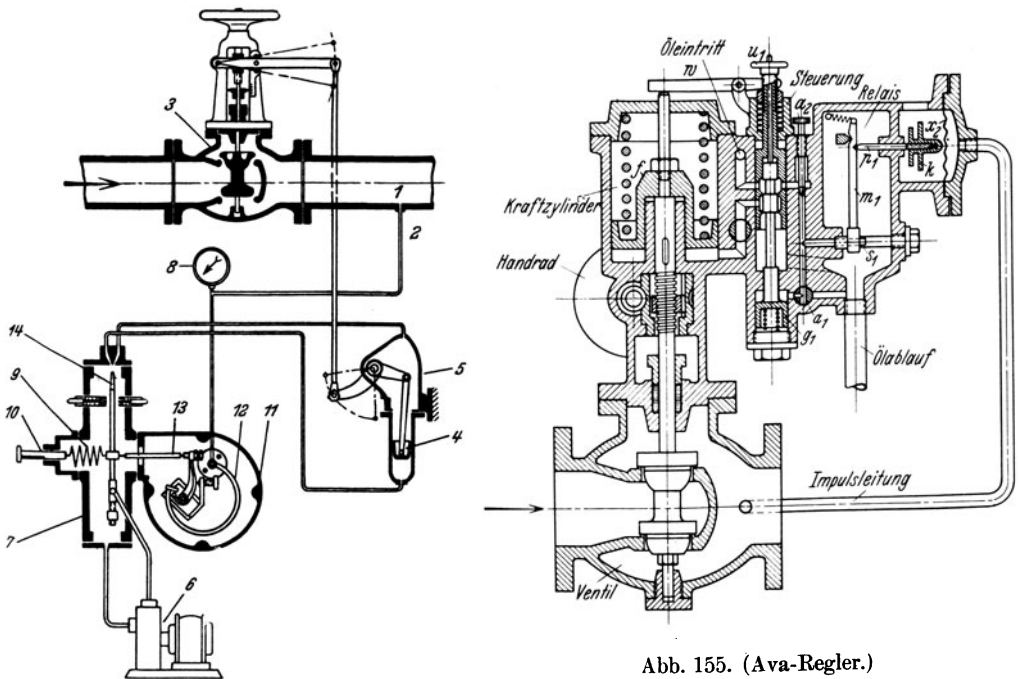


Abb. 154. (Askania-Regler.)

Abb. 155. (Ava-Regler.)

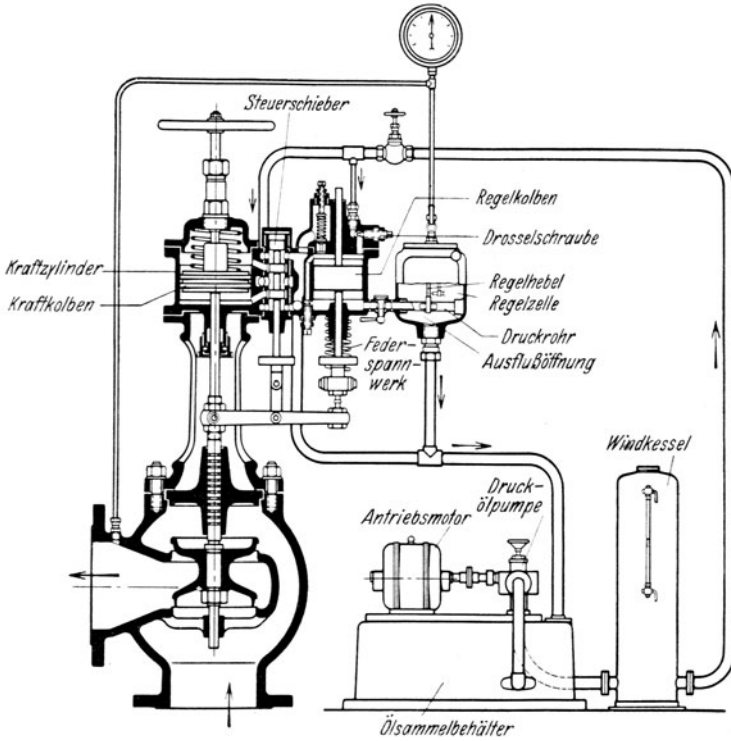


Abb. 157. (MAN-Regler.)

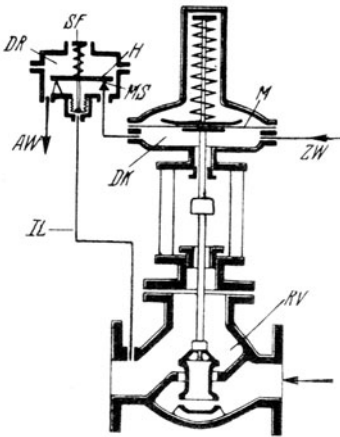


Abb. 156. (Arca-Regler.)

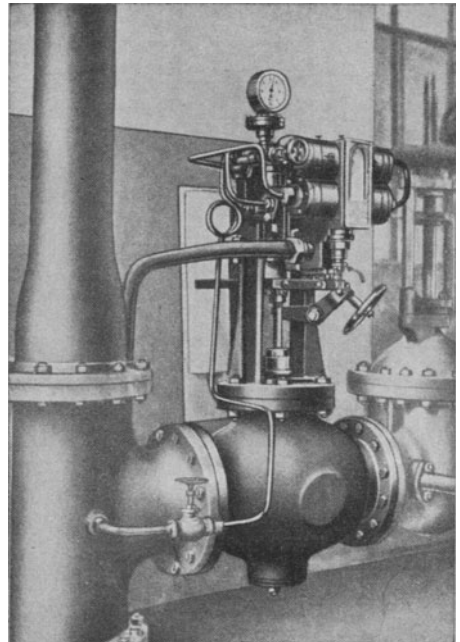


Abb. 158. (Panta-Regler.)

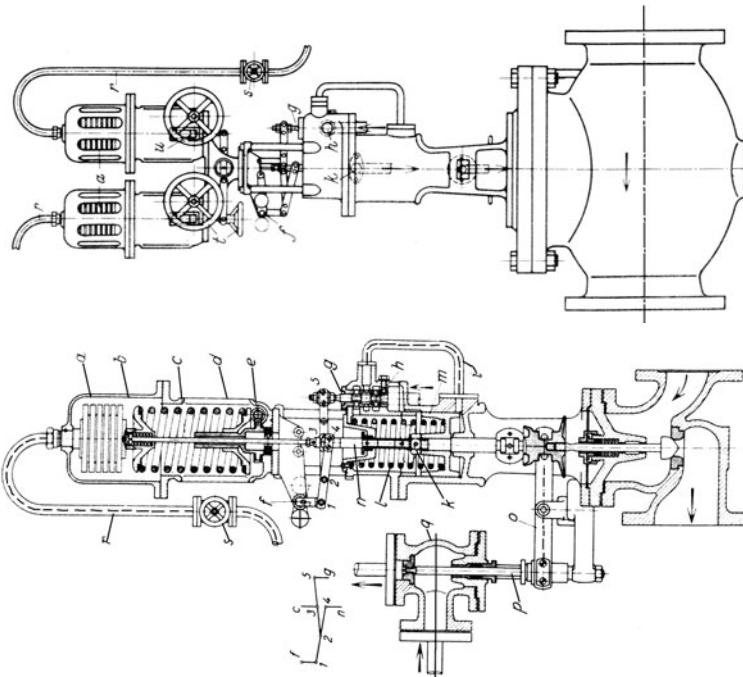
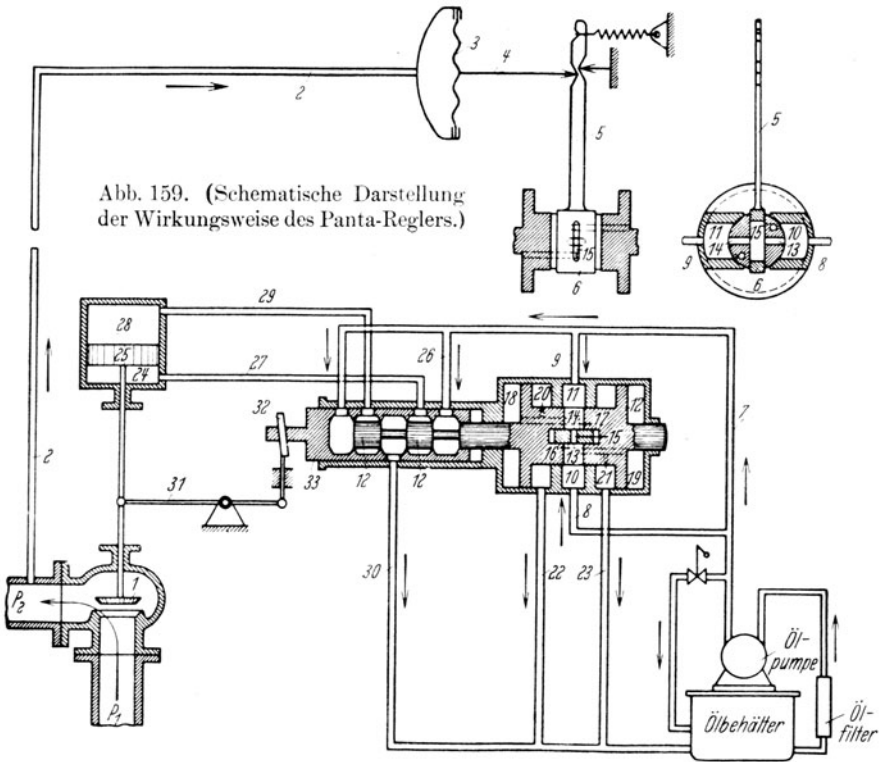


Abb. 161/162. (AEG-Regler.)

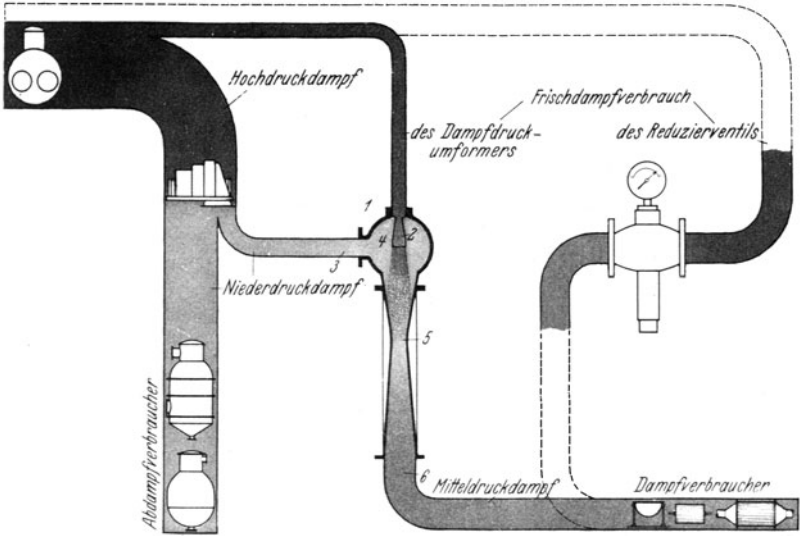


Abb. 174.  
(Umformer-Prinzip Lurgi-Geusecke.)

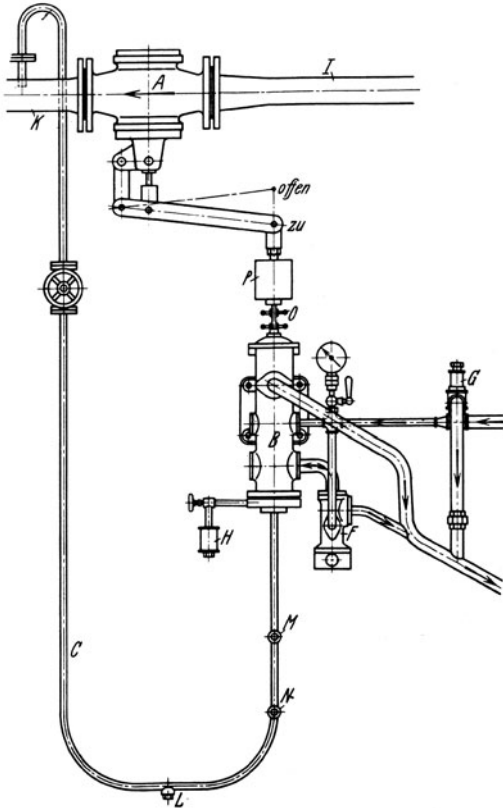


Abb. 160. (Sulzer-Regelanlage.)

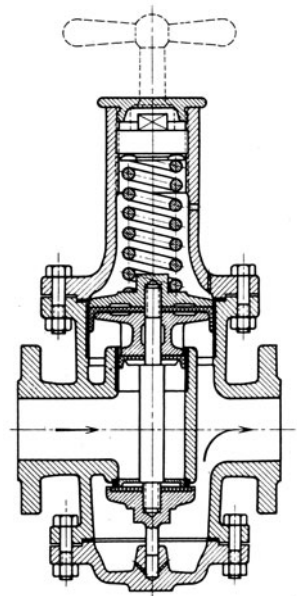


Abb. 163.  
(Bopp & Reuther.)

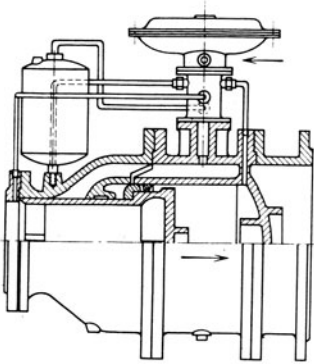


Abb. 164.

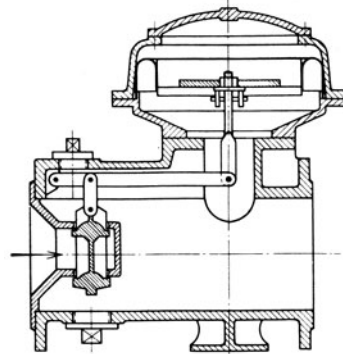


Abb. 166.

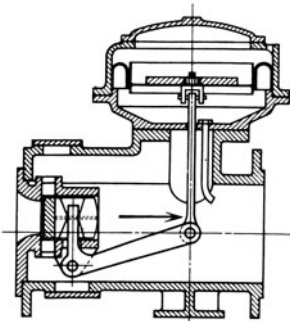


Abb. 165.

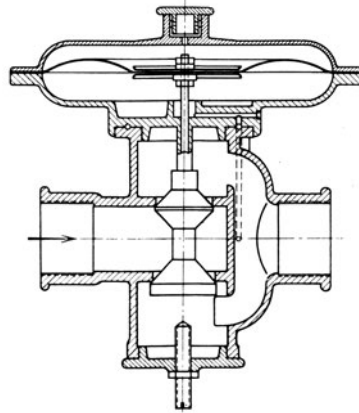


Abb. 167.

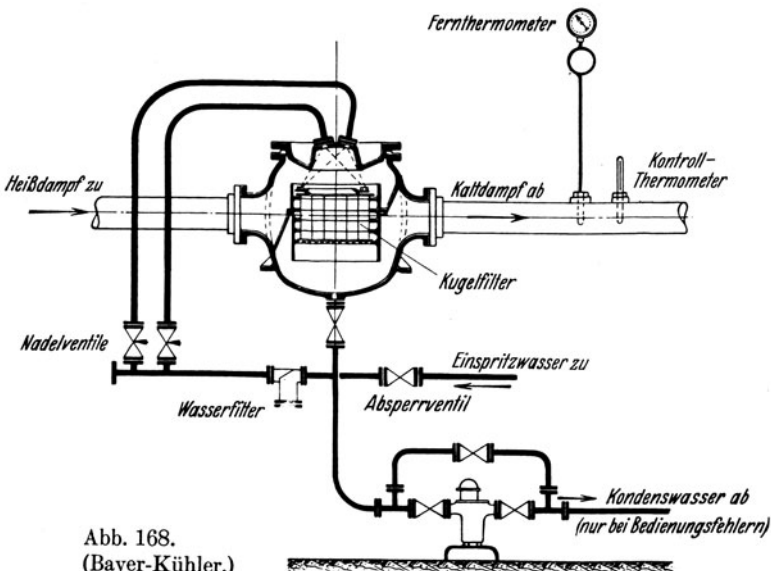


Abb. 168.  
(Bayer-Kühler.)



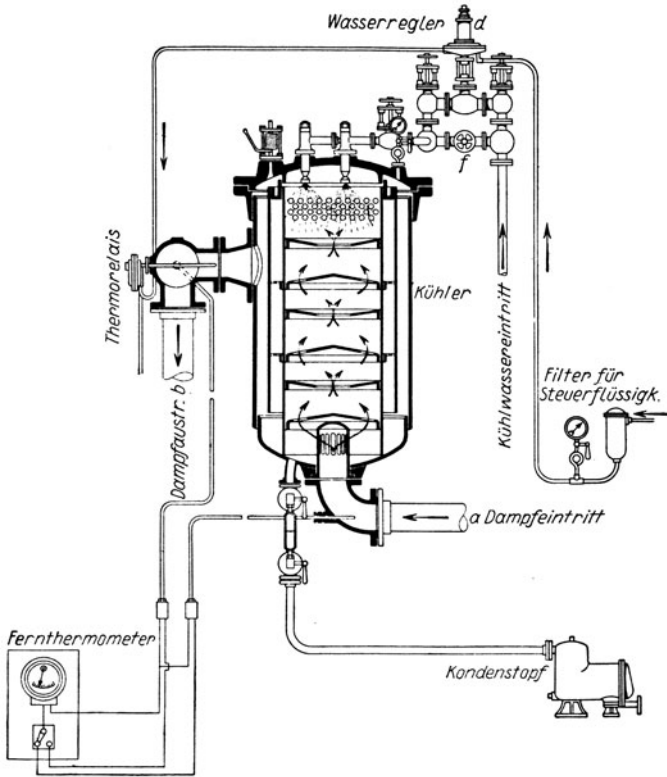


Abb. 169. (Främb & Freudenberg, Schweidnitz.)

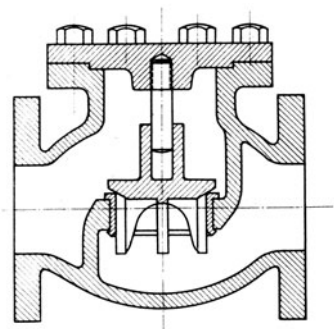
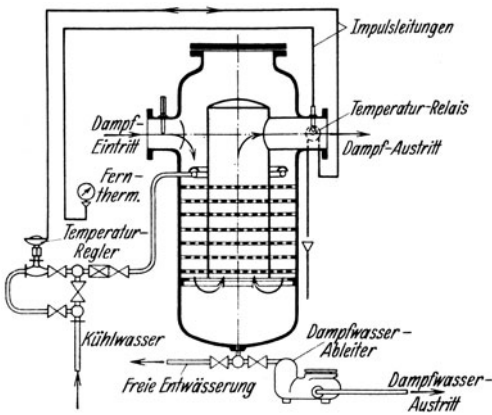


Abb. 175.

Abb. 170. (Seiffert-Kühler.)

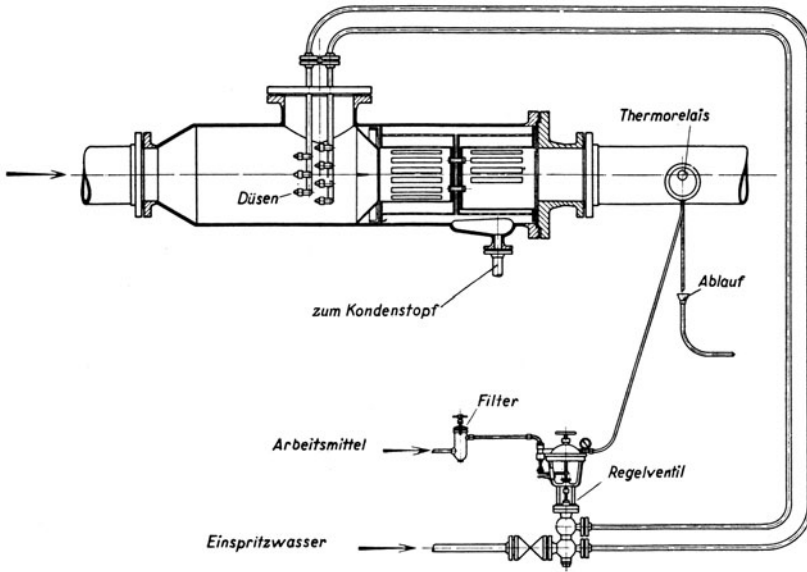


Abb. 171. (Spuhr-Kühler.)

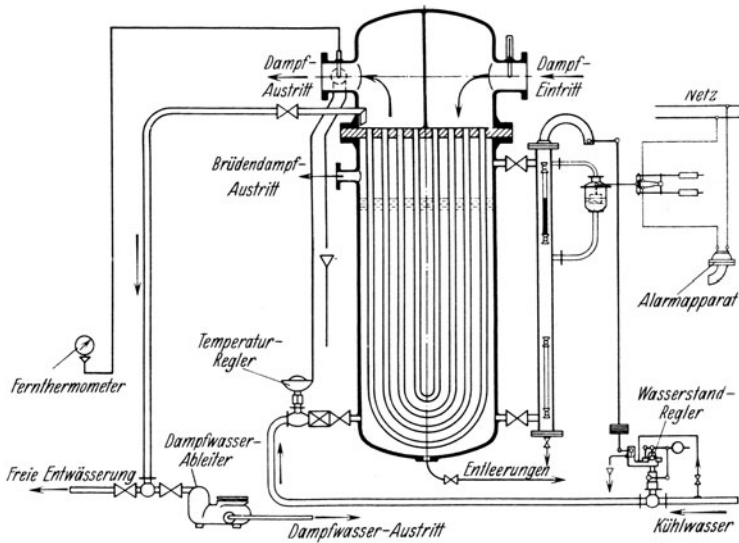


Abb. 172. (Seiffert-Kühler.)

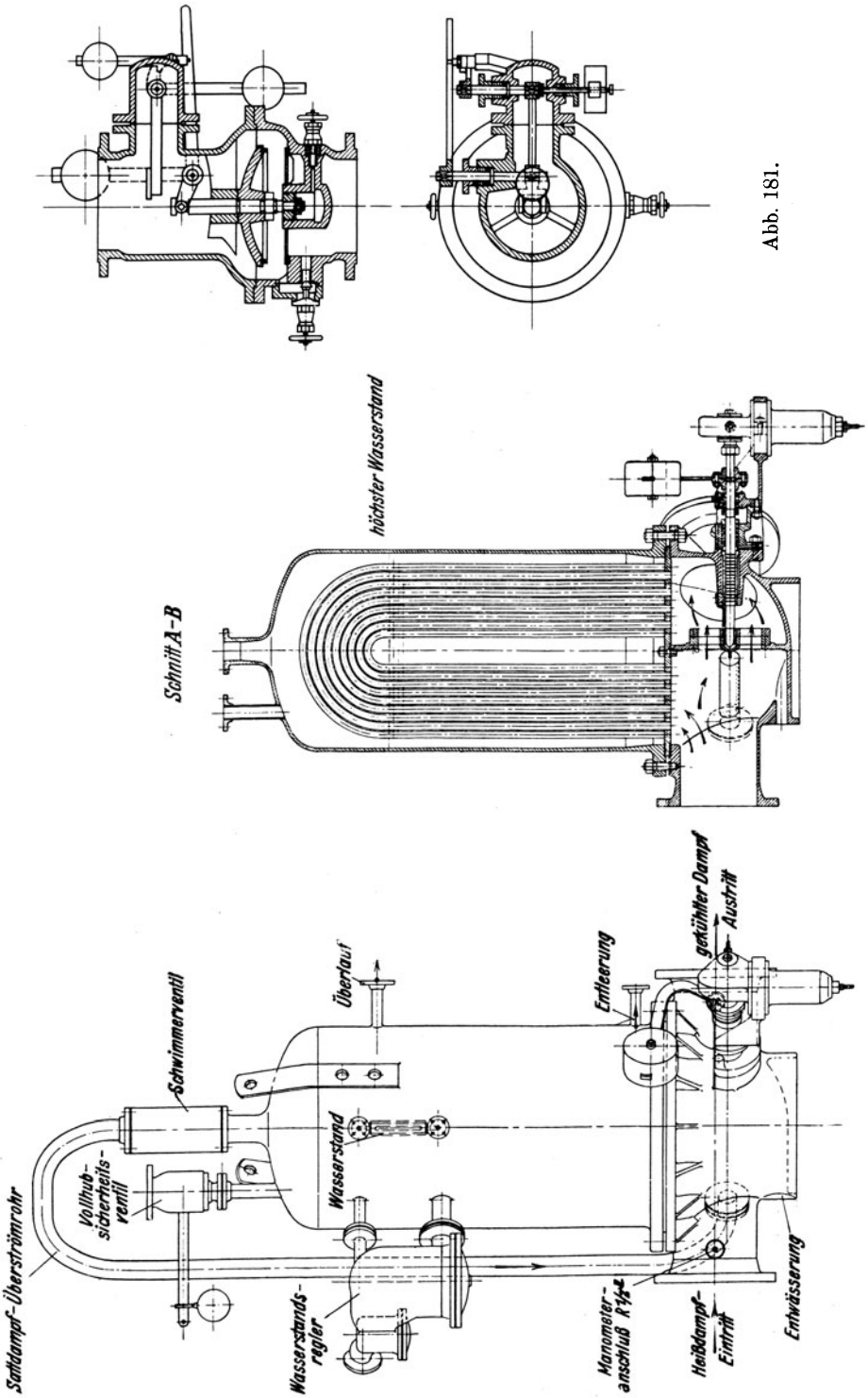
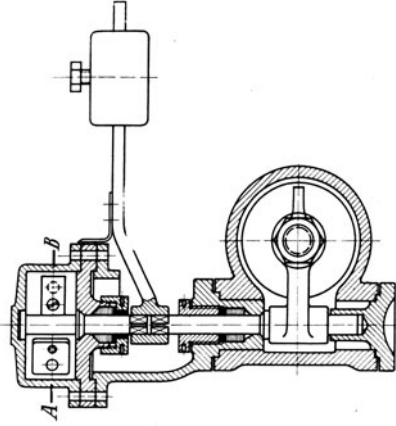
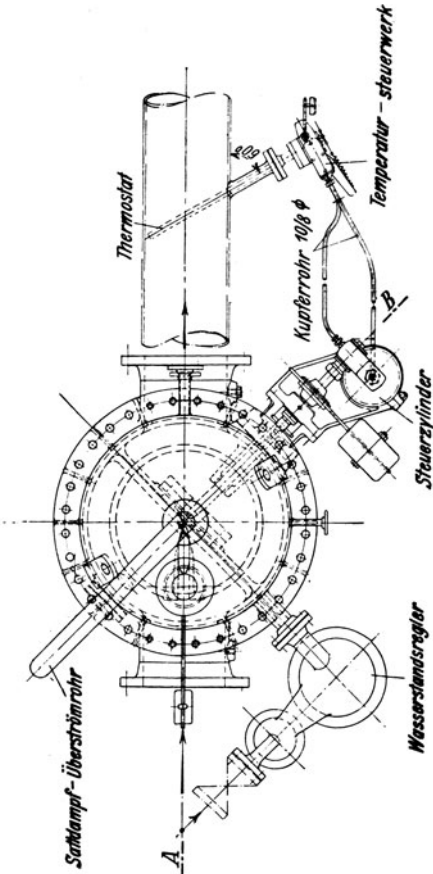


Abb. 173. (Seiffert-Kühler.)

Abb. 181.

Grundriß zu Abb. 173.



Schritte zu Abb. 177.

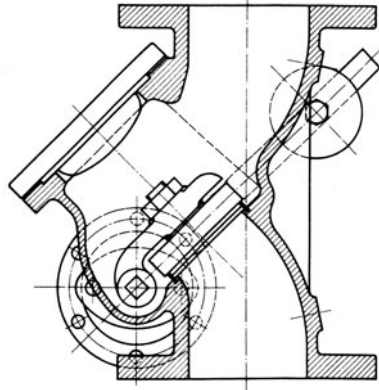
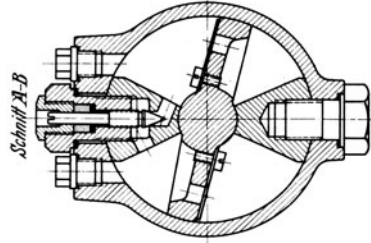


Abb. 177. (Schuhmann & Co.)

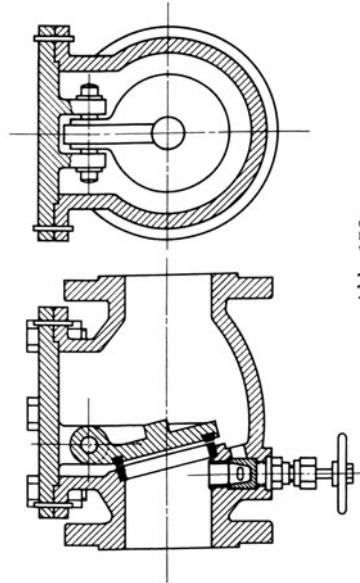


Abb. 176.

Tafel 31

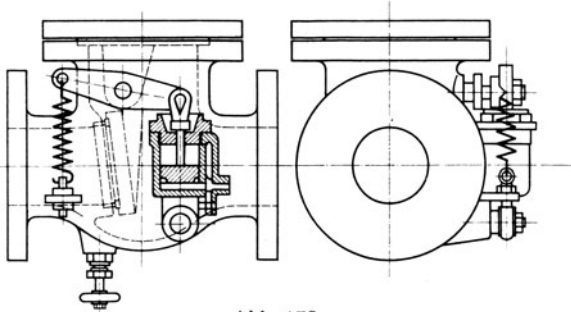


Abb. 178.

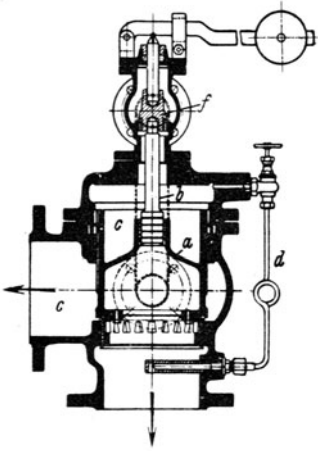
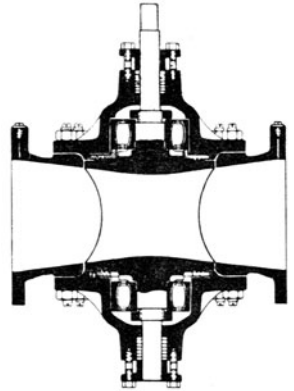


Abb. 182. (Polte.)

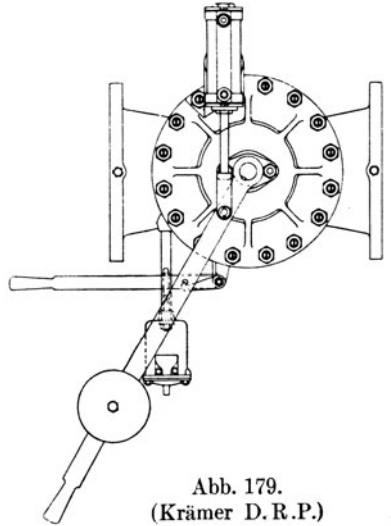


Abb. 179.  
(Krämer D. R. P.)

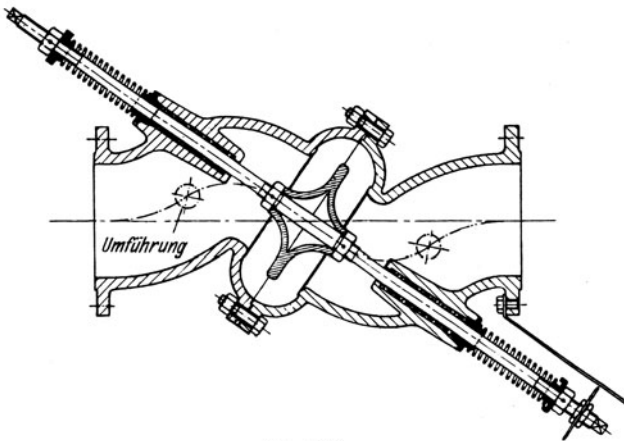


Abb. 180.  
(Ebertz-ARG.)

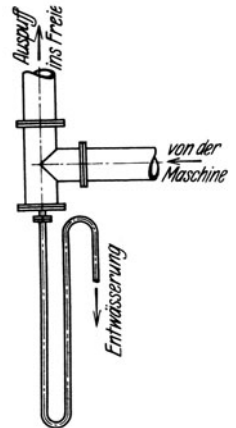


Abb. 183.

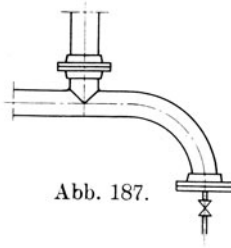
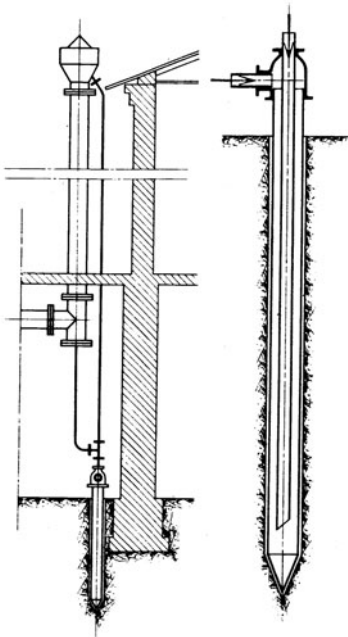


Abb. 187.

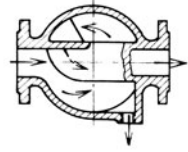


Abb. 188.

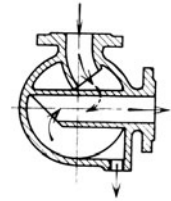


Abb. 189.

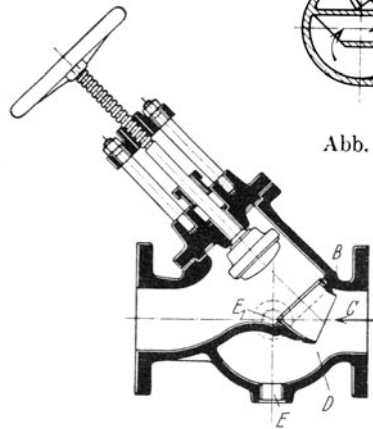


Abb. 190. (Schuhmann & Co.)

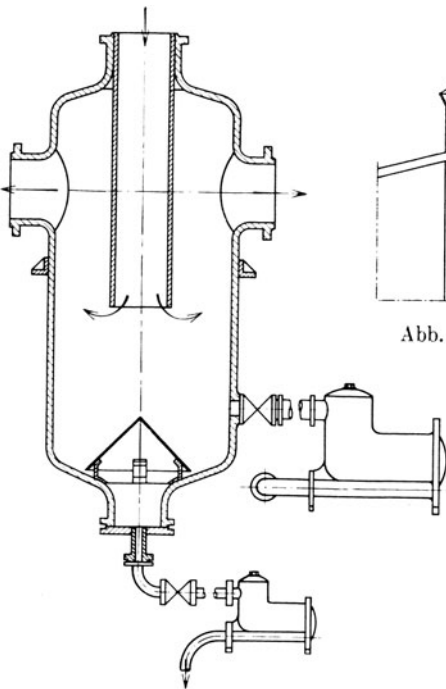


Abb. 186.

Abb. 191.

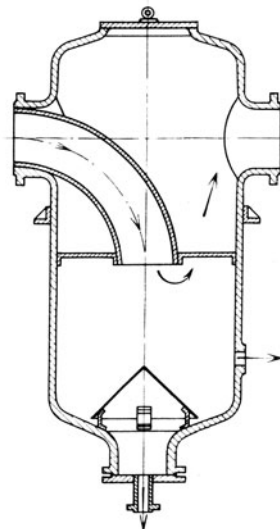


Abb. 192.

Tafel 33

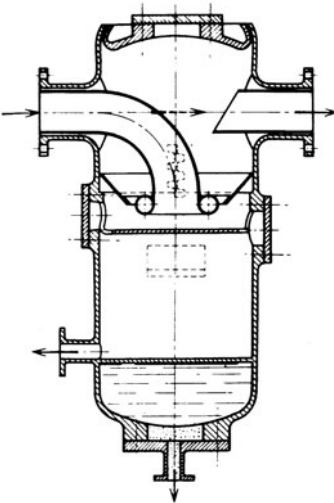


Abb. 193. (Loss-Berlin.)

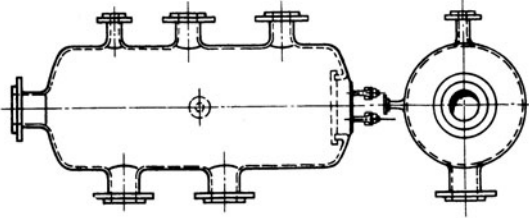


Abb. 194.

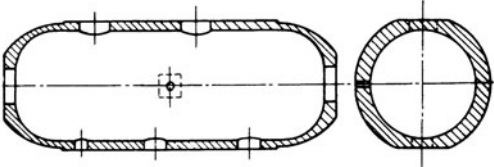


Abb. 195.

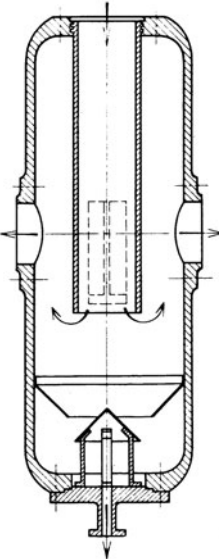


Abb. 196.

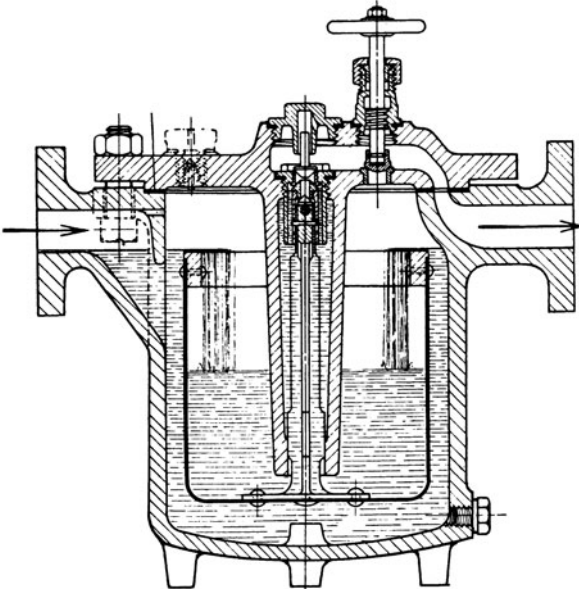


Abb. 199. (Klein, Schanzlin & Becker.)

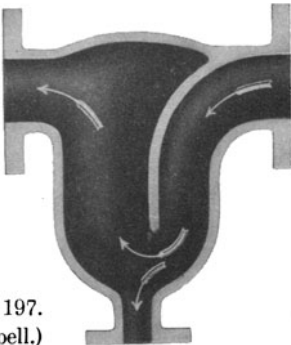


Abb. 197. (Sempell.)

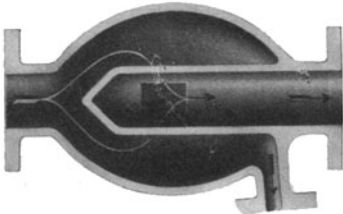


Abb. 198. (Sempell.)

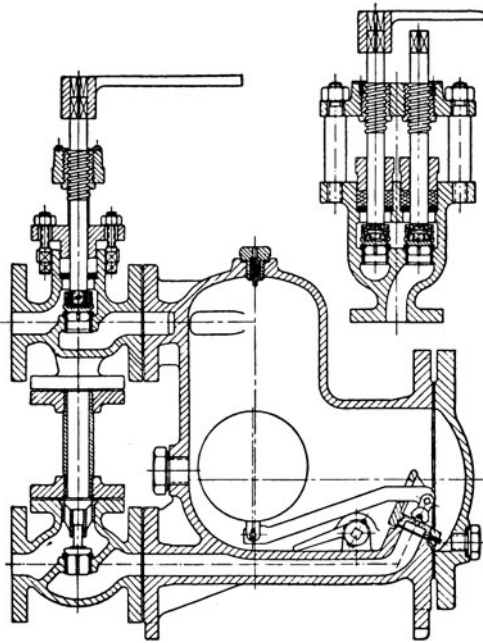


Abb. 200. (Klein, Schanzlin & Becker.)

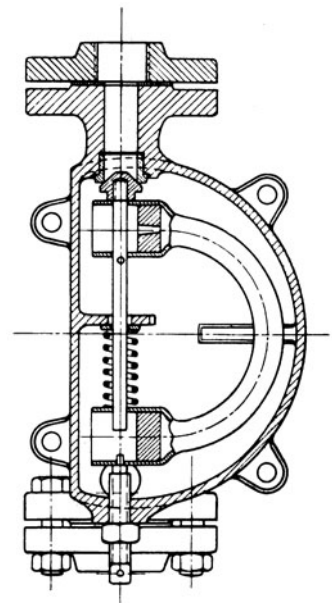


Abb. 201. (K. S. B.)

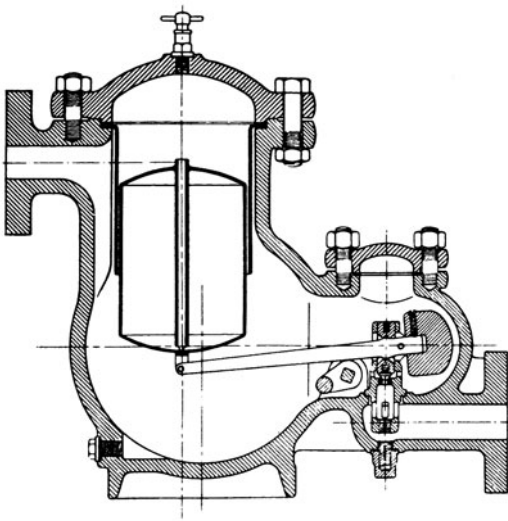


Abb. 202. (Sch. & B.)

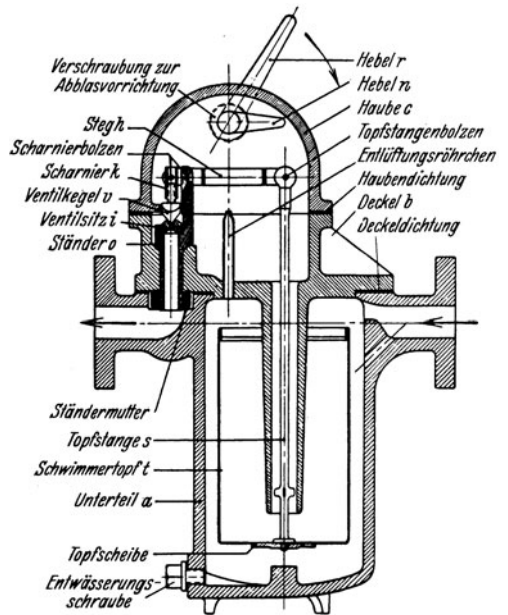


Abb. 203. (Nacke, Coswig.)



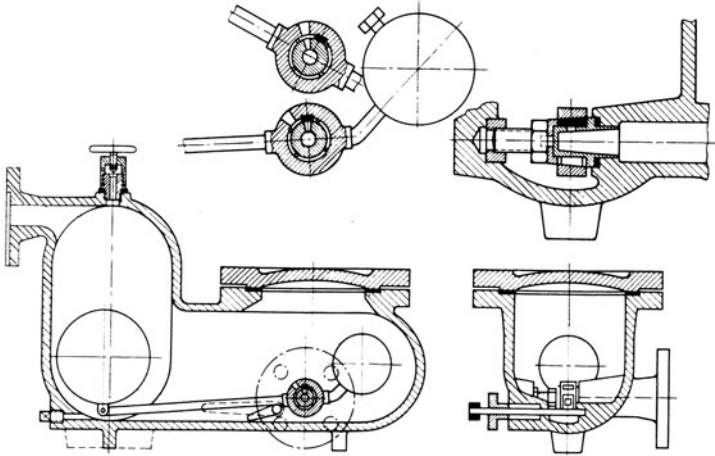


Abb. 204. (Seiffert-Berlin.)

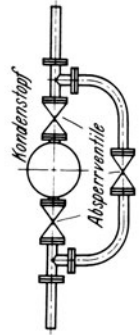


Abb. 207.

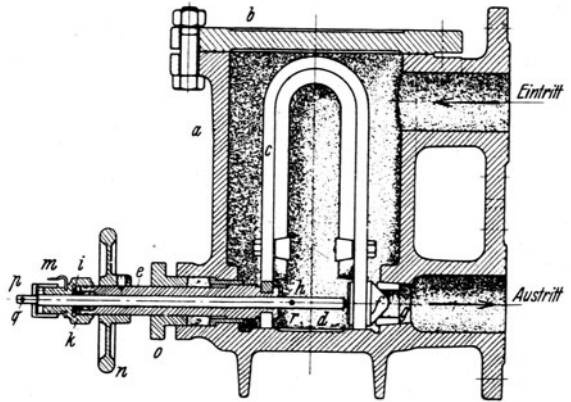
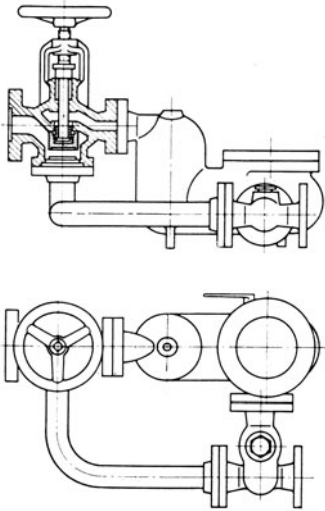


Abb. 205. (Pieron.)

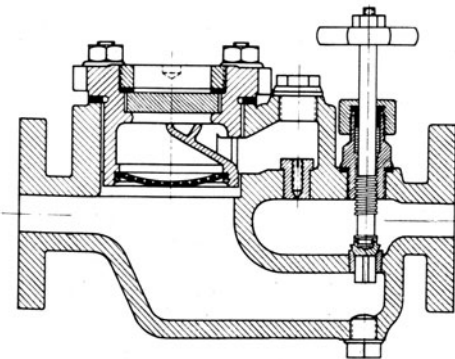


Abb. 206. (Brusche.)

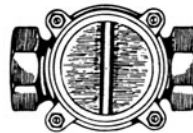


Abb. 209.

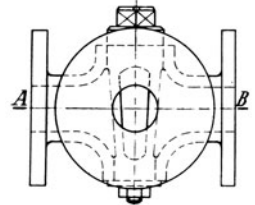
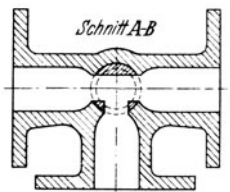


Abb. 210.



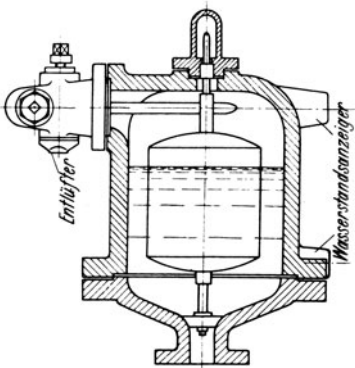
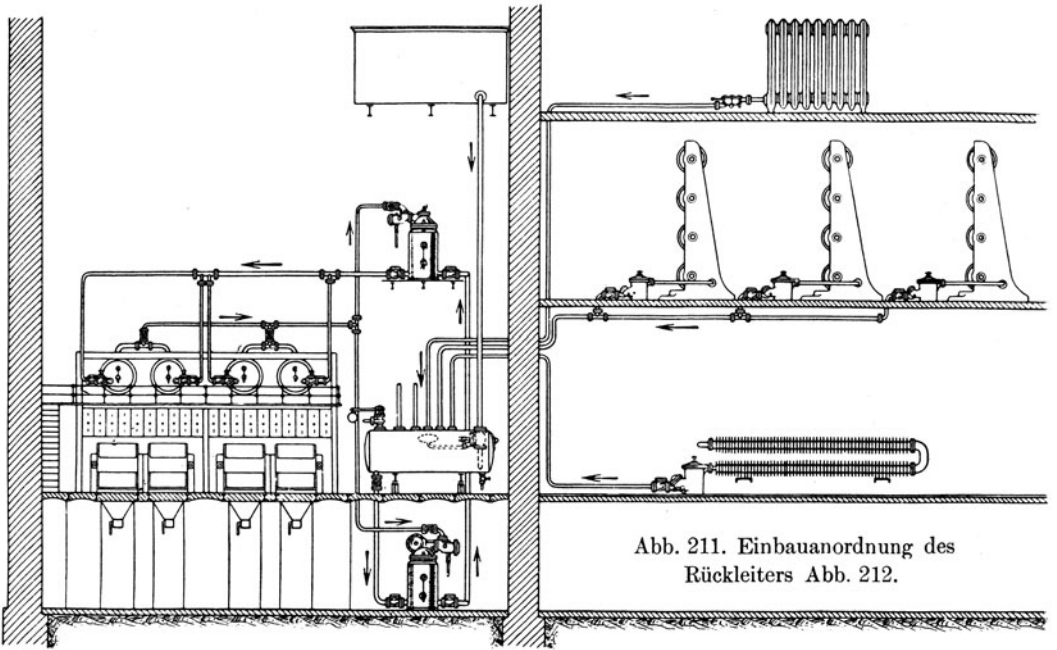


Abb. 213.

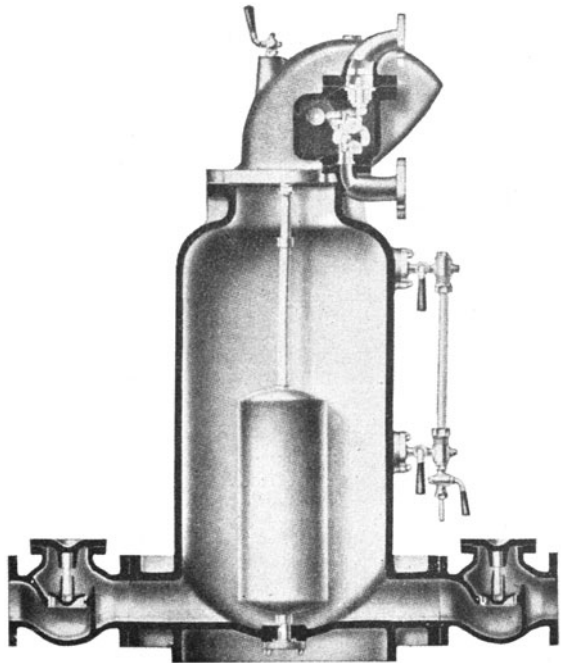


Abb. 212. (Schuhmann & Co.)

Tafel 37

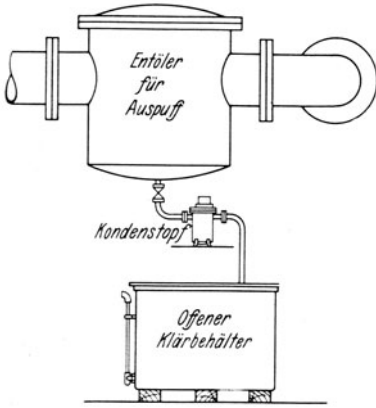


Abb. 214 u. 214a.

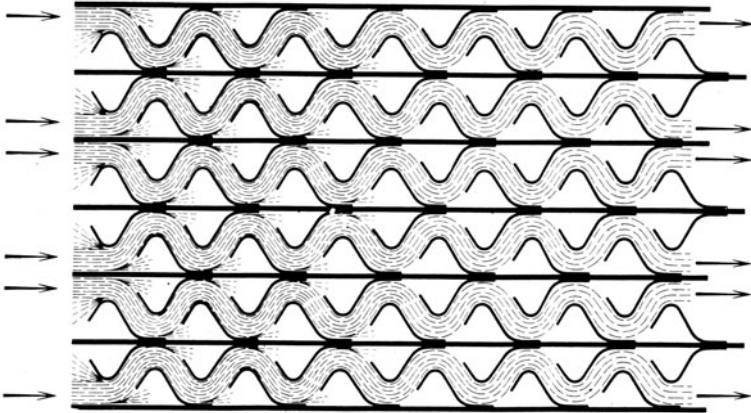
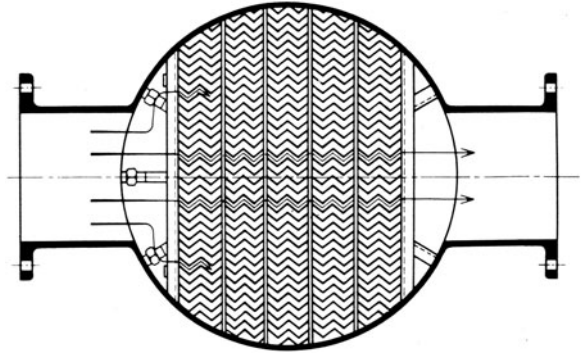


Abb. 215. (Abscheideschema des Loss-Entölers.)

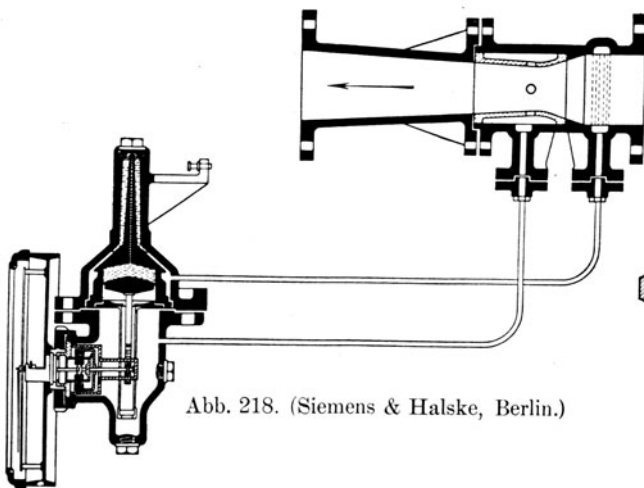


Abb. 218. (Siemens & Halske, Berlin.)

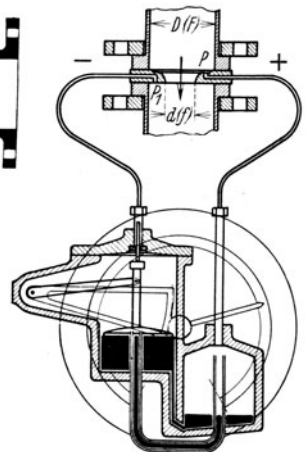


Abb. 219. (Dr. Böhme.)

Abb. 217.  
(Siemens & Halske, Berlin.)

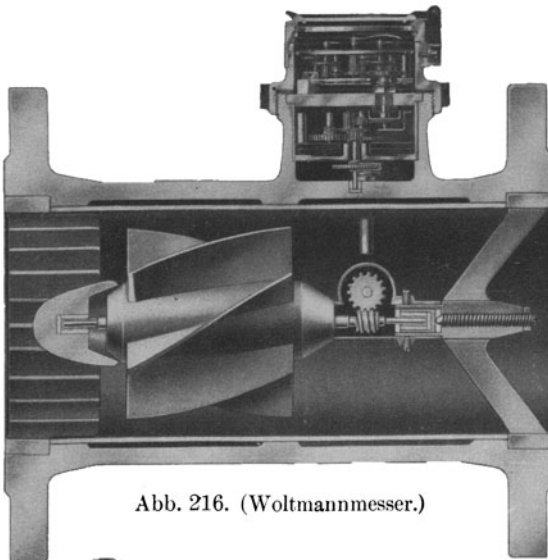
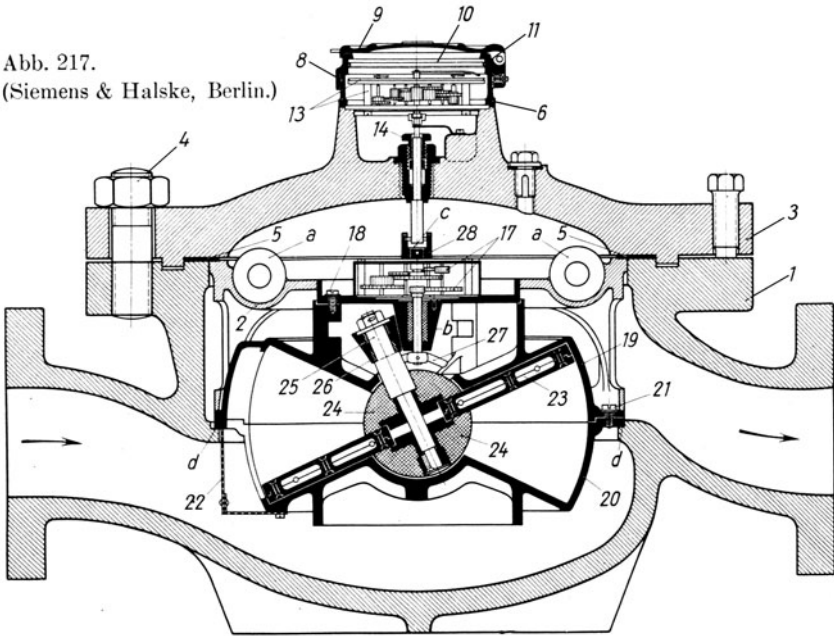


Abb. 216. (Woltmannmesser.)

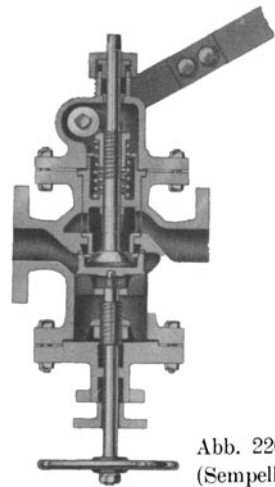


Abb. 220.  
(Sempell.)

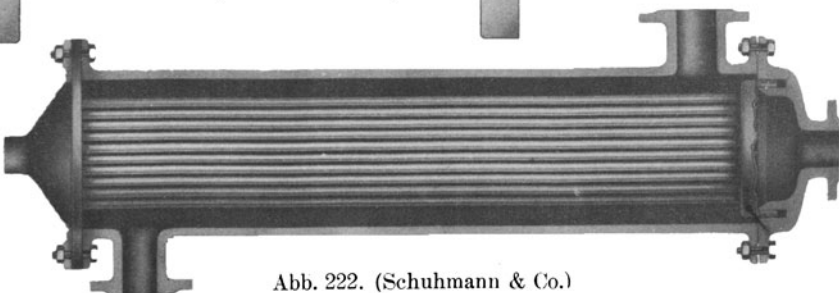


Abb. 222. (Schuhmann & Co.)

Tafel 39

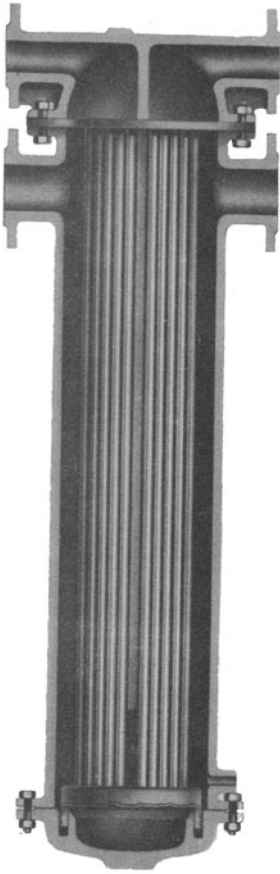


Abb. 223.  
(Schumann & Co.)

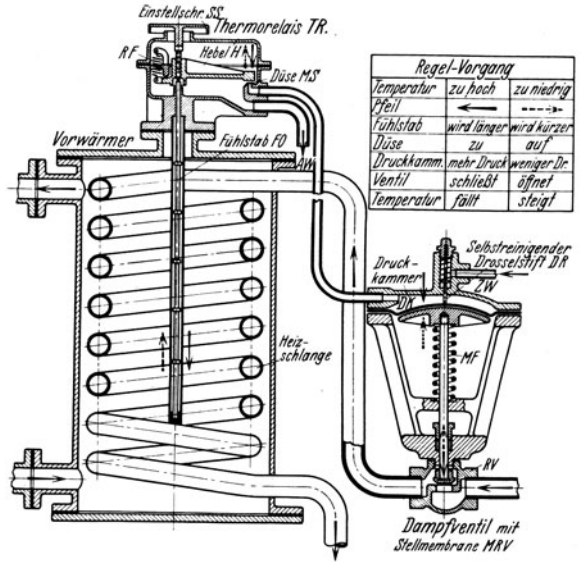


Abb. 224. (Arca.)

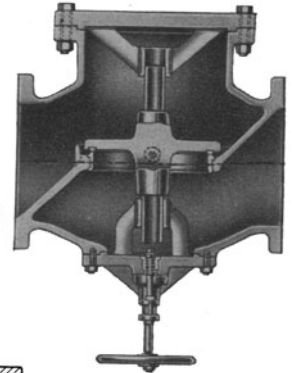


Abb. 226.  
(Bopp & Reuther.)

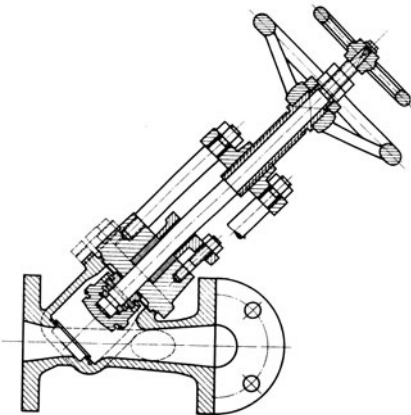


Abb. 221. (Amag-Hilpert.)

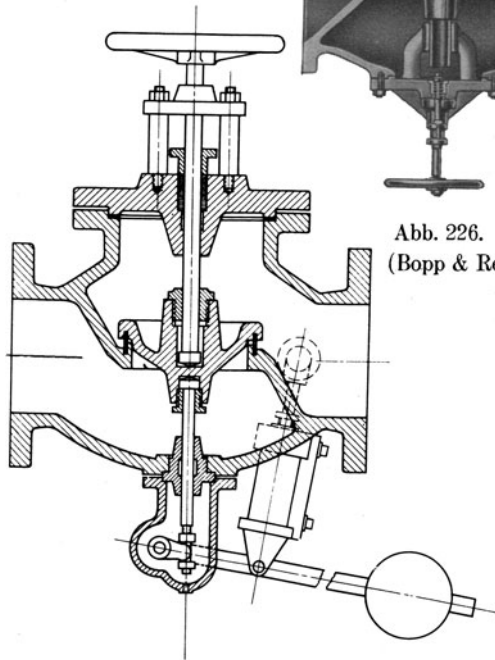


Abb. 225. (Schumann & Co.)

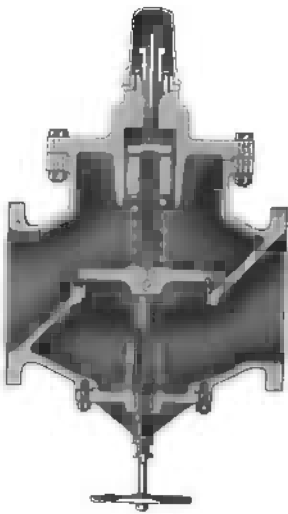


Abb. 227.  
(Bopp & Reuther.)

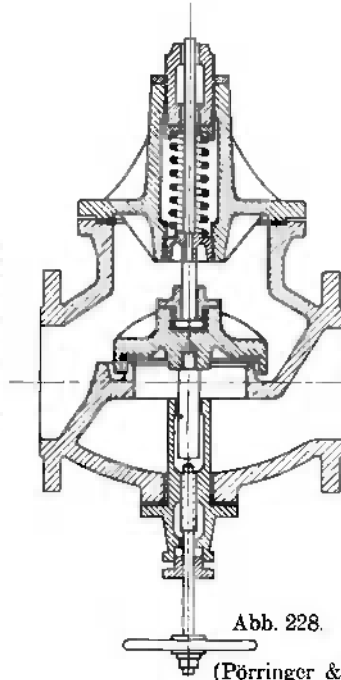


Abb. 228.  
(Pörringer & Schindler.)

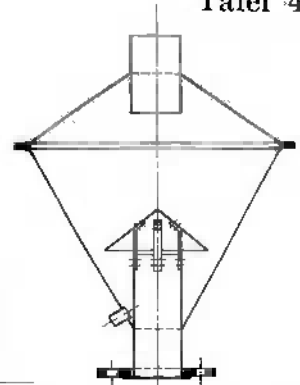


Abb. 230.

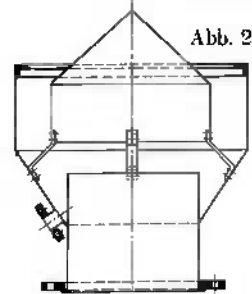


Abb. 231.

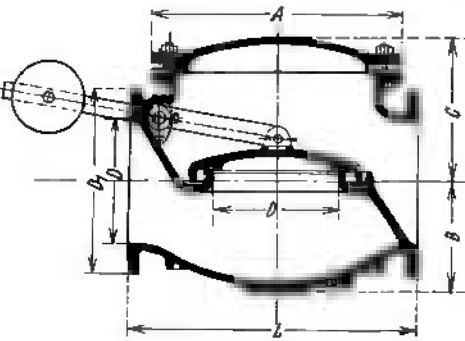


Abb. 229. (Bopp & Reuther.)

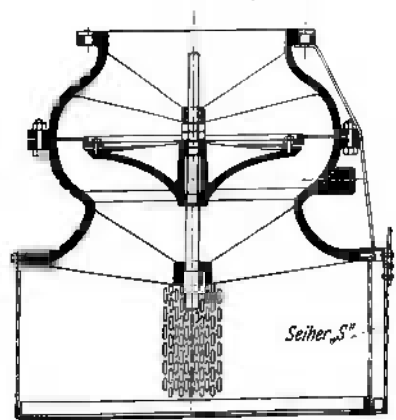


Abb. 233. (Amag-Hilpert.)

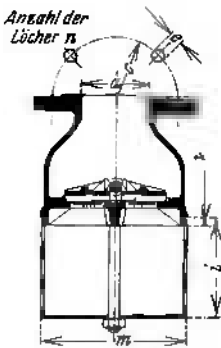


Abb. 229

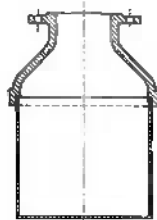


Abb. 225

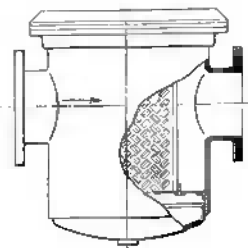


Abb. 224

Tafel 41

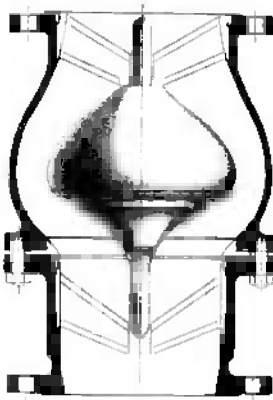


Abb. 234. (Amag-Hilpert.)

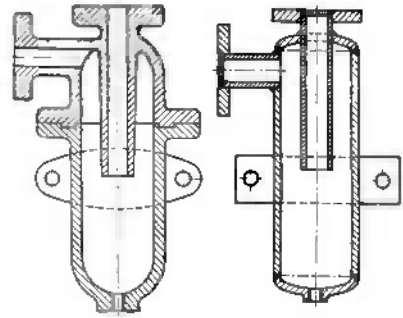


Abb 237

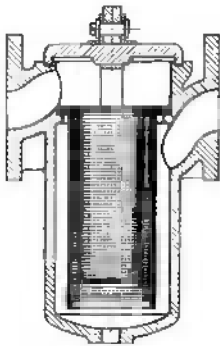


Abb. 238.

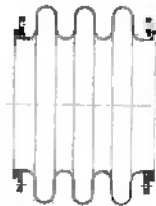


Abb. 239.

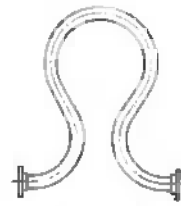


Abb. 242.

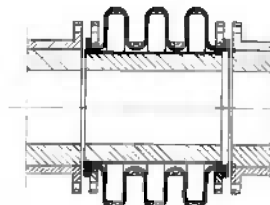


Abb. 240.

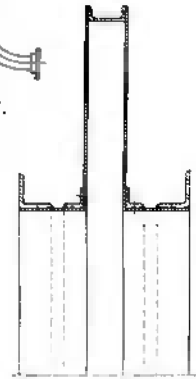


Abb. 241

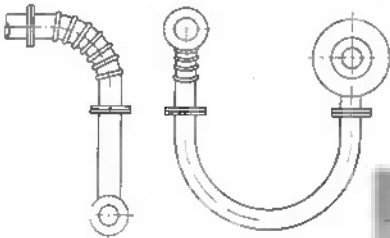


Abb. 243.

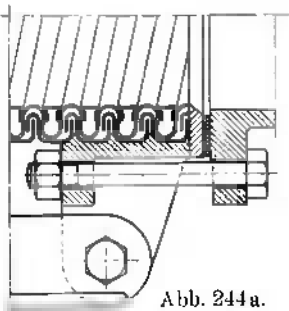


Abb. 244a.

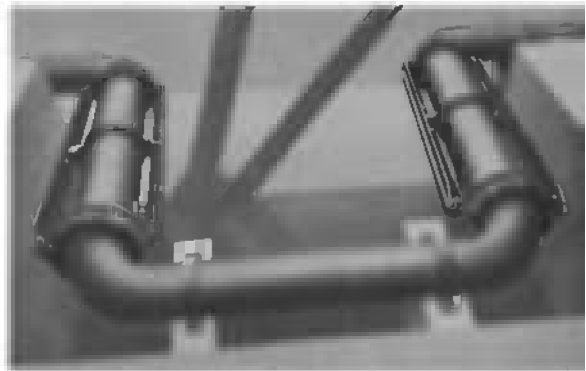


Abb. 244 (M)

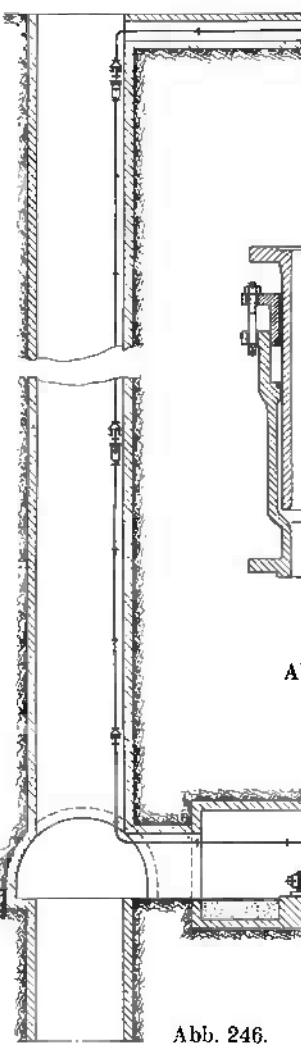


Abb. 246.

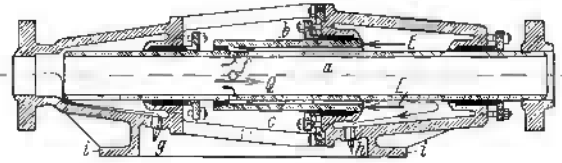


Abb. 245. (Seiffert.)

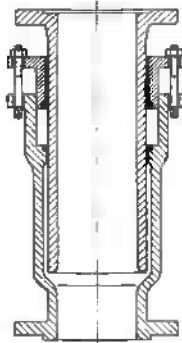


Abb. 248.

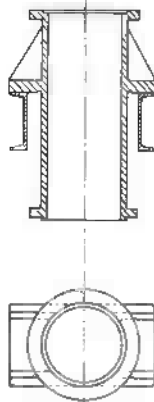


Abb. 247.

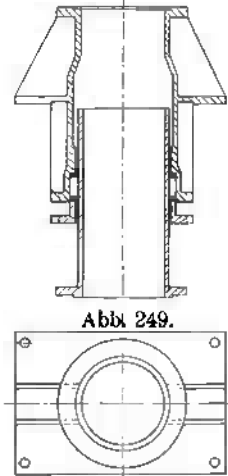


Abb. 249.

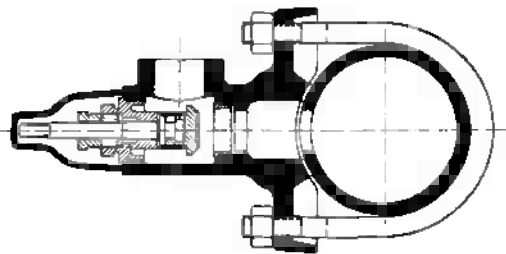


Abb. 253. (Polte.)

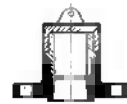


Abb. 250a.

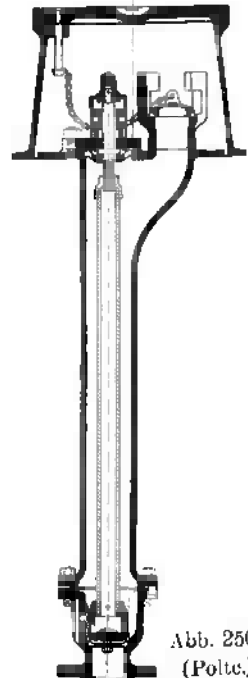


Abb. 250.  
(Polte.)



Tafel 43

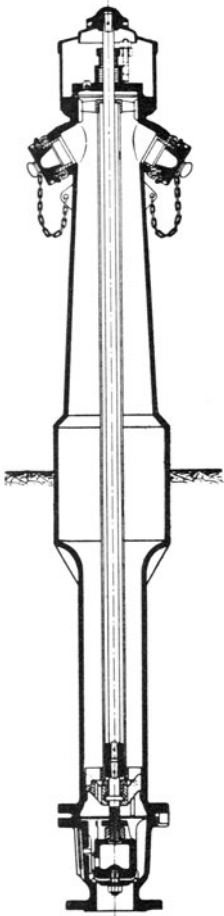


Abb. 251.  
(Polte.)

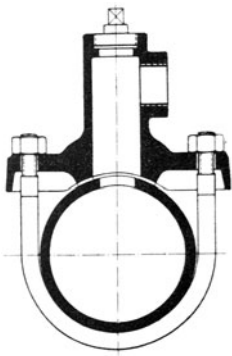


Abb. 252.

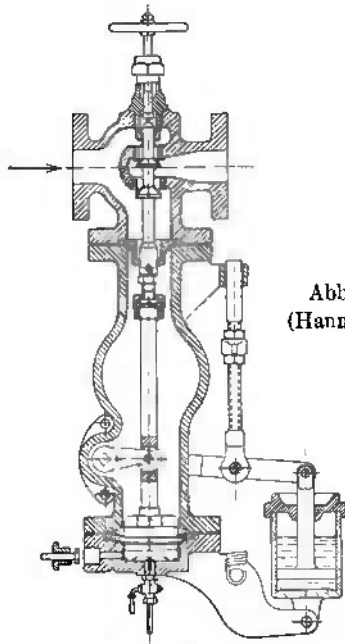


Abb. 254.  
(Hannemann.)

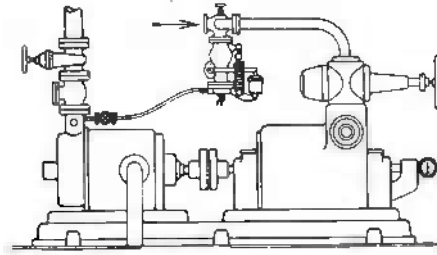
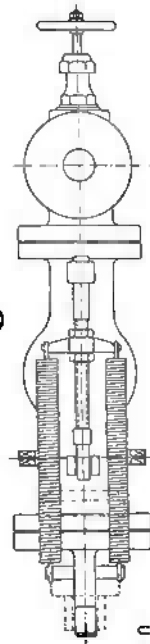


Abb. 254 a.

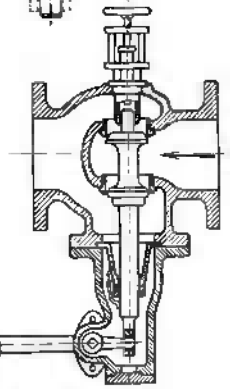


Abb. 255.

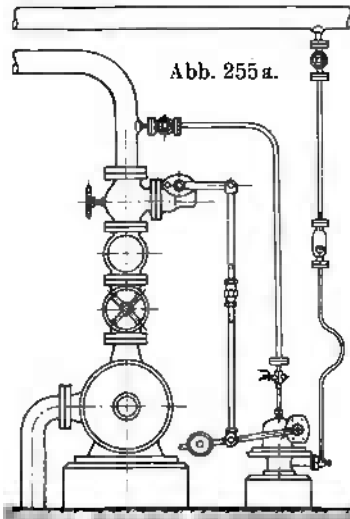
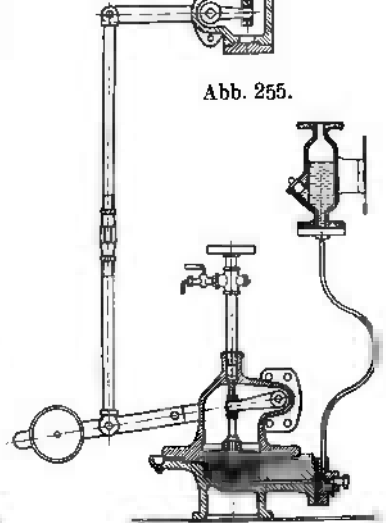


Abb. 255 a.



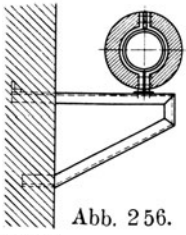


Abb. 256.

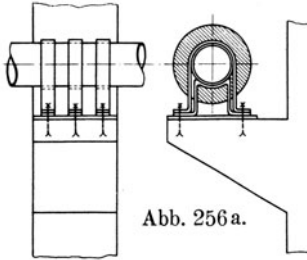


Abb. 256 a.

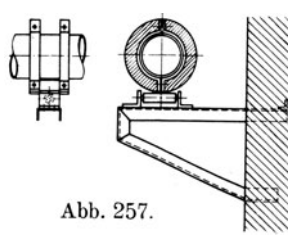


Abb. 257.

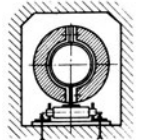


Abb. 258.

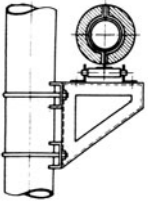
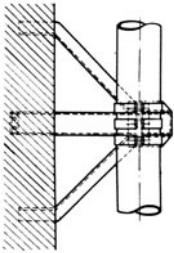


Abb. 263.

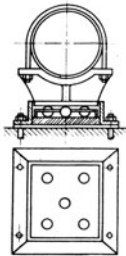
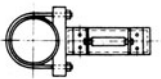


Abb. 259.

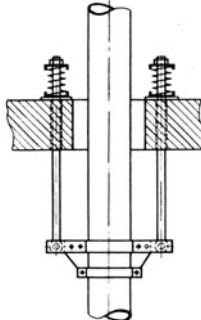


Abb. 260.

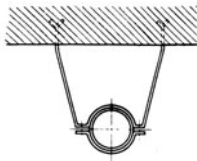


Abb. 264.

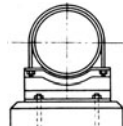


Abb. 265.

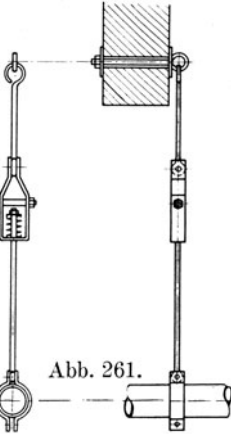


Abb. 261.

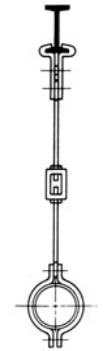


Abb. 266.



Abb. 267.

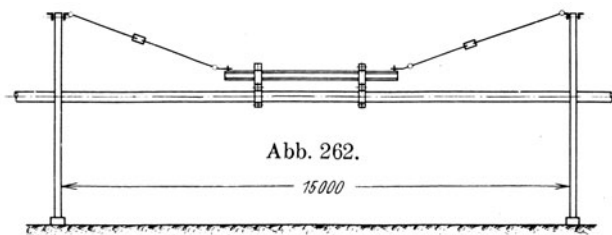


Abb. 262.

15 000

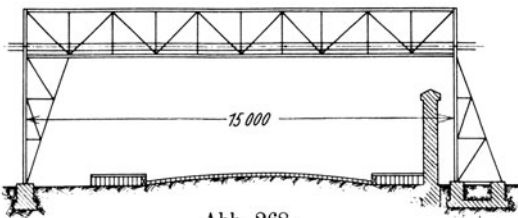
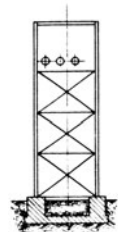
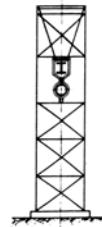


Abb. 268.

15 000

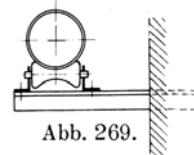


Abb. 269.

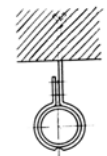


Abb. 270.

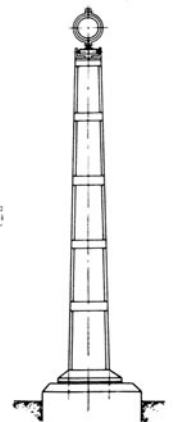
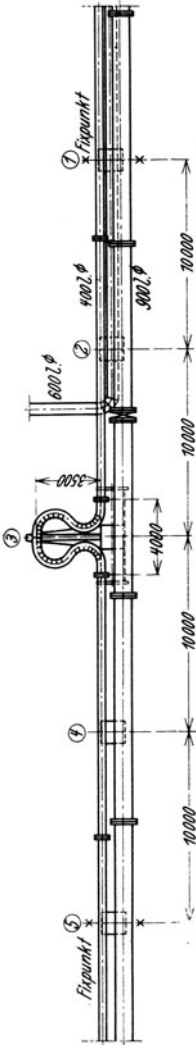
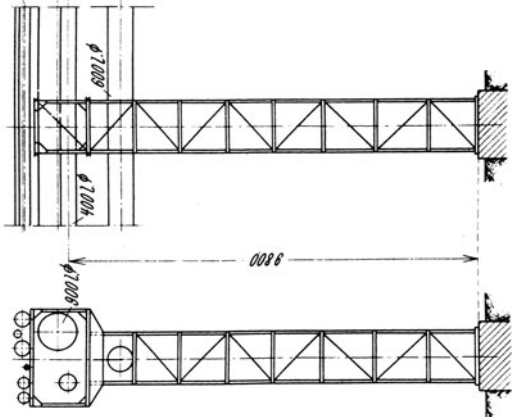


Abb. 271.

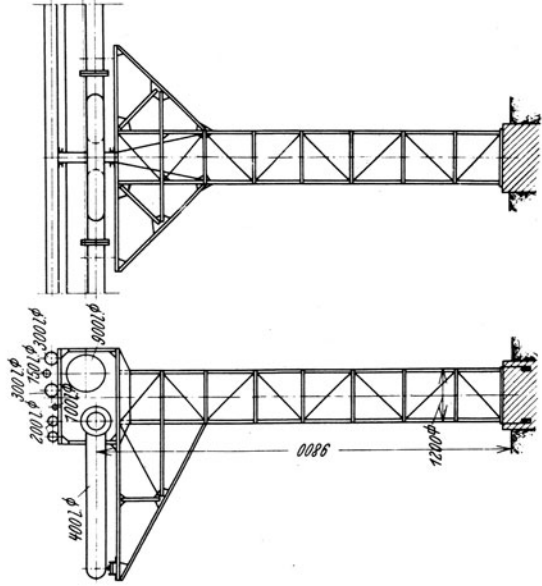
Abb. 272. (Ausschnitt aus einer Rohrleitungsanlage.)

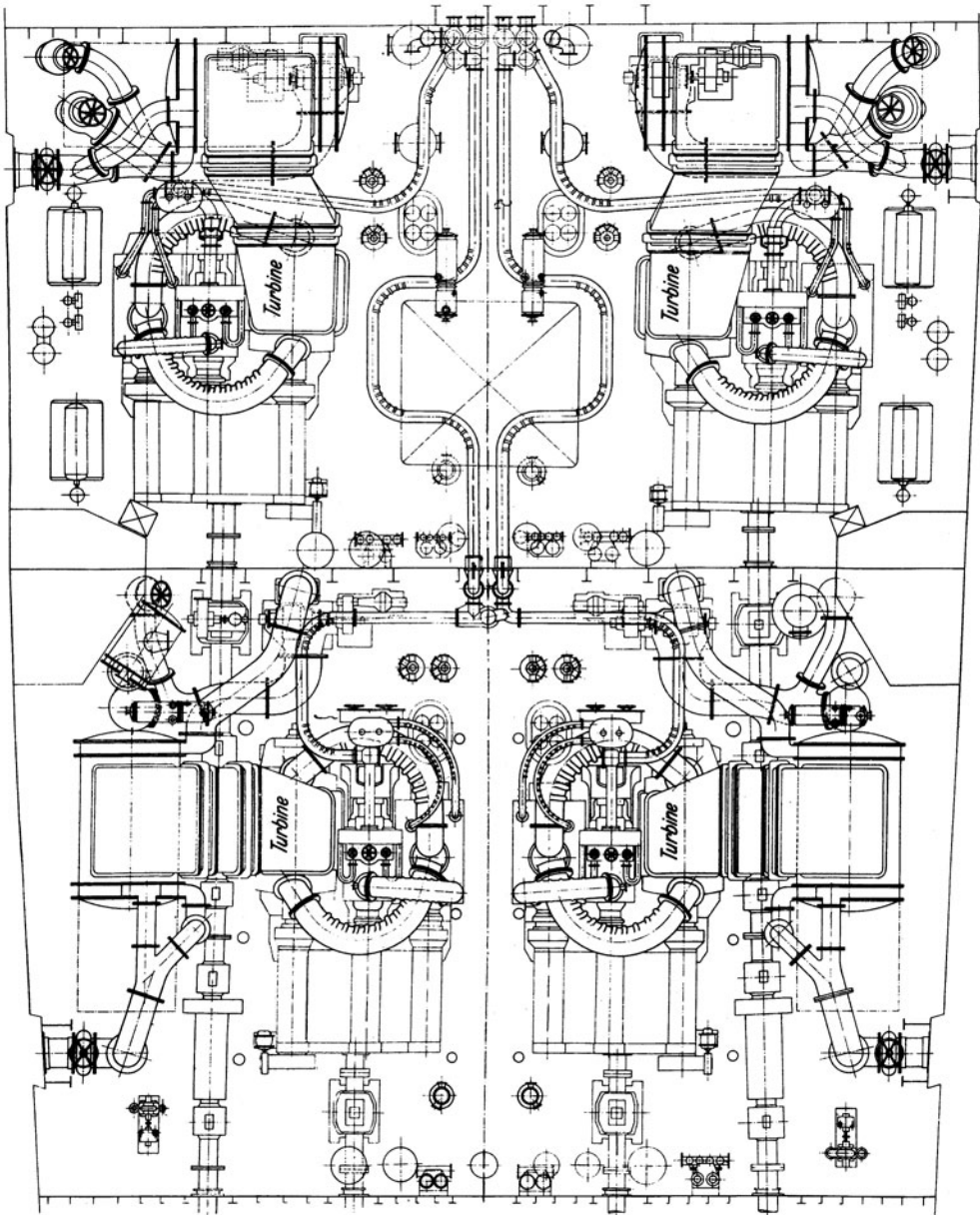


Stütze 1.



Stütze 3.





(ARG-Düsseldorf.)

Abb. 273. Dampfleitungen für den Schnelldampf „Breiten“.

Der Text und die Tafeln II, V, VI, VIII wurden  
bei Oscar Brandstetter in Leipzig,  
die Tafeln 1–46 und I, III, IV, VII, IX bei  
F. Ullmann G. m. b. H., Zwickau Sa. gedruckt.

Additional information of this book

(*Handbuch der Rohrleitungen*;978-3-662-27145-2;  
978-3-662-27145-2\_OSFO1) is provided:



<http://Extras.Springer.com>

Additional information of this book

(*Handbuch der Rohrleitungen*;978-3-662-27145-2;  
978-3-662-27145-2\_OSFO2) is provided:



<http://Extras.Springer.com>

Additional information of this book

(*Handbuch der Rohrleitungen*;978-3-662-27145-2;  
978-3-662-27145-2\_OSFO3) is provided:



<http://Extras.Springer.com>



Additional information of this book

(*Handbuch der Rohrleitungen*;978-3-662-27145-2;  
978-3-662-27145-2\_OSFO4) is provided:



<http://Extras.Springer.com>

Additional information of this book

(*Handbuch der Rohrleitungen*; 978-3-662-27145-2;  
978-3-662-27145-2\_OSFO5) is provided:



<http://Extras.Springer.com>

Additional information of this book

(*Handbuch der Rohrleitungen*;978-3-662-27145-2;  
978-3-662-27145-2\_OSFO6) is provided:



<http://Extras.Springer.com>

Additional information of this book

(*Handbuch der Rohrleitungen*;978-3-662-27145-2;  
978-3-662-27145-2\_OSFO7) is provided:



<http://Extras.Springer.com>

Additional information of this book

(*Handbuch der Rohrleitungen*;978-3-662-27145-2;  
978-3-662-27145-2\_OSFO8) is provided:



<http://Extras.Springer.com>

Additional information of this book

(*Handbuch der Rohrleitungen*;978-3-662-27145-2;  
978-3-662-27145-2\_OSFO9) is provided:



<http://Extras.Springer.com>

Additional information of this book

(*Handbuch der Rohrleitungen*;978-3-662-27145-2;  
978-3-662-27145-2\_OSFO10) is provided:



<http://Extras.Springer.com>

Additional information of this book

(*Handbuch der Rohrleitungen*;978-3-662-27145-2;  
978-3-662-27145-2\_OSFO11) is provided:



<http://Extras.Springer.com>