

Handbuch der Rohrleitungen.
Allgemeine Beschreibung, Berechnung
Herstellung, Normung, Tabellen und Bildtafeln

Franz Schwedler



Handbuch der Rohrleitungen

Allgemeine Beschreibung, Berechnung und
Herstellung nebst Zahlen- und Linientafeln



Von

Franz Schwedler

Direktor der Vereinigter Rohrleitungsbau G. m. b. H.
Berlin-Mariendorf

Dritte Auflage

Neubearbeitet von

Dipl.-Ing. Helmut von Jürgensonn

Oberingenieur, Berlin

Mit 240 Textabbildungen
und 12 Tafeln in einer Tasche



Springer-Verlag Berlin Heidelberg GmbH 1943

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

ISBN 978-3-642-89337-7

ISBN 978-3-642-91193-4 (eBook)

DOI 10.1007/978-3-642-91193-4

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

Copyright 1932, 1939 and 1943 by Springer-Verlag Berlin Heidelberg

Ursprünglich erschienen bei Springer-Verlag OHG. in Berlin 1943

Softcover reprint of the hardcover 3rd edition 1943

Vorwort zur dritten Auflage.

Die zweite Auflage des Handbuches war überraschend schnell vergriffen, so daß schon 3 Jahre nach dem Erscheinen derselben mit den Vorbereitungen zur dritten Auflage begonnen werden mußte. Die zunehmende Einführung der hohen Betriebsdrücke und vor allen Dingen der hohen Dampftemperaturen bis 530°C im Kraftwerksbau stellt an die Kenntnisse und Erfahrungen des Rohrleitungs-Ingenieurs sehr hohe Anforderungen.

Die Klärung der für die Berechnung und den Bau von Höchstdruckanlagen erforderlichen Grundlagen ist inzwischen weiter fortgeschritten, so daß die entsprechenden Abschnitte des Buches mit den neuen Gesichtspunkten in Einklang gebracht werden konnten. Es ist wieder besonderer Wert auf die Einfachheit und Übersichtlichkeit der im Rohrleitungsbau vorkommenden Rechnungen gelegt, wozu im weitesten Umfange Linientafeln herangezogen wurden. Die zahlreichen Rechenbeispiele geben dem entwerfenden Ingenieur die Möglichkeit, sich über den Rechnungsgang einwandfrei zu unterrichten.

Im übrigen waren wesentliche Änderungen des Inhaltes gegenüber der zweiten Auflage nicht erforderlich, wenn auch mancher Abschnitt zwecks Vertiefung des Verständnisses für die Zusammenhänge einer Erweiterung unterzogen bzw. dem neuesten Stande der Technik und Forschung angepaßt worden ist.

Der Abschnitt Rohrleitungen für Wasserkraftanlagen ist unter Mitwirkung von Dipl.-Ing. Weinberger ganz neu bearbeitet, der Abschnitt Druckverluste in Wasser- und Dampfleitungen vereinfacht und mit den neuesten Versuchsergebnissen in Einklang gebracht und der Abschnitt Rohr- und Flanschberechnung erweitert und vertieft worden.

Besonders wichtig war die Behandlung der Werkstofffrage, die zur Deviseneinsparung die neuen Sonderstähle auf der Grundlage der Austauschwerkstoffe berücksichtigt.

Neben Anleitungen für den erfolgreichen Entwurf und Bau von Kraftwerksanlagen findet auch der Betriebsmann wertvolle Hinweise, um seinen Betrieb wirtschaftlich und zweckentsprechend zu gestalten oder bei Neuanlagen die Hauptabmessungen vorauszubestimmen.

Herrn Obering. H. von Jürgenson, der die Neubearbeitung dieser Auflage wieder übernommen hat, sei auch an dieser Stelle besonders gedankt.

Ich möchte nicht versäumen, auch dem Springer-Verlag für sein verständnisvolles Eingehen auf alle Wünsche und für die ausgezeichnete Ausstattung des Buches zu danken.

Berlin, im April 1943.

F. Schwedler.

Inhaltsverzeichnis.

	Seite
I. Allgemeine Beschreibung von Rohrleitungen für verschiedene Verwendungszwecke	1
A. Richtlinien für den Bau von Rohrleitungsanlagen für Kraft- und Industriewerke	1
1. Wärmeschaltbild	4
2. Dampfleitungen	7
3. Hoch- und Höchstdruckdampf	16
4. Rohrleitungen für Speisepumpen	18
5. Abdampfleitungen	26
6. Kondensatorrohrleitungen	28
7. Kondenswasserleitungen	31
8. Abflüsse der Dampfkessel	34
B. Rohrleitungen für Zentralheizungen und Fernheizanlagen	35
C. Rohrleitungen für Gasversorgung	40
D. Rohrleitungen für Gaskraftanlagen	44
E. Ölleitungen	47
F. Rohrleitungen für PreBluftanlagen	55
G. Rohrleitungen für Wasserhaltungen in Bergwerken	57
H. Rohrleitungen für Wasserkraftanlagen	60
1. Allgemeines	60
2. Anordnung der Druckleitungen	61
3. Werkstoff und Herstellung der Rohre	66
4. Rohrverbindungen	68
5. Formstücke und Zubehör	70
6. Betrieb und Instandhaltung	71
J. Wasserwerke, Hauptzuleitungen und Ortsnetze	72
II. Berechnung von Rohrleitungen: Druckverlust, Wärmeverlust, Festigkeit	76
A. Einleitung	76
Zusammenstellung der bei den Berechnungen vorkommenden Bezeichnungen	77
B. Rohrleitungen für Flüssigkeiten	79
1. Druckverlust in Rohrleitungen für Wasser	80
2. Kesselspeiseleitungen	104
3. Entwurf eines Ortsnetzes für Wasserversorgung	105
4. Turbinenrohrleitungen	112
5. Berechnung von Ölleitungen	114
C. Wasserdampf und dessen Fortleitung	119
1. Zustandsänderungen des Wasserdampfes	119
2. Allgemeines bezüglich Berechnung der Dampfleitungen	121

Inhaltsverzeichnis.

	Seite
a) Wahl der Geschwindigkeit	122
b) Ermittlung des Rohrdurchmessers	123
c) Druckabfall	123
d) Einzelwiderstände	132
e) Ermittlung des Druckverlustes aus der Linientafel X	135
D. Fortleitung von Luft und Gas	136
1. Allgemeines bezüglich der Fortleitung von Luft und Gas, Hauptgesetze der Gase	136
2. Druckverlust	138
a) Luftleitungen	138
b) Gasleitungen	142
c) Ermittlung des Druckverlustes bei Luft- und Gasleitungen aus der Linientafel XII	146
E. Wärmeschutz	146
1. Allgemeine Betrachtungen über Wärmeübergang	146
2. Wärmeverlustberechnung einer Ölföhrleitung	148
3. Temperaturverlust des strömenden Dampfes	153
4. Isolierstärke	155
F. Festigkeitsberechnung von Rohrleitungen	156
1. Rohre	156
2. Berechnung der Rohre von Turbinenleitungen	160
3. Berechnung der Flansche und Flanschverbindungen	162
4. Die Wärmedehnung und ihre Wirkungen	164
a) Normaler Lyrabogen	167
b) U-Bogenausgleicher	172
c) Einfacher Winkelbogen	173
d) Gleichschenkliger Z-Bogen	176
e) Symmetrischer Umbogen	176
f) Metallschläuche	179
g) Ermittlung der resultierenden Gesamtspannung	179
G. Hoch- und Höchstdruckanlagen	181
1. Allgemeines	181
2. Werkstoff	184
3. Rohre für Hoch- und Höchstdruck	190
4. Flanschen	194
a) Ausführungsarten	194
b) Berechnung der Flansche	198
5. Schrauben	204
6. Dichtungen	208
7. Höchstdruckschweißung	212
8. Werkstoff für Formstücke und Armaturen	214
9. Armaturen	216
10. Wasserabscheider und Entwässerung	221
11. Unterstützungen	221
12. Geräuschdämpfung	222
13. Berechnung einer Hochdruckanlage	222
III. Beschreibung allgemeiner Bauteile	230
A. Rohre und deren Herstellung	230
1. Gußeiserne Rohre	230
2. Stahlgußrohre	230

	Seite
3. Stahlrohre	230
4. Stahlbetondruckrohre	238
5. Asbestzement- (Eternit-) Rohre	238
6. Kunststoffrohre	238
B. Rohrverbindungen	239
1. Gußrohre	239
2. Stahlrohre	239
3. Gewindemuffen	239
4. Muffenverbindungen	240
5. Nietverbindungen	243
6. Schnelkupplungen	243
7. Abzweigungen in den Rohrleitungen, Formstücke	244
C. Armaturen und besondere Apparate zur Messung, Druckregelung und Sicherheit usw.	245
1. Absperrorgane	245
2. Sicherheitsventile	249
3. Druckminderer	250
4. Dampfumformer und -kühler	253
5. Rückschlagventile	254
6. Rohrbruchventile	255
7. Wasserabscheider	256
8. Kondenswasserableiter und -rückleiter	256
9. Entlüfter	257
10. Entöler	257
11. Meßapparate	257
12. Schlammablaß-Absperrorgane	258
13. Wärmeaustauscher	258
D. Dehnungsstücke und Auflageteile (Rohrunterstützungen)	260
1. Dehnungsaufnahme	260
2. Rohrbefestigungen	262
IV. Normung im Rohrleitungsbau und Richtlinien	264
1. Normung	264
2. Richtlinien	265
3. Wartung, Stillsetzung, Inbetriebsetzung und Instandsetzung von Rohrleitungen	266
V. Schrifttum-Übersicht	269
VI. Sachverzeichnis	278

Verzeichnis der Rechenbeispiele.

Beispiel	1. Berechnung einer Gebrauchswasserleitung, Verteilungsnetz	93
„	2. Berechnung der Wassermenge für gegebenes ΔP	95
„	3. Berechnung des Druckverlustes in verschmutzter Wasserleitung nach Brinkmann	101
„	4. Berechnung der Wassermenge für gegebenes ΔP	102
„	5. Berechnung des Druckverlustes für eine Heißwasserleitung	103
„	6. Berechnung des Rohrdurchmessers für eine Wasserleitung bei gegebenem Enddruck.	109
„	7. Druckverlust einer Ölleitung	118
„	8. „ „ Ferndampfleitung	128
„	9. „ „ „	128
„	10. „ „ „ nach Tafel X	134
„	11. Druckverlust einer Luftleitung	139
„	12. „ „ „	140
„	13. Berechnung des Temperaturverlustes einer Dampfleitung	154
„	14. Berechnung der Wandstärke einer Steigeleitung	159
„	15. Berechnung der Walzung und Nietung eines Flansches	162
„	16. Berechnung eines Lyrabogens	168
„	17. Berechnung eines Winkelbogens	174
„	18. Zusammensetzung der Spannungen	180
„	19. Berechnung eines losen und festen Flansches	202
„	20. Berechnung einer Höchstdruckanlage	222

Verzeichnis der Zahlentafeln.

Tafel	1. Spezifisches Gewicht von reinem luftfreiem Wasser	85
„	2. Zähigkeit verschiedener Flüssigkeiten	85
„	3. Gegenüberstellung verschiedener Berechnungsformeln für Wasser	90
„	4. Zähigkeit verschiedener Petroleumarten	117
„	5. Kritische Geschwindigkeit des Wasserdampfes	124
„	6. Physikalische Werte einiger Gase	137
„	7. Meßwerte aus verschiedenen Gasfernleitungen	143
„	8. Spezifisches Gewicht, Dichteverhältnis und Gaskonstante von gasförmigen Flüssigkeiten	145
„	9. Wärmeleitzahlen für verschiedene Rohr-Isolierungen	150
„	10. Zulässige Höchstbeanspruchung für Rohrberechnung	158
„	11. Erforderlicher Haftwiderstand für Walzflansche	162
„	12. Dehnungsaufnahme von Glattrohr-Lyra-Ausgleichern	171
„	13. Eigenschaften verschiedener Werkstoffe	188
„	14. Mo-freie bzw. Cr-arme, Röhren und Flanschenstähle	191
„	15. Temperaturverteilung in der Flanschverbindung	201
„	16. Gewindeübersicht	206
„	17. Neue Bolzen- und Mutterstähle	209
„	18. Verschiedene Stahlgußarten	215
„	19. Gütestufen der Heißdampf-Leitungsrohre	265

Lose Tafeln in der Tasche.

Tafel	I. Wärmeschaltbild eines Höchstdruck-Kraftwerkes.
„	II. Dampfleitungsschaltbild eines Großkraftwerkes.
„	III. Rohrleitungsschaltbild eines Dampf-Kraftwerkes.
„	IV. Gegenüberstellung der Flanschenabmessungen.

VIII

Inhaltsverzeichnis.

- Tafel V. Rohrtafel (Angabe der Wandstärken, Gewichte, Flächen, Trägheits- und Widerstandsmomente).
- „ VI. Faltenrohrliste mit Angabe der Abmessungen und der Dehnungsaufnahme von Lyrabogenausgleichern.
- „ VII. Linientafel zur Ablesung von Q , W und d bei Wasser-, Gas- und Luftleitungen.
- „ VIII. Zahlentafel der Wassermengen und Rohrreibungswiderstände in Wasserleitungen.
- „ IX. Linientafel zur Ermittlung der Rohrdurchmesser in Dampfleitungen.
- „ X. Linientafel zur Bestimmung des Druckverlustes in Dampfleitungen.
- „ XI. Linientafel zur Ermittlung der Rohrdurchmesser in Luft- und Gasleitungen.
- „ XII. Linientafel zur Ermittlung der Druckverluste von Luft- und Gasleitungen.

I. Allgemeine Beschreibung von Rohrleitungen für verschiedene Verwendungszwecke.

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

Wer sich mit der Planung 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 unbedingte Betriebssicherheit, größtmögliche Wirtschaftlichkeit und eventuell 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 Instandsetzungen und Auswechslung von Einzelteilen eine Unterbrechung des Betriebes vermieden oder wenigstens eingeschränkt wird und bei Eintreten eines Rohrbruches der schadhafte Teil sofort instand gesetzt oder ausgewechselt werden kann.

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

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

Die Wahl eines geeigneten Werkstoffes und einer zweckentsprechenden Bauart für Rohre, Flanschen, Schrauben und Armaturen unter Berücksichtigung der inneren Spannungen, etwa auftretender äußerer Kräfte, der Temperatur der zu leitenden Flüssigkeit und der hierdurch hervorgerufenen Beanspruchung des Werkstoffes, unter besonderer Berücksichtigung des Verhaltens des gewählten Werkstoffes bei hohen Temperaturen.

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

Ausgleich 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 zweckmäßige 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 dessen Ausführungs- und Ausbesserungsmöglichkeit.

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

Sachgemäße Verlegung 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.

Luftschutztechnische Gesichtspunkte lassen es häufig geboten erscheinen, das Kesselhaus vom Maschinenhaus zu trennen. Vielfach werden außerdem Kesselhaus sowie Maschinenhaus noch unterteilt und alle Gruppen in einer gewissen Entfernung voneinander aufgestellt. In diesem Falle ist die sichere und möglichst störungsunempfindliche Zuleitung des Dampfes von den einzelnen Kesselhäusern zu den Maschinenhäusern besonders wichtig.

Die andere Möglichkeit einer Sicherung der Anlage gegen Luftangriffe besteht in der Tarnung durch die sog. gedeckte Bauweise. In diesem Falle stellt die genügend elastische und betriebssichere An-

ordnung der Rohrleitungen auf engstem Raum an den Planungsingenieur besonders hohe Anforderungen.

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

Beim Neubau 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 beeinflussen Kohlenstaubfeuerung, Luftherhitzung, Speisewasseraufbereitung und -vorwärmung mittels Anzapfdampf (oder mittels Abdampf der Speisepumpenturbinen) vielfach die Wahl der Anordnung.

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 (siehe [6, 10])¹, die entsprechend dem Zustand des Rohwassers erforderliche Aufbereitung und Vorwärmung des Speisewassers und die Frage, ob Speisewasserspeicher einzubauen sind, ist festzulegen. Es entsteht das grundlegende Dampf- und Speisewasserschaltbild der Anlage als Schema für den weiteren Aufbau der Einzelheiten. (Siehe Tafel III, Rohrleitungsplan eines Dampfkraftwerkes.)

Die Einführung der Kohlenstaubfeuerung gestattet es, 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 kommt.

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.

¹ Die schrägen Hinweiszahlen in eckigen Klammern [6] beziehen sich auf das Schrifttum am Schluß des Buches.

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 Festpunkte genügend stark auszubilden und ist hierauf, wie auch bei der Ausführung von Decken, Gebäudepfeilern usw. Rücksicht zu nehmen, damit diese die Mehrbelastung neben den üblichen Lasten (Schneelast, Winddruck, Deckenlast usw.) aufnehmen können.

Bei der Ausführung des Neubaus in Stahlbeton 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 zum Anbringen der Unterstützungen und Festpunkte 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 Stahlbetonbau gegenüber der Vorzug zu geben.

Besondere Gesichtspunkte, die für die Anlage von Rohrleitungen zur Fortleitung von Gasen, Flüssigkeiten, Preßluft usw. zu berücksichtigen sind, werden in den betreffenden Abschnitten erläutert.

1. Wärmeschaltbild.

Bevor man an den Entwurf der Rohrleitungsanlage herangeht, muß man sich über die Gesamtschaltung der geplanten Anlage Klarheit verschaffen. Diese Schaltung wird am zweckmäßigsten in Form eines Wärmeschaltbildes dargestellt. Erst wenn diese festgelegt ist, können folgende wichtige Erkenntnisse daraus gewonnen werden:

- a) die inneren Zusammenhänge für die vorteilhafteste Wärmeausnutzung der Anlage,
- b) die Art der für die Anlage erforderlichen Apparate und die dazugehörigen Rohrleitungen,
- c) die Betriebsverhältnisse, wie Mengen, Druck und Temperatur für jeden Teil der Gesamtr Rohrleitungsanlage.

Es ist nicht Aufgabe dieses Buches, den Entwurf und die Berechnung des Wärmeschaltbildes aufzuzeigen, denn das würde den Rahmen dieser Arbeit weit überschreiten. In dieser Beziehung sei auf das Fachschrifttum [6, 9] verwiesen.

Nachstehend soll an Hand eines Beispiels für ein Wärmeschaltbild Tafel I (lose in der Tasche am Schluß des Buches) der Wärme fluß kurz erläutert werden, um die wichtigsten Gesichtspunkte für die Auswertung desselben darzulegen. Das in der Tafel I gezeigte Wärmeschaltbild stellt ein solches für ein zur Ausführung kommendes Kraftwerk der öffentlichen Stromversorgung dar.

Es muß ausdrücklich davor gewarnt werden, ein für eine bestimmte

Anlage angelegtes Wärmeschaltbild auf eine andere Anlage zu übertragen. Dieses muß stets den jeweiligen Verhältnissen angepaßt sein. Anhaltspunkte dazu findet man im vorgenannten Schrifttum.

Im Wärmeschaltbild Tafel I ist eine Anlage mit einem vorgeschalteten Höchstdruckteil für 140 atü, 510° C und einem nachgeschalteten Mitteldruckteil für 19 ata, 425° C dargestellt. Die Anzahl der Einheiten ist für den Wärmeplan gleichgültig, da es lediglich auf den Wärmefluß ankommt.

Der im Höchstdruckteil verarbeitete Dampf wird mit Rücksicht auf die sonst zu große Endnässe zwischenüberhitzt und erst dann den Nachschaltturbinen zugeführt. Parallel zum Höchstdruckteil ist ein Dampfdruckregler für die volle Dampfmenge geschaltet, um in bezug auf den Betrieb der Nachschaltturbine vom Höchstdruckteil unabhängig zu sein. Der hinter dem Druckregler vorgesehene Heißdampfkühler ist so eingeschaltet, daß auch der Gegendruckdampf der Höchstdruckturbine ihn durchströmen muß. Das hat bei niedrigen Teillasten, vor allem bei Gleichdruckbetrieb, zur Schonung des Zwischenüberhitzers gewisse Vorteile.

Ein Dampfspeicher dient zur Aufnahme von Überschußdampf und zur Deckung von kurzzeitigen Spitzenbelastungen. Er kann in vorteilhafter Weise auch als Anfahrgefäß für das Anfahren der Höchstdruckkessel dienen. Die dafür notwendigen Rohrleitungen sind aber in diesem Fall zum größten Teil weggelassen worden, da sie für den Wärmefluß ohne Bedeutung sind und außerdem die Übersichtlichkeit beeinträchtigen würden.

Die Nachschaltturbine besitzt drei Anzapfstufen bei 12, 1,5 und 0,4 ata; der Entnahmedampf dient zur Aufbereitung des Zusatzwassers und Vorwärmung des Kesselspeisewassers; letztere erfolgt im vorliegenden Fall in zwei Vorwärmstufen vor dem Speisewasserspeicher und in drei hinter den Speisepumpen geschalteten Hochdruckvorwärmern. Die Einstufung des Speisewasserspeichers und die damit verbundene Entgasung des Wassers stellt das Kernproblem für den Aufbau des Wärmeplanes dar und muß nach den jeweiligen Verhältnissen [9] gewählt werden.

Der im Kondensator niedergeschlagene Dampf dient als wertvolles Kondensat zur Kesselspeisung und wird von einer Pumpe abgesaugt und zunächst durch die Luftkühler des Generators gedrückt, um die abzuführende Generatorwärme zu verwerten. Von dort durchfließt das Kondensat den Dampfstrahlkondensator und dient dort als Kühlmittel für den niederzuschlagenden Abdampf des Dampfstrahlluftsaugers. Dadurch wird auch dessen Abwärme dem Speisewasser zugeführt. Im weiter folgenden Kondensatkühler wird die Wärme des aus den drucklosen Entwässerungen gesammelten Kondensates verwertet, dieses da-

durch gekühlt und entspannt. Dessen Wärme kommt also ebenfalls dem Speisewasser zugute.

Weiter durchfließt das Speisewasser den Niederdruckvorwärmer, der von dem 0,4 ata-Dampf aus der letzten Entnahmestufe der Nachschaltturbine geheizt wird, und strömt dann durch den Stopfbüchsenkondensator, wo es den aus den Stopfbüchsen der Hauptturbinen kommenden Dampf niederschlägt und dessen Wärme aufnimmt.

Der darauf folgende Mitteldruckvorwärmer wird von dem 1,5 ata Dampf aus der zweiten Entnahmestufe oder von dem Abdampf der Turbospeisepumpe beheizt. Jetzt folgt die endgültige Entgasung des Speisewassers, das nachher im Speisewasserspeicher gesammelt und von dort den Speisepumpen zugeführt wird. Diese drücken es nacheinander durch die drei Stufen der Hochdruckvorwärmer, von denen die beiden ersten durch den 12 ata-Dampf der ersten Entnahmestufe, die dritte von dem 22 ata-Gegendruckdampf der Vorschaltturbine beheizt werden. Falls der Anzapfdampf 12 ata nicht ausreicht, besteht die Möglichkeit, auch den zweiten Hochdruckvorwärmer mit dem 22 ata-Dampf zu beheizen.

Für die Temperaturregelung des Höchstdruckdampfes hinter dem Überhitzer ist eine Wassereinspitzung vorgesehen. Das Druckwasser wird der Speiseleitung entnommen.

Der niedergeschlagene Heizdampf der Hochdruckvorwärmer wird in einem Kondensatbehälter gesammelt und von dort durch eine Pumpe, einer geeigneten Stufe der Speisepumpe zugeführt. Das Kondensat kann auch in den Speisewasserspeicher gedrückt werden. Das Niederschlagkondensat der übrigen Vorwärmer wird entweder im Hauptkondensator entspannt, oder — wenn es bereits drucklos ist — im Behälter gesammelt und von einer Pumpe zum Speisewasserspeicher hochgedrückt, wie es das Wärmeschaltbild zeigt.

Zum Ausgleich der durch Undichtheiten, Kesselabschlammung, Laugenabfluß usw. verloren gehenden Dampf- und Wassermengen muß eine gewisse Zusatzmenge an Speisewasser geschaffen werden. Mit Rücksicht auf die Empfindlichkeit der modernen Höchstdruckkessel darf nicht etwa einfach Rohwasser zugesetzt, sondern es muß dieses in geeigneter Weise aufbereitet und entgast werden. Zu diesem Zweck wird das von der Tiefbrunnenpumpe angesaugte Rohwasser erst in einer Aufbereitungsanlage, z. B. nach dem Permutitverfahren, entsprechend enthärtet und dann am besten in einer Verdampferanlage nach vorheriger Entgasung verdampft und durch Niederschlagen der Verdampferbrüden in hochwertiges Kondensat verwandelt. Dieses kann nun gefahrlos dem Speisewasser beigemischt werden, um den entstandenen Verlust zu decken.

Der Verdampfer wird ebenfalls mit dem 3,5 ata-Abdampf der Turbospeisepumpe beheizt und erzeugt aus dem zugeführten aufbereiteten

Rohwasser durch Verdampfen Brüden von etwas niedrigerem Druck als der Heißdampf. Diese Brüden können entweder in einem besonderen sog. Brüdenkondensator, der vom Speisewasser gekühlt wird, niedergeschlagen und als Kondensat dem Speisewasser zugeführt werden, oder die Brüden werden — wie im vorliegenden Falle — unmittelbar im Entgaser des Speisewasserspeichers niedergeschlagen.

Die dem Rohwasser in der Aufbereitungsanlage zugesetzten Chemikalien ergeben im Kessel durch die Verdampfung des Wassers eine fortwährend steigende Konzentration, die sich auf das Rohrsystem schädlich auswirken würde.

Bei Benson-Kesseln wird das sehr salzreiche Spülwasser unmittelbar ins Freie geführt. Bei anderen Kesselbauarten muß durch fortlaufendes Ablassen von Kesselwasser — das sog. Abschlämmen — dafür gesorgt werden, daß die Konzentration der chemischen Zusatzmittel gleichbleibt. Um diese unter hohem Druck stehende Kessellaugung in geeigneter Weise zu entspannen und gleichzeitig deren Wärme auszunutzen, wird sie ein- oder zweistufig in Laugenentspannern entspannt. Die sich bildenden Brüden werden aus den Laugenentspannern in das Netz gegeben. Im vorliegenden Falle — wenn es sich nicht um eine Benson-Anlage handeln würde — könnte man die Brüden aus der ersten Stufe der Entspanner in das 19 ata-Netz und diejenigen aus der zweiten Stufe in das 1,5 ata-Netz geben. Die Restlaugung ist dann genügend entspannt und kann ins Freie, z. B. in eine Sickergrube oder ähnliches, geführt werden.

Um vom Betrieb der Turbospeisepumpe und von der jeweilig erforderlichen Leistung der Nachschaltturbine unabhängig zu sein, ist ein Druckregler vorgesehen, der nötigenfalls den benötigten 1,5 ata-Heißdampf durch Drosseln des 19 ata-Mitteldruckdampfes hergibt. Auch der Dampfstrahl-Luftsauger bezieht den erforderlichen Betriebsdampf aus dem 19 ata-Netz. Er dient, wie schon der Name besagt, dazu, um das im Kondensat sich abscheidende Dampf-Luft-Gemisch abzusaugen.

Das für den Heißdampfkühler erforderliche Einspritzwasser wird einer passenden Druckstufe der Speisepumpe entnommen, oder es kann auch eine besondere Einspritzpumpe hierfür vorgesehen werden, die das Einspritzwasser — am besten Kondensat — in den Kühler drückt.

Damit ist der als Beispiel gewählte Wärmeplan in wesentlichen Zügen erläutert.

2. Dampfleitungen.

Ein wichtiges Glied jeder Dampfkraftanlage ist ihre Rohrleitung. Die älteren 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 mehr und mehr dazu übergegangen, Hochdruckkraftwerke für 30 bis 60 at zu bauen. Darüber hinaus sind jetzt schon recht viele Höchstdruckanlagen mit Dampfdrücken von 100 bis 120 at in Betrieb und noch mehr solche im Bau. Auch die Dampftemperaturen wurden mit Rücksicht auf die Verwendung des Gegendruckdampfes der Höchstdruckvorschaltturbinen in nachgeschalteten Mitteldruckmaschinen über 450° bis auf 520° gesteigert. Eine große Zahl solcher Kraftwerke sind nach Überwindung der anfänglichen Schwierigkeiten bei den Erstanlagen jetzt mit bestem Erfolg in Betrieb.

Die Dampferzeugung findet in Einzelkesseln, Kesselgruppen, Hochleistungskesseln statt, deren Heizfläche bei Verwendung von Staubfeuerung usw. oft 1000 m² und mehr beträgt, während die Ausnützung der Dampfkraft für große Leistungen vorzugsweise in Turbinen, bei kleineren Leistungen in Kolbenmaschinen vor sich geht.

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 Heißdampf den Dampfturbinen mit hoher Geschwindigkeit gleichmäßig und stoßfrei zuströmen.

Die mittlere Dampfgeschwindigkeit beträgt bei Dampfturbinen etwa 30 bis 50 m je Sekunde. Im allgemeinen werden die Dampfgeschwindigkeiten in den Grenzen von 20 bis 60 m je 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 reichlich bemessene Rohrleitung sowie 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 Betrieben 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. Man gewinnt hierdurch eine Bereitschaftsanlage 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 eventuelle Dampfeuchtigkeit.

Eine mäßig gut isolierte Leitung verliert z. B. bei Durchgang von überhitztem Dampf von 350°C etwa 250 kcal je Stunde und je 1 m^2 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, Dreileitungsdoppelnetz, Dreileitungsringnetz.

Eine Aufstellung irgendwelcher bestimmter Normen, die für die Wahl der genannten Netzarten maßgebend sein sollen, läßt sich bei der Vielgestaltigkeit 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 näherer Betrachtung der Eigenschaften der in Rede stehenden Netzarten hervortreten.

Einfache Sammelleitung. Abb. 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, eventuell von jedem einzelnen Kessel, mit Dampf versorgt werden. Ferner läßt sich bei Außer-

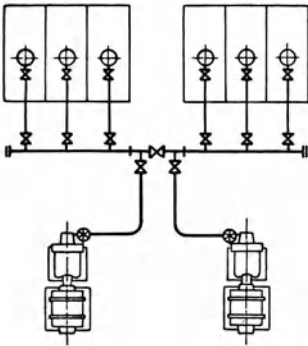


Abb. 1. Schaltbild einer einfachen Sammelleitung.

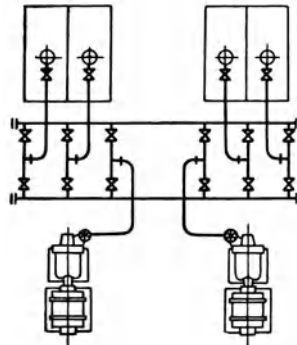


Abb. 2. Schaltbild einer doppelten Sammelleitung.

betriebsetzung eines Kessels der Gesamtbetrieb durch größere Anstrengung der übrigen Kessel aufrechterhalten. Bei Schäden an der Sammelleitung wird eine Maschine und eine Kesselgruppe stillgelegt.

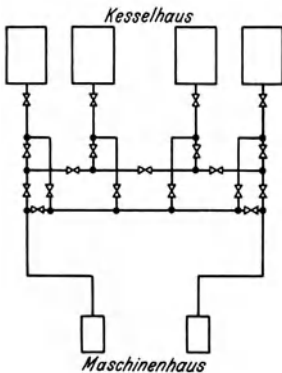


Abb. 3. Schaltbild einer doppelten Sammelleitung mit Trennschiebern.

Durch den Ausfall des einzigen Trennschiebers in der Sammelleitung wird allerdings der Betrieb der ganzen Anlage in Frage gestellt. Deshalb wird an solchen wichtigen Stellen häufig ein Doppelschieber vorgesehen.

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 höheren Spannungsabfall verursachen,

die Abkühlungsflächen der Leitung vergrößern und häufig selbst Anlaß zu Schwierigkeiten bieten.

Die in Rede stehende Art der Leitung wird ihrer geringen Kosten, ihrer 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 keinen Anspruch auf eine vollkommene Betriebssicherheit hat.

Doppelte Sammelleitung. Sofern bei Dampfanlagen der Betrieb nicht durch Schadhaftwerden der Rohrleitung in Mitleidenschaft gezogen werden soll, wird die Hauptsammelleitung als Doppelleitung gemäß Abb. 2 ausgebildet.

Vielfach werden bei Doppelleitungen beide Sammelleitungen unter Druck gehalten, weil man die größere Betriebsbereitschaft höher einschätzt als die Kondensverluste. In den meisten Fällen genügt es jedoch, wenn der zweite Strang nur zeitweilig zur Prüfung der Betriebsbereitschaft unter Dampf gehalten wird.

Als Dampfgeschwindigkeit nehme man 30 bis 40 m je Sekunde an.

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 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 zentral an (Abb. 4).

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) 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 und 7).

In der Abb. 7 ist ein Beispiel dafür gegeben, wie gefährlich manches Mal die Anordnung einzelner Trennschieber sein kann. Weder der Schieber zwischen den Kesselanschlußleitungen noch derjenige zwischen den Maschinenabzweigleitungen kann ausgewechselt werden, ohne die ganze Anlage stilllegen zu müssen.

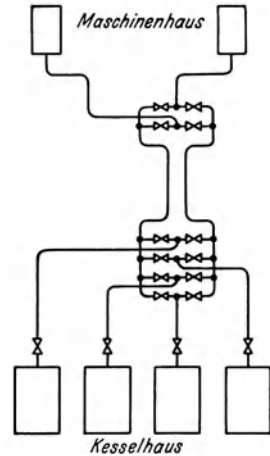


Abb. 4. Schaltbild einer Doppel-Sammelschiene.

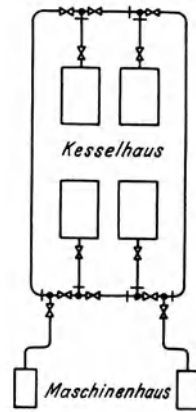


Abb. 5. Schaltbild einer Ringleitung.

Bei einer größeren Anzahl von Kesseln und Turbinensätzen wird letztere Ringleitung langgestreckt sein, hier empfiehlt sich dann der Einbau eines sog. Steges zwischen Empfänger- und Abberdampfstrang (Abb. 8). Derselbe hat den Zweck,

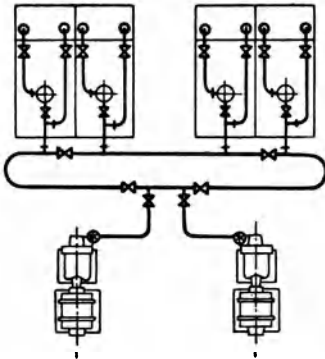


Abb. 6. Schaltbild einer Ringleitung.

einen Druckausgleich der am weitesten entfernt liegenden Kessel herbeizuführen.

Durch eine bestimmte Verteilung der Absperrorgane kann bei Schadhafwerden eines Rohres der betreffende Teil abgeschaltet und so der Betrieb sichergestellt werden.

Dabei muß aber stets beachtet werden, daß die Absperrorgane selbst einen der empfindlichsten Teile einer Rohrleitung darstellen, und ihre Anordnung soll daher so getroffen sein, daß bei

einem notwendig werdenden Ausbau eines Schiebers zwecks Überholung oder Instandsetzung nicht ein zu großer Teil bzw. sogar die ganze An-

lage stillgelegt werden muß. Würde man z. B. an Stelle der in Abb. 6 gewählten Anordnung der Schieber die 2 in der Ringleitung zwischen Kessel 1 und 2 bzw. 3 und 4 sitzenden Absperrorgane beiderseits außerhalb der Kesselanschlüsse anordnen, so müßte man bei Ausfall eines der 4 Trennschieber in der Ringleitung die ganze Anlage außer Betrieb nehmen. Bei der gleichen Schaltung und Schieberanzahl, jedoch zweckmäßiger Anordnung der Schieber gemäß

Abb. 9, wäre der Betrieb jeweils einer Anlagehälfte sichergestellt.

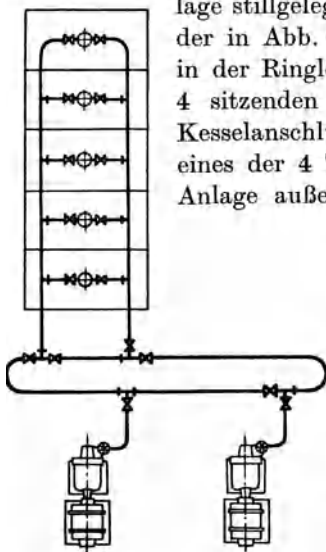


Abb. 7. Schaltbild einer Ringleitung mit Verteilerring.

Die in Abb. 10 dargestellte Ringleitung ist daher in bezug auf Betriebssicherheit besonders günstig, dagegen genügt diese Anordnung nicht in gleicher Weise den Erfordernissen der Wirtschaftlichkeit, da sie infolge ihrer Ausdehnung größere Abkühlungsflächen als die Doppelleitung besitzt.

Bei Bemessung der Leitungsquerschnitte nimmt man an, daß normalerweise der Dampf den Maschinen von beiden Seiten mit einer mittleren Geschwindigkeit von 25 bis 35 m je Sekunde zuströmt. Beim Ausschalten eines Teiles des Ringes entsteht zwar ein größerer Spannungsabfall, den man — um bei normalem Betrieb keine unnötig großen Abkühlungsflächen zu er-

halten, 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.

Dreileitungsdoppelnetz. Dreileitungsringnetz. Bei diesen Anordnungen gemäß Abb. 11 und 12 dient der Mittelstrang dazu, einen Druckausgleich der am weitesten entfernten Kessel herzustellen. Gleichzeitig wird durch denselben eine Bereitschaft 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 Ringschaltungen verwiesen.

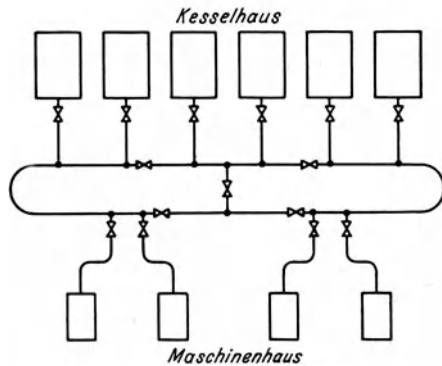


Abb. 8. Schaltbild einer Ringleitung mit Steg.

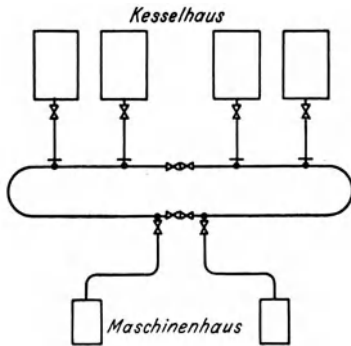


Abb. 9. Schaltbild einer Ringleitung mit Doppel-Trennschiebern.

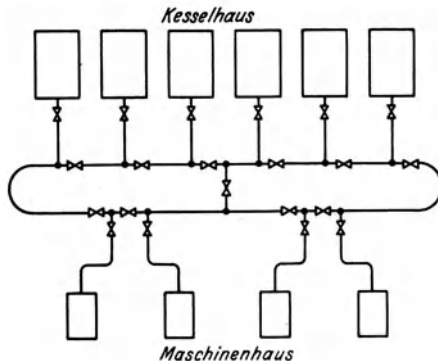


Abb. 10. Schaltbild einer Ringleitung mit Trennschiebern und Steg.

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. 13 die Kessel auf Sammler arbeiten, an die dann die Turbinen unmittelbar angeschlossen werden.

Zum Schluß sei noch eine Schaltung der Rohrleitung wiedergegeben, bei welcher Maschinen- und Kesselhausachse senkrecht zueinander stehen (Abb. 14). 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 der Störung stilllegen zu müssen.

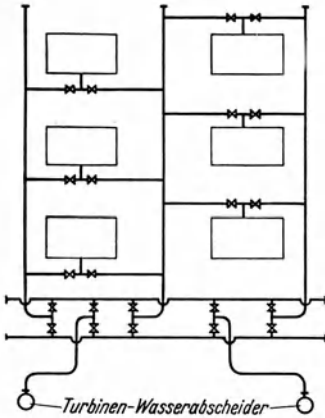


Abb. 11. Schaltbild einer Dreineitz-Doppelleitung.

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 von Dr.-Ing. H. Schult [8] 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 Leitungsnetzes überschritten wird“.

Schult hat errechnet, daß 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.

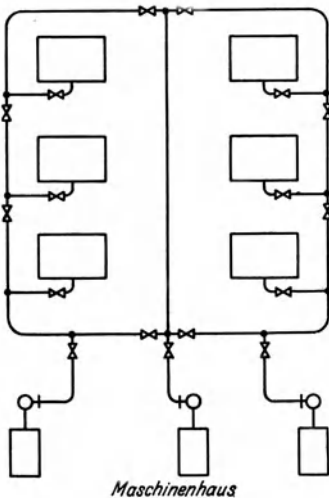


Abb. 12. Schaltbild einer Dreineitz-Ringleitung.

Tafel II zeigt das Dampfleitungsnetz eines der größten Braunkohlenkraftwerke und es 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 mittlerer Drücke verwendet man nur nahtlose Rohre nach DIN 2450, gegebenenfalls mit verstärkter Wand, oder auch legierte Rohre, falls die Dampftemperatur bei normalem Werkstoff zu große Wandstärken bedingen würde.

Für die Verbindungen werden Walz- oder Vorschweißflansche aus Stahl gepreßt, DIN 2581 bis 2584 bzw. DIN 2630 bis 2637, verwendet. Von einer zusätzlichen Sicherung der Walzflansche gegen Abstreifen durch die früher so beliebten Nieten oder Gewindebolzen nimmt man neuerdings Abstand, da häufig Undichtigkeiten an den Nietlöchern vor-

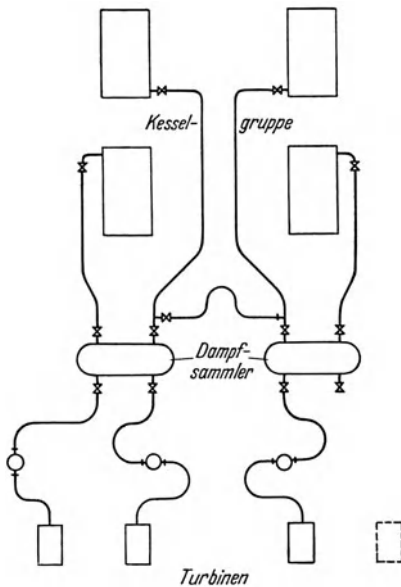


Abb. 13. Schaltbild einer Anlage mit Dampfsammlern.

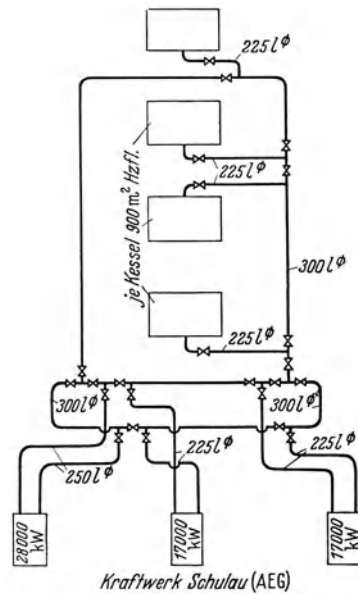


Abb. 14. Schaltbild des Kraftwerkes Schulau.

gekommen sind. In diesem Fall ist die Verwendung von Vorschweißflanschen, die bereits bis ND 100 genormt sind (Normentwürfe liegen bis ND 320 vor), zweckmäßiger und — bei sachgemäßer Schweißung — auch betriebssicherer.

Für nicht zu hohe Dampftemperaturen können auch Aufwalzflanschen mit elektrischer Kragenschweißung bzw. Stirnschweißung angewandt werden.

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

Formstücke und Absperrorgane werden aus Stahlguß, die Dichtungsflächen letzterer aus Nickellegierung oder mit aufgeschweißter Niro-

auflage bzw. einem anderen Sonderwerkstoff der betreffenden Armaturenfirma gefertigt. Kleine Abzweige der Sammelrohre können aufgeschweißt werden. Bezüglich der weiter erforderlichen Teile, wie Ausgleicher, Rollenböcke, Festpunkte, Bedienungsvorrichtungen, usw. sei auf Abschnitt III/D verwiesen.

3. 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. 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.

Im Abschnitt G „Höchstdruckanlagen“ sind die Vorteile der hohen Spannung ausführlicher behandelt.

Mit Rücksicht auf die gegenüber den Mitteldruckanlagen höheren Anlagekosten der Hochdruckkraftwerke sucht man diese möglichst als Grundlastwerke zu verwenden, um den Ausnutzungsgrad zu verbessern.

Zudem ist auch eine gleichmäßige Betriebsweise bei hochüberhitztem Hochdruckdampf zweckmäßig.

Diese Anlagen arbeiten dann meistens in der Weise, daß 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 austretende Dampf wird entweder unmittelbar 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.

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 über den zweckmäßigsten Druck entscheiden.

Näheres hierüber siehe im Aufsatz von O. Schöne [7] sowie im Abschnitt G dieses Buches. Eine eingehende vorherige Untersuchung ist besonders dort nötig, wo Kondensationsturbinen nachgeschaltet sind. Hier bedingt der hohe Dampfdruck der Vorschaltanlage meistens die Notwendigkeit einer Zwischenüberhitzung, da sonst die letzten Stufen der Kondensationsturbine zu nassen Dampf erhalten. Nur bei sehr

hoher Anfangsüberhitzung läßt sich manchmal die mit Rücksicht auf die Anlagekosten und Betriebsvereinfachung unerwünschte Zwischenüberhitzung vermeiden.

Beispielsweise muß bei einem Anfangsdruck der Vorschaltanlage von 110 atü, die auf einen Gegendruck von 25 atü arbeitet (= Anfangsdruck der vorhandenen Kondensationsturbinen), die Dampftemperatur mit 520 bis 530° C festgelegt werden, wenn man eine Zwischenüberhitzung vermeiden will.

Anlagen mit Kesseldrücken bis 45 atü sind schon in sehr großer Anzahl ausgeführt. Recht viele neue Anlagen arbeiten schon mit einem Dampfdruck von 60 bis 80 atü, und im letzten Jahrzehnt findet der Höchstdruckdampf von 100 bis 130 atü immer mehr und mehr Verwendung. Auch die Dampftemperaturen wurden gesteigert. Man baut heute Anlagen mit 500 bis 520° C Überhitzung, und es hat sich gezeigt, daß solche Anlagen durchaus wirtschaftlich und betriebssicher erstellt werden können, vorausgesetzt, daß bei der Planung, Berechnung und Ausführung genügend Sorgfalt und Sachkenntnis angewandt wird.

Selbstverständlich gehören umfangreiche Erfahrungen und eine besonders vorgebildete, geschulte Bedienungsmannschaft dazu, um Anlagen dieser Art mit Erfolg zu erstellen und um sie auch störungsfrei zu betreiben.

Die Kessel zur Erzeugung dieses hochgespannten Dampfes sind Wasserrohrkessel. Es gibt eine große Zahl von Sonderbauarten, wie den Atmos-Kessel des schwedischen Ingenieurs Blomquist, den Benson-Kessel der SSW-Werke, den Schmidtschen, den Löffler-Kessel und den Velox-Kessel sowie den Sulzer-Einrohrkessel, die bei ihrer besonderen Bauart noch eine weitere Erhöhung der Temperatur gestatten.

Bei der Ausführung der Höchstdruckanlagen sind in erster Linie die Werkstofffragen von ausschlaggebender Bedeutung. Die hohen Dampfdrücke in Verbindung mit den entsprechenden Dampftemperaturen bedingen die Verwendung von hochlegierten Sonderstählen, um nicht übermäßige Abmessungen zu bekommen.

Die besonderen Eigenschaften dieser Stähle, wie Warmstreckgrenze, Dauerstandfestigkeit, Kerbzähigkeit, Alterungsbeständigkeit, gegebenenfalls auch Schweißbarkeit sind genauestens zu berücksichtigen. Bei sehr hohen Dampftemperaturen über 520° spielt auch die Zunderbeständigkeit eine wichtige Rolle.

Der Rohrleitungs-Ingenieur muß sich klar darüber sein, welche Beanspruchungen für eine entsprechende Sicherheit noch zulässig sind und muß die genaue Berechnung der auftretenden Spannungen ganz beherrschen.

Die bisherigen Untersuchungen der Materialforschungsanstalten sowie diejenigen der Herstellerwerke selbst haben für die meisten der gebräuchlichen Stähle eine sichere Berechnungsgrundlage geschaffen.

Es ergibt sich von selbst, daß bei der Planung solcher Anlagen der Besteller nicht bloß das preisliche Moment berücksichtigen darf, sondern auch prüfen muß, ob ihm bei dem günstigen Angebotsteller 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 Sondererfahrungen heranziehen.

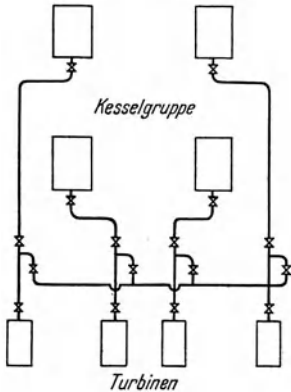


Abb. 15. Blockschaltung mit Querverbindung.

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.

Stimmt die Leistung eines Kessels oder einer Kesselgruppe mit der Schluckfähigkeit der Turbine überein, so wird häufig die sog. Blockschaltung angewendet, die ein Überkreuzfahren nur als Notmaßnahme gelten läßt und hierzu nur eine einfache Querleitung zwischen den einzelnen Blockgruppen vorsieht. Mit Vorteil wird in diesem Falle die „Direktschaltung“ gewählt (Abb. 15), bei der die Zuleitung des Dampfes auf dem kürzesten und einfachsten Weg mit den geringsten Widerständen zur Turbine erfolgt; die Querverbindung liegt im Nebenschluß und dient dem Druckausgleich und einem gelegentlichen Überkreuzfahren. Gegenüber der Ringleitung erfordert diese Schaltung weniger Armaturen und weist trotzdem eine hohe Betriebssicherheit auf. Durch die einfache Dampfführung ergibt sich ein geringer Druckverlust. Diese Schaltung eignet sich in gleichem Maße für Mitteldruck- wie Höchstdruckanlagen, soweit die Kessel- und Turbinenleistungen übereinstimmen.

Bei der Wichtigkeit des ganzen Stoffes sind im Abschnitt II/G die Berechnungen und Werkstofffragen für Hoch- und Höchstdruckanlagen — die natürlich zum Teil auch für die Speiseleitungen zu beachten sind — besonders behandelt.

4. Rohrleitungen für Speisepumpen.

Zur Aufrechterhaltung eines geordneten Dampfbetriebes sind neben den Hauptfrischdampfleitungen auch die Kesselspeiseleitungen von großer Wichtigkeit, da von deren sachgemäßer Anordnung und Ausführung die Sicherheit des Betriebes in hohem Maße abhängig ist. Ein Versagen der Speisung bringt die Kessel in Gefahr, besonders bei dem

geringen Wasserinhalt der modernen Höchstdruckkessel. In jedem Falle ist eine erhebliche Störung in der Dampflieferung die Folge. Aus diesem Grund ist auch der Ausbildung der Rohrleitungen für die Speiseeinrichtung volle Aufmerksamkeit zu schenken.

Speisepumpen. Für die Speisung der Dampfkessel kommen Kolbenpumpen, Hochdruckkreiselpumpen und Dampfstrahlpumpen zur Anwendung. Die Kolbenpumpen sind meist schwingradlose Dampfpumpen:

sie können jedoch auch mittels Riementrieb oder Elektromotor angetrieben werden. Besonders günstig mit Rücksicht auf Schwingungsfreiheit stellen sich die Knorr-Tolkien-Pumpen und Kreiselpumpen. Diese werden meistens unmittelbar 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 oder für die Speisewasservorwärmung verwendet.

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 Art eine Dampfstrahlpumpe als zweite Speiseeinrichtung gewählt. Wegen der leichten Anschlußmöglichkeit an ein elektrisches Netz wird ebenfalls oft eine Pumpe mit elektrischem Antrieb als Bereitschaft vorgesehen.

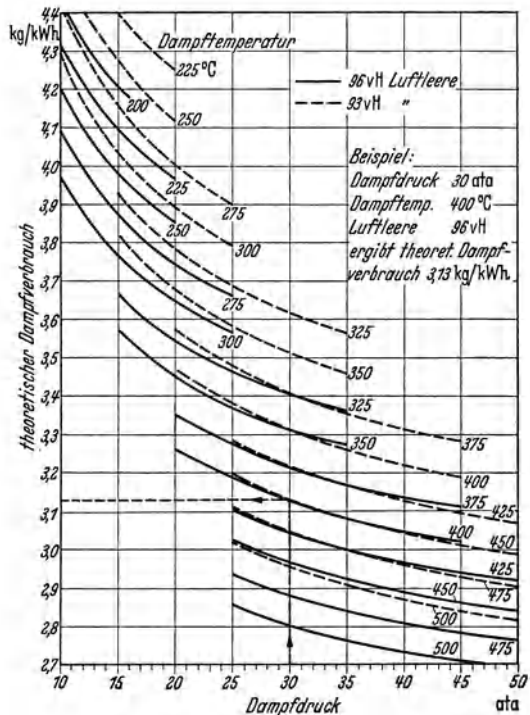


Abb. 16. Theoretischer Dampferbrauch von Kondensationsmaschinen. Arch. Wärmew. Arbeitsblätter.

In den meisten modernen Kraftwerken werden sowohl mittels Dampf als auch elektrisch angetriebene Kreiselpumpen nebeneinander aufgestellt.

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

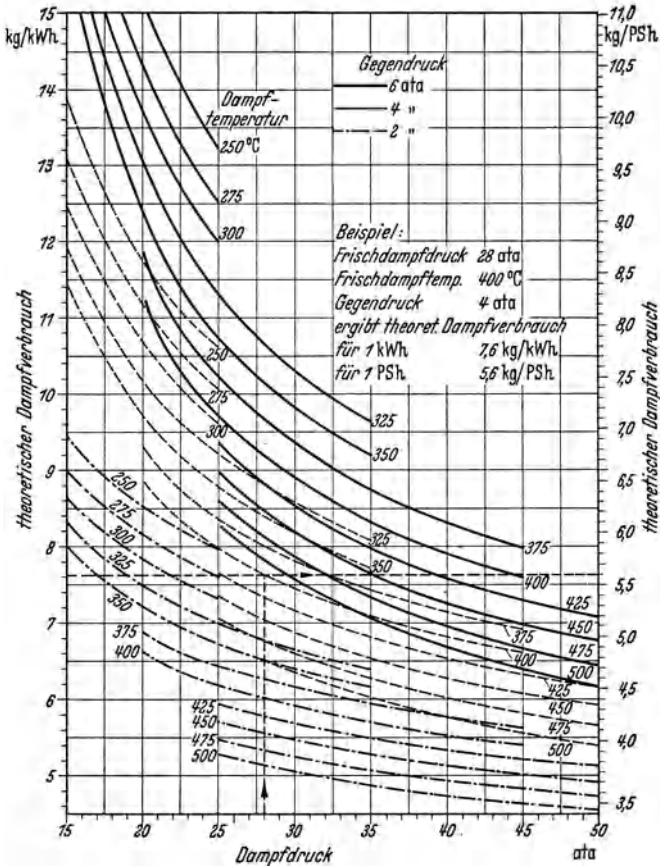


Abb. 17. Theoretischer Dampfverbrauch von Gegendruckmaschinen. Arch. Wärmew. Arbeitsblätter.

Häufig ist beim Entwurf von Rohrleitungsanlagen nur die Fördermenge der Pumpe gegeben, während der Konstrukteur auch die für den Antrieb der Pumpe erforderliche Dampfmenge zwecks Bemessung der Rohrleitung benötigt. Für diesen Zweck sei ein einfacher Rechnungsgang nachstehend angegeben.

Die theoretische Leistung der Pumpe bei einer Fördermenge von

Q m³/h und einer Förderhöhe von h m ist

$$L_{\text{theor}} = \frac{Q \cdot h \cdot 1000}{3600 \cdot 75} = \frac{Q \cdot h}{270} \text{ PS.}$$

Aus der Abb. 16 „Theoretischer Dampfverbrauch“ (von Gegendruckmaschinen) kann man die benötigte Dampfmenge je PSh bei verschiedenen Betriebsverhältnissen ablesen und multipliziert sie mit der errechneten Leistung.

Damit erhält man die theoretische Dampfmenge, die noch durch den Gesamtwirkungsgrad des Pumpensatzes zu dividieren ist, also

$$\text{Dampfmenge } D = \frac{D_{\text{theor}}}{\eta_{\text{turb}} \cdot \eta_{\text{Pumpe}}} \text{ in kg/h.}$$

Der Gesamtwirkungsgrad kann für Überschlagsrechnungen genügend genau mit

$$\eta_{\text{ges}} = \eta_{\text{turb}} \cdot \eta_{\text{Pumpe}} = \begin{array}{l} 35\text{—}40 \text{ vH für kleine Leistung} \\ 40\text{—}50 \text{ vH für größere Leistung} \end{array}$$

geschätzt werden.

Bei ununterbrochener Speisung bleibt der Wasserstand im Kessel 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 zusammenhängende Überbeanspruchung des Rohrmaterials eintritt. Bei Kreiselpumpen besteht diese Gefahr nicht; hier kann — auch wenn die Förderung aufhört — der Druck niemals über eine durch die Drehzahl bestimmte Grenze steigen. Dagegen erwärmt sich das Speisewasser, wenn die Pumpe gegen einen geschlossenen Schieber fördert, durch die Reibung und es kann die Erwärmung bis zur Dampfbildung steigen, was durch besondere Rücklaufeinrichtungen vermieden wird.

Wie schon vorstehend erwähnt, werden bei kleinen Anlagen oft als zweite Speiseeinrichtungen Dampfstrahlpumpen aufgestellt. Bei diesen läßt sich die Wassermenge nur in beschränktem Umfange regeln; es wird deshalb mit Unterbrechung gespeist. Der Dampfverbrauch der Strahlpumpen 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. Mehrere zu einem Betrieb vereinigte Dampfkessel werden hierbei als ein Kessel angesehen. Zwei oder mehrere Speisevorrichtungen, die zusammen die geforderte Leistung ergeben, sind als eine Speisevorrichtung zu werten. Für jeden einzelnen Fall ist die Wassermenge fest-

zulegen; es ist dabei zu berücksichtigen, daß bei den modernen Kesseln die spezifische Heizflächenbeanspruchung erheblich gesteigert worden ist und bei den einzelnen Bauarten für das Verhältnis der erzeugten Dampfmenge zur Heizfläche des Kessels sich oft ziemlich abweichende Werte ergeben.

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

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 Bauart 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. Besondere Aufmerksamkeit verdienen die Saugleitungen der Kolbenpumpen. Bei Dampfstrahlpumpen 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 daraus für Rohrleitung und Pumpe ergeben, lassen sich jedoch durch die Einschaltung eines Windkessels in die Saugleitung — möglichst nahe der Pumpe — vermindern.

Noch besser eignet sich für diesen Zweck der sog. Knorr-Schwimmerstoßdämpfer. Dessen konstruktiver Vorteil liegt vor allen Dingen darin, daß das mit Rücksicht auf die Korrosionsgefahr sorgfältig entgaste Speisewasser fast keine Berührungsmöglichkeit mit der Luft des Windkessels hat und sich somit nicht von neuem mit Sauerstoff anreichern kann.

Die Geschwindigkeit in der Leitung nehme man nicht zu hoch an. 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 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 Strahlpumpen

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. Auch höhere Temperaturen sind zulässig, wenn das aus einem hochgelegten Speisewasserbehälter zufließende Wasser unter einem so hohen Druck steht, daß eine Dampfbildung in der Saugleitung unter allen Umständen verhindert wird.

Bei Verlegung der Saugleitung ist stets darauf zu achten, daß starke Verengungen vermieden und schädliche Stöße dem Betrieb ferngehalten werden. Aus diesem Grunde sind scharfe Knicke zu vermeiden und nur schlanke Krümmungen anzuwenden.

Bei Speisewasserleitungen ist außerdem auf folgendes zu achten: Die Korrosion 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 selbsttätig wirkende 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 auszuscheiden.

Unter den Entgasungsapparaten unterscheidet man mechanisch und chemisch wirkende.

Ein anderes Verfahren stellt die Verdampfung des Zusatzwassers dar. Dieses wird besonders bei schlechtem Rohwasser angewandt und hat ferner den Vorteil, daß außerdem alle anderen Verunreinigungen vom Kessel ferngehalten werden.

Für die Saugleitungen werden als Absperrorgane 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 (Abb. 204).

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

Um ein Ansaugen von Außenluft zu verhüten, ist auf die Ausführung der Rohrverbindungen großer Wert zu legen. Als solche kommen

bei Stahlröhren diejenigen mit aufgewalzten Flanschen (DIN 2581) oder aufgeschweißten Bunden und losen Flanschen (DIN 2650, 2656, siehe Flanschübersicht DIN 2500), bei Gasröhren mit aufgeschraubten Gewindeflanschen (DIN 2566) zur Verwendung. Als Dichtungsmaterial wählt man bei kaltem Wasser Gummi, bei heißem Klingerit bzw. gleichwertige Asbest-Faserdichtungen. 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 unmittelbar dem Kesseldruck ausgesetzt. Wegen der auftretenden Leitungswiderstände ist für die Berechnung der Druck sogar 10 bis 50 vH über den Kesseldruck einzusetzen.

Für die Druckleitung verwendet man — dem hohen Druck entsprechend — nahtlose Stahlrohre; für die Rohrverbindung Aufwalz- oder Vorschweißflanschen (DIN 2583 bis 2584 bzw. 2634 bis 2636), eventuell Aufwalznietflanschen bzw. mit zusätzlichen Befestigungen wie bei den Dampfleitungen.

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

Kupfer als Rohrwerkstoff scheidet mit Rücksicht auf die Rohstofflage aus. Man wird vielmehr bestrebt sein, durch gründliche Abscheidung der Luft, eventuell 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 Sonderstahl beziehen.

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

Als Absperrorgane kommen Ventile und Schieber 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° in Rotguß, darüber in Nickellegierung, Phosphorbronze oder aufgeschweißtem Niro-Stahl, die Spindeln ebenfalls in Rotguß, Schmiedebronze oder Sonderstahl ausgeführt werden. Wegen des geringeren Reibungswiderstandes finden bei Durchmessern über 80 mm nur noch Schieber, in neuester Zeit auch widerstandsgeringe Ventil-Sonderbauarten Verwendung.

Den Kesselvorschriften gemäß wird in jede Speiseleitung — möglichst nahe am Kesselkörper — ein Speiseventil (Rückschlagventil) eingebaut,

das beim Abstellen 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 möglichst in Pumpennähe aufgestellt. Hier sind besonders die Knorr-Schwimmerstoßdämpfer wegen ihrer geringen Luftaufnahme zu erwähnen.

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

Rückschlagklappen mit selbsttätiger Rücklaufvorrichtung waren schon früher erwähnt.

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

Die Druckleitung soll von der Pumpe aus ansteigend geführt werden, so daß Luftsäcke vermieden und die Entlüftung am höchsten Punkt 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 eventuell eintretenden Schäden in den Hauptsträngen der Speiseleitungen die Wasserversorgung der Kessel keine Unterbrechung erleidet — werden auch die Speisewasserdruckleitungen, ähnlich wie die Hauptdampfleitungen, als Doppel- oder Ringleitungen ausgebildet.

Infolge der durch die Vorwärmung hervorgerufenen hohen Temperatur des Speisewassers bis 180° entstehen Längenänderungen der Leitung, die bei langen Strecken nicht mehr von den in den Strecken vorhandenen Bogen aufgenommen werden können. Man wählt als Ausdehnungsvorrichtungen Federrohre in Lyra- oder ähnlich gestalteter Form.

Zur Speisewassermessung, die zugleich diejenige der Dampferzeugung angibt, werden Flügelrad-, Kolben- oder Venturiwassermesser in die Druckleitung eingebaut.

Bei der Bemessung der Speiseleitungen legt man Wassergeschwin-

digkeiten von 1,5 bis 3 m/s zugrunde, und zwar sind bei Anwendung von Kreiselpumpen größere Geschwindigkeiten zulässig als bei Kolbenpumpen.

Kesselspeiseleitungen werden auch öfters mit für Feuerlöschzwecke benutzt. Es ist jedoch zweckmäßiger, die Feuerlöschleitungen unmittelbar an die Pumpen anzuschließen.

Für Speisewasserdruckleitungen von Hoch- und Höchstdruckanlagen gelten grundsätzlich die gleichen Gesichtspunkte. Für die Rohre wird, je nach dem Kesseldruck, normaler oder mittelharter Stahl mit entsprechender Wandstärke gewählt. Für die Verbindungen nimmt man entweder Vorschweißflansche oder vorgeschweißte Bunde mit losen Ringflanschen. Häufig finden auch Gewindeflansche Verwendung.

Die Formstücke werden aus Stahlguß ausgeführt, seltener aus dem Vollen geschmiedet.

Die Entlüftung der Speisedruckleitungen ist hier, mit Rücksicht auf die bei den Höchstdruckkesseln weit größere Korrosionsgefahr noch wichtiger als bei den Mitteldruckanlagen.

5. 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 Kraft ein Bedarf an Wärme vorhanden ist, wie dies beispielsweise bei Kochapparaten der chemischen Industrie, Trocknungsanlagen, Raumheizung usw. der Fall ist. 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 wirtschaftlich. 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 bis 25 m/s. Durch entsprechende Leitungsführung und Vermeidung scharfer Krümmer usw. ist der Reibungswiderstand niedrig zu halten.

Für eine sorgfältige Entwässerung muß Sorge getragen werden.

Sofern das Niederschlagwasser aus dem Abdampf der Kolben-

maschine wieder zur Kesselspeisung benützt werden soll, ist in die Abdampfleitung ein Ölwasserabscheider einzubauen, ebenso bei unmittelbarer 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. Bei Abdampfanlagen finden selbsttätig wirkende Auspuffventile (Abb. 18) Verwendung, die gegen die äußere Atmosphäre dicht abschließen und bei eintretendem Überdruck im Kondensator einen raschen Auslaß gestatten.

Nur in Ausnahmefällen arbeiten standortfeste 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 der Rohrdurchmesser genügend groß gewählt werden, um eine schädliche Rückwirkung auf die Maschine zu vermeiden. Eine Isolierung des Abdampfrohres kann unterbleiben.

An der tiefsten Stelle des aufsteigenden Stranges ist durch Schaffung eines Wassersackes nebst anschließendem Erdsiphon (Abb. 19 und 20), 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.

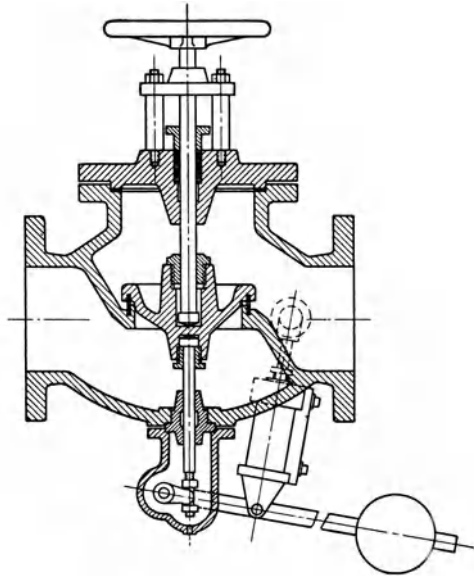


Abb. 18. Selbsttätiges Auspuffventil.

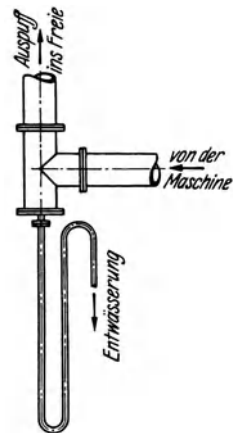


Abb. 19. Wassersack mit Entwässerungs-siphon.

Am oberen Ende des Stranges, welches über das Dach hinausragt, ist zweckmäßig eine Regenhaube anzubringen; für größere Dampfmengen empfiehlt sich statt der Haube die Anordnung eines Schalldämpferwasserfanges, um einerseits das lästige Geräusch des ausströmenden Dampfes zu vermeiden, andererseits, um das in ihm enthaltene Wasser und Öl aufzufangen (Abb. 20).

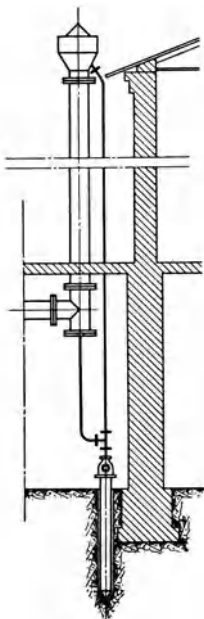


Abb. 20. Auspuffleitung mit Schalldämpfer und Erdsiphon.

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

Als Flanschverbindung wählt man bei kleineren Durchmessern aufgeschraubte Flanschen (DIN 2565), bei den größeren Durchmessern aufgewalzte Flanschen oder umbördelte Enden und lose Flanschen (DIN 2641 und 2642), auch vorgeschweißte Bunde und lose Flanschen (DIN 2672 und 2673).

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 Dehnungsausgleicher eingebaut werden. Als solche haben sich Faltenrohr-, Linsenausgleicher und Metallschläuche bewährt.

6. Kondensatorrohrleitungen.

Aus dem Bestreben, die Energie des Dampfes in der Kraftmaschine weitestgehend auszunützen, geht die Verwendung von Kondensatoren hervor. Bei Auspuffkolbenmaschinen herrscht hinter dem Kolben noch eine Spannung von etwa 1,15 bis 1,2 ata, durch Kondensation verringert sich dieselbe auf 0,15 bis 0,2 ata. Bei Turbinen kann eine Ausnützung des Dampfes bis auf 0,04 ata entsprechend 96 vH Luftleere erreicht werden.

Es sind zwei Arten 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 auf den Wandungen eines Kühlrohrbündels kondensiert, welches im Innern wassergekühlt ist.

Die Mischkondensatoren sind billiger in ihrer Anschaffung als die Oberflächenkondensatoren und können mit verhältnismäßig unreinem

Wasser betrieben werden. Die Oberflächenkondensatoren ergeben aber einen besseren Unterdruck, ihr Kraftbedarf ist geringer und das bei Dampfturbinen ölfreie Kondensat kann unmittelbar wieder zur Kesselheizung 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 keine tiefere Luftleere als 80 bis 85 vH; bei Dampfturbinen, wo sich der Dampfdruck weiter ausnützen läßt, beträgt diese 95 bis 97 vH 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 vH.

Der Leistungsverbrauch der Kondensationsanlage beträgt etwa 3 vH der Maschinenleistung.

Bei Rückkühlung erfolgt der Kühlwasserumlauf mittels einer Pumpe, die das Wasser durch den Kondensator und dann durch die Kühlwasserrohre zum Kühlwerk drückt. Von dort fließt es dann durch natürliches Gefälle oder infolge der Saugwirkung zur Pumpe zurück und vollendet so den Kreislauf.

Als Kühlwerke kommen in Frage: Kühlturm, Gradierwerk oder Kühlteich, eventuell 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° C, aus Flüssen und Teichen 10 bis 25°, bei rückgekühltem Wasser etwa 30°. Das heiße Kondensat wird in einen Speisewassersammelbehälter geleitet und von dort durch die Speisepumpe den Vorwärmern und Kesseln zugeführt.

Zur Entfernung des Ölwassers aus den Dampfentölnern und des Kondenswassers aus den Abdampfleitungen, die nicht mit Gefälle zum Kondensator verlegt werden können, dienen besondere Einrichtungen, weil verhütet werden muß, daß die Luftleere 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 Unterdruckleitung

geschlossen, wenn der Sammelbehälter nach dem Freien geöffnet ist. Nach dem gleichen Grundsatz werden sowohl selbsttätig wirkende, als auch von Hand zu bedienende Ableiter gebaut.

Kühlwassermenge. Die erforderlichen Kühlwassermengen sind außer von der Tiefe der gewünschten Luftleere 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 50- bis 65fache.

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

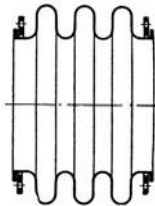


Abb. 21. Linsenausgleichser.

Als Flanschverbindungen, die besonders bei Unterdruckleitungen sorgfältig hergestellt sein müssen, weil eine schlechte Luftleere den Wirkungsgrad der Maschine verschlechtert, wählt man bei kleineren Durchmessern aufgewalzte Flanschen (DIN 2581 oder 2582), bei größeren Durchmessern solche mit umgebördelten Enden und losen Flanschen (DIN 2640 oder 2641) oder mit aufgeschweißten Bunden und losen Flanschen (DIN 2652 bis 2653).

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, eventuell auch am Kondensator selbst, sind Belüftungsvorrichtungen vorzusehen. Bei der Anordnung der Leitungen sind unnötige Widerstände zu vermeiden.

Für die Ausführung 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 schmiedeeiserne Linsenausgleichser (Abb. 21) 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. 22) oder ein Auspuffventil (Abb. 18) selbsttätig geöffnet wird, die einen raschen Auslaß gestatten.

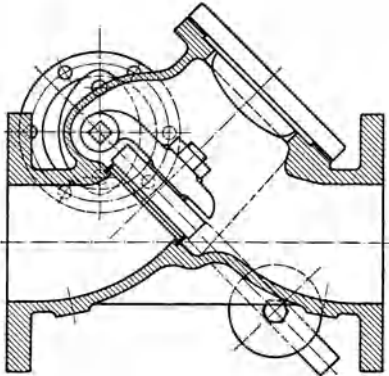


Abb. 22. Auspuffklappe.

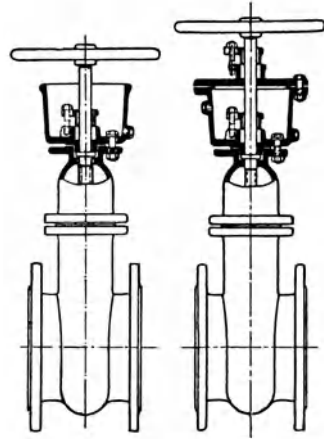


Abb. 23. Schieber mit Wassertasse.

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

Bei Unterdruckleitungen ist die Stopfbüchse der Absperrschieber die zumeist undicht werdende Stelle, durch welche atmosphärische Luft in die Leitung eintreten kann, die die Luftleere im Kondensator verringert. Man verwendet deshalb bei Unterdruckleitungen mit Vorteil Schieber mit Wassertopf (Abb. 23). Letzterer verhindert durch die Wasserfüllung den Lufteinlaß an der Stopfbüchse.

7. Kondenswasserleitungen.

Kondensatbildung. Das Kondenswasser, welches sich bei der Inbetriebnahme in der kalten Rohrleitung oder im normalen Betrieb durch die unvermeidlichen Wärmeverluste bildet, muß schnell und sicher abgeführt werden, 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 kann 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.

Eine einander entgegengerichtete Strömung von Dampf und Kondensat ist durch entsprechende Anordnung der Entwässerungsstellen möglichst zu vermeiden

Wasserabscheider. Die Wirkungsweise der Wasserabscheider, die auch gleichzeitig als Schlammfänger und Ausgleichbehälter dienen, beruht auf dem großen Gewichtsunterschied von Dampf und Wasser. Bei plötzlichem Richtungswechsel des Dampfstromes, der durch eingebaute Querwände, Einhängerohre, Siebe und dergleichen erreicht wird, behalten die Wasserteilchen ihre Bewegungsrichtung bei und sondern sich vom Dampf ab. Jedes Rohrknie kann zur Wasserabscheidung benutzt werden.

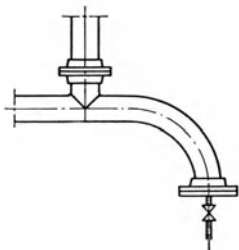


Abb. 24. Entwässerungs-sack.

Sehr gut haben sich Wasserabscheider mit tangential am Mantel angesetztem Eintrittsstutzen und nach oben gerichtetem Austrittsstutzen ohne jegliche weiteren Einbauten bewährt. Durch den tangentialen Eintritt wird der Dampf im Wasserabscheider in kreisende Bewegung versetzt und sondert das Kondensat ohne nennenswerten Druckverlust (der sonst durch die Einbauten wie Prallbleche, Einhängekrümmer usw., verursacht wird) durch die Fliehkraft des spezifisch schwereren Wassers ab. Die kreisende Bewegung des im Unterteil des Wasserabscheiders sich sammelnden Kondensats muß unter allen Umständen durch entsprechende Formgebung vermieden werden, da sonst gefährliche Auswaschungen im Wasserabscheider entstehen können.

Eine einfache Art der Wasserabscheidung stellt Abb. 24 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 den Blindflansch angebrachte Ventil ist so weit geöffnet, daß das sich bildende Kondensat abfließen kann, ohne daß der Dampf austritt (Nadelventil).

Bei Sattdampfleitungen von kleinerem Durchmesser verwendet man Wasserabscheider in gußeiserner Ausführung, bei höheren Drücken und überhitztem Dampf bestehen diese aus Stahlguß. Bei größeren Leitungsdurchmessern geht man zur Kessel- oder ähnlichen Form über, deren

Mäntel und Böden aus Blech bestehen und genietet oder geschweißt werden. Bei den Anlagen für Höchstdruck verwendet man auch solche in nahtlos geschmiedeter Ausführung aus Stahl von hoher Festigkeit.

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

Wegen der eventuell durch die Wasserabscheider aufzunehmenden Wasserschläge sind diese sehr hoch beanspruchte Teile einer Dampfleitung, was eine zuverlässige Ausführung bedingt.

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

Um die schädlichen Wirkungen zu vermeiden, die — neben dem Wasser — in den Leitungen mitgeführte Unreinigkeiten an den Maschinen, besonders an den Schaufeln der Turbinen, hervorrufen, empfiehlt es sich, unmittelbar vor den Maschinen, zwischen Wasserabscheider und Maschine oder in diesem, ein auswechselbares Damfsieb einzubauen. Die Sieblöcher sollen höchstens 3 bis 4 mm betragen und im Gesamtquerschnitt etwa dem dreifachen Rohrquerschnitt entsprechen.

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. Der Dampfverbrauch der Rückspeiser ist gering und eine Wartung kaum nötig.

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

Um die im Topf sich bildende Luft abzuführen, ist oben am Topf ein 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 Kondenstöpfe nicht verwandt werden, hierfür sind besondere Hebeapparate aufzustellen.

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 Überwachung der Wirkungsweise werden oft hinter denselben Schaugläser oder Dreiweghähne angeordnet.

Um bei Instandsetzung oder Auswechslung des Kondenswasserableiters den betreffenden Entwässerungsstrang nicht abstellen zu müssen, empfiehlt es sich, eine getrennte Umführungsleitung anzuordnen, wie sie in Abb. 25 dargestellt ist.

Für die beim Anwärmen der Leitungen anfallenden großen Kondensatmengen werden freie von Hand betätigte Entwässerungsstellen mit

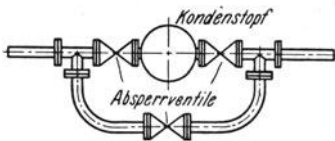


Abb. 25. Kondensstopp mit Umführungsleitung.

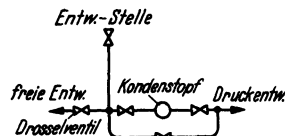


Abb. 26. Kombinierte Druck- und freie Entwässerung.

einem Absperrventil (bei Hochdruckleitungen mit dahintergeschaltetem Drosselventil) angeordnet, die zu einem getrennten Behälter für druckloses Kondensat zusammengeführt werden. Häufig werden die freien und die selbsttätigen Entwässerungen gemäß Abb. 26 miteinander vereinigt.

Das im Betrieb anfallende Druckkondensat kann in manchen Fällen auch ohne Zwischenschaltung von Kondenstöpfen einer dem Druck in der Leitung entsprechenden Stufe der Kesselspeisepumpe zugeleitet werden.

8. 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 die Wandungen des Kessels oder der Siederöhre festsetzen, oder sich als loser Schlamm im unteren Teil des Kessels sammeln bzw. eine Anreicherung des Kesselwassers an Zusatzstoffen verursachen. Das Abschlämmen muß öfters, oft mehrmals am Tage, oder ununterbrochen erfolgen.

Damit dies auch wirksam und sicher ausgeführt werden kann, ist es ein erstes Erfordernis, die Armaturen (Hähne, Schieber oder Ventile) so zu bauen, daß sie stets leicht gangbar sind. Die Innengarnitur der-

selben 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 Abblavorrichtung durch Hand- oder Fußbetätigung muß ebenfalls Rücksicht genommen werden.

Um Wasserverlusten vorzubeugen, werden zweckmäßig stets zwei Absperrvorrichtungen hintereinander geschaltet. 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 überwachungspflichtig.

An die Leitung eventuell angeschlossene Niederdruck-Abblableitungen müssen durch Ventile abstellbar sein.

Als Material für die Leitung zwischen Kessel- und Abblavorgan 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.

Ausführungsarten. Die Zentralheizungen gliedern sich in drei Hauptgruppen:

1. Die Luftheizungen, bei denen Luft als Wärmeträger dient,
2. die Warmwasserheizungen, die heißes Wasser führen und
3. die Dampfheizungen. Bei diesen unterscheidet man:
 - a) Hochdruckdampfheizungen,
 - b) Niederdruckdampfheizungen.

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

Die unmittelbare Hochdruckdampfheizung ist wegen der in den Heizkörpern auftretenden hohen Temperaturen und der dadurch verursachten Staubversengung mit gesundheitlichen 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° C) hauptsächlich für Fernheizanlagen in Betracht.

Für Wohnräume ist die Warmwasserheizung mit einer Vorlauf-temperatur von rund 95° C am zweckmäßigsten.

Hinsichtlich der Heizungen allgemein sei auf die im Anhang beigegebene Schrifttumübersicht verwiesen. Mit Rücksicht darauf, daß dieses Gebiet sehr ausführlich darin behandelt wurde, sollen nur einige allgemein interessierende Fragen kurz gestreift werden. Ein klassisches Werk auf diesem Gebiet stellt „Rietschels Heiz- und Lüftungstechnik“ von H. Gröber dar [71].

Abwärmeheizung. In den Abschnitten I/A 2 und 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 man wird den Dampf unmittelbar den Verbrauchsstellen zuführen müssen. Es ist bei dieser Anordnung damit zu rechnen, daß der Gegendruck der Maschine verhältnismäßig hoch wird, deshalb muß 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 am 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 unmittelbar gefeuertem Kessel.

Hochdruckfernheizung. In einem reinen Fernheizbetrieb, also ohne vorgeschaltete 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. Für Hochdruckdampf spricht der Umstand, 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 begeharen Kanälen abgelagert sein.

Man hat in letzter Zeit vielfach mit Erfolg versucht, den teuren und daher unerwünschten Kanal zu vermeiden und die Rohrleitung unmittelbar in die Erde zu verlegen. Die Leitungen werden mit einer hierfür besonders ausgebildeten Isolierung umgeben, die so geartet ist, daß die Rohrleitung der Wärmedehnung zufolge sich ungehindert innerhalb der Isolierung bewegen kann. Letztere bekommt außen einen wasserundurchlässigen Hartmantel, der die eigentliche Isolierschicht vor Nässe schützt.

Für die notwendigen Ausgleicher müssen allerdings von außen zugängliche Schächte vorgesehen werden, um die Betriebssicherheit dieser Teile überwachen zu können.

Diese Art der sozusagen unmittelbar im Erdreich verlegten Rohrleitungen ist erst durch die Fortschritte der Schweißtechnik möglich geworden. Dadurch werden die vielen Flanschverbindungen vermieden und die Überwachung vereinfacht.

Auch sind schon Fernleitungen — soweit es sich um unbebautes Gelände handelte — als Freileitung, d. h. oberirdisch verlegt worden, was eine weitere Verbilligung und Vereinfachung der Betriebsüberwachung bedeutet. Hier muß der Ausbildung der Rollenlager erhöhte Aufmerksamkeit geschenkt werden, um diese auch nach längerer Betriebszeit vor Verschmutzung und Festrosten zu schützen.

An den tiefsten Punkten ist durch Einschalten von Wasserabscheidern für wirksame Entwässerung Sorge zu tragen.

Die Vorlaufleitung kann zweckmäßig als Doppelleitung ausgeführt werden, wobei die eine zur Bereitschaft 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 eventuell geplanter Erweiterungen.

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

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

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

Das durch Kondensation des Dampfes in den Heizkörpern sich bildende Niederschlagswasser 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 überein-

stimmt, eingeschaltet wird. Bei Hochdruckdampfheizungen kommen an Stelle dieser Schleifen Kondenswasserableiter ähnlicher Bauart, 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.

Um die unvermeidlichen Wärmeverluste auszugleichen, wird bei Überbrückung größerer Entfernungen die Heißwasserheizung mit einer Wassertemperatur von über 100° C angewendet. Es gelten dann in bezug auf die Wärmedehnung und Lagerung der Rohre dieselben Gesichtspunkte wie bei Dampfleitungen. Auch hier kann von der oben beschriebenen Verlegung unmittelbar im Erdreich mit Vorteil Gebrauch gemacht werden.

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

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

Rohrmaterial. Als Rohrmaterial für die Hauptleitungen kommen nahtlose Rohre in Frage, die mit Aufwalzflanschen (DIN 2581 oder 2582) versehen werden; bei Durchmessern über 400 mm wassergeschweißte Rohre mit umgebördelten Enden und losen Flanschen (DIN 2642) oder vorgeschweißten Bunden und losen Flanschen (DIN 2673). Eine zuverlässig ausgeführte Schweißverbindung ist nach dem oben Gesagten jedoch vorzuziehen, und es werden 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 Verlegung 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 Kondensstöpfe 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. Diese 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 beim Abstellen der Heizung durch die Kondensation des noch in den Heizkörpern befindlichen Dampfes ein Unterdruck 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 Heizkörper mit glatter Oberfläche benutzt, die den Vorteil der besseren Reinigungsmöglichkeit gegenüber Rippenrohren 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 Art von Heizungen die gewünschte Raumtemperatur nur dadurch wirksam regeln, indem man einen Teil der Heizkörper vollständig absperrt.

Hinsichtlich der Berechnung von Heizungsanlagen sei in erster Linie auf das Werk „Rietschels Heiz- und Lüftungstechnik“ von H. Gröber [71] verwiesen.

Mit Rücksicht auf die Wichtigkeit des Fernheizwesens sind von der Wirtschaftsgruppe der Elektrizitätsversorgung in Zusammenarbeit mit anderen Wirtschaftsgruppen die „Technischen Richtlinien für den Bau von Fernheizkanälen“ herausgegeben worden.

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 zusammenzufassen, 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.

Verteilungsnetze. Für die Verteilung des Gases können zwei Wege gewählt werden; entweder zweigen von dem Hauptspeisestrang voneinander getrennte Nebenleitungen ab (Verästelungsnetz) oder die Leitungen werden untereinander verbunden (Umlaufnetz). 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

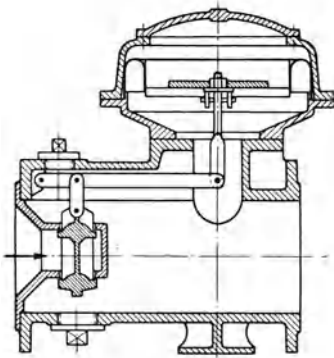


Abb. 27. Stadtdruckregler.

zu mit Nebensträngen durchzogen. Die Aufgabe deckt sich größtenteils mit der eines Wasserversorgungsnetzes; es sei daher auf die Abb. 63 bis 67 des Abschnittes I/J verwiesen, wo Beispiele von Verästelungs- und Umlaufnetzen gegeben werden.

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

Rohrmaterial. Von dem Gasbehälter bzw. Stadtdruckregler (Abb. 27) wird das Gas 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 gegen-

über 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 oder Aluminiumwolle nicht in gleichem Maße der Fall ist.

Eine viel angewandte Schweißverbindung für Gasleitungen ist die nach Abb. 28 und für kleine Abmessungen die Gewindemuffe nach Abb. 29. Eine gebräuchliche Muffenverbindung für Stahlrohre stellt Abb. 30 dar. Die Rohre sind gegen Rostangriff durch Asphaltierung zu schützen; in der Erde verlegte Stahlrohre auch noch zu bejuten. Einen widerstandsfähigeren äußeren Schutz stellt Bitumen mit Wollfilzumwicklung dar.

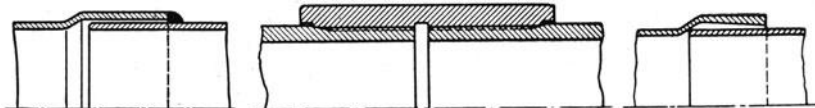


Abb. 28. Muffenschweißverbindung.

Abb. 29. Gewindemuffenverbindung.

Abb. 30. Stahlmuffenrohrverbindung.

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

Entwässerung. Jedes Gas, 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 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 welchen 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 absperrern 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 etwa 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, sogenannte A-, AA-, B-, BB-, C-, CC-Stücke usw. 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 Druckabfalls muß deshalb im Gasometer ein entsprechend höherer Druck vorliegen.

Ferngasversorgung. Wesentlich höhere Drücke kommen bei Ferngasleitungen in Frage. Ferngasleitungen wurden zuerst in Amerika gebaut, um das Naturgas von den Quellen nach den weit entfernt 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 100 000 km. Das kennzeichnende Merkmal für alle 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 einen Behälter darstellen und infolge des dauernd hohen Druckes keiner Regelung bedürfen, da sämtliche Verbraucher fast ausnahmslos ihren Bedarf mit Druckminderventilen regeln.

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

Auch in Deutschland wurden — im Rheinland und Westfalen — bereits im Jahre 1910 die ersten Gasfernleitungen gebaut und anschließend die Gasversorgung vom Ruhrgebiet bis zur Wupper und ins Bergische Land vorgetrieben. Mit Gründung der Ruhrgas A. G. bekam die Ferngasversorgung einen neuen, großen Auftrieb, so daß seit Jahren Ferngas bis nach Hannover geschickt wird und die Fernleitungen vom Ruhr- und Saargebiet sowie aus dem Aachener Bergbauggebiet inzwischen vereinigt wurden und damit die Ferngasversorgung des ganzen Westens praktisch vollzogen ist. Inzwischen erfolgte auch die Ferngasversorgung von den Hermann-Göring-Werken im Braunschweigischen in Richtung Hannover und nach Berlin und es dürfte wohl in absehbarer Zeit — nachdem auch im oberschlesischen und mittelschlesischen Kohlengebiet ein starker Auftrieb zu verzeichnen ist — eine geschlossene Ferngasversorgung von der Saar bis Oberschlesien bestehen.

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 300 mm das nahtlose Rohr, bei größeren Durchmessern das nahtlose oder mittels Wassergas überlappt geschweißte Rohr. Zur Verbindung der Rohre bedient man sich, mit Ausnahme der Anschlüsse an den Armaturen, wo Flanschverbindungen angewandt werden, nur der autogenen oder elektrischen Schweißung, und hier finden die in Abschnitt III/B 4 verzeichneten Schweißverbindungen, davon im Bergbaubereich besonders die Klöppler-Hakenschweißverbindung, vorteilhaft Anwendung.

Auf die Ausdehnung der Leitung ist durch Einbau von Ausdehnungsröhren Rücksicht zu nehmen. Als solche kommen bei dem hohen Druck

Faltenrohre oder Stopfbüchsen 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. 31) mit Ausblasekanal zur Anwendung; derselbe gestattet, sich ablagernde Unreinigkeiten zu beseitigen; auch erhält dessen Spindel einen Sicherungs-Vierkantschoner, um zu verhüten, daß der Schieber von unberufener Seite betätigt wird. Der Werkstoff des Schiebers ist bei Drücken bis etwa 10 at Gußeisen, darüber Stahlguß, die Dichtfläche von Schieberplatte und Gehäuse entweder aus demselben Werkstoff wie das Schiebergehäuse oder aus zinkfreier Bronze. Die Spindel ist aus Stahl oder geschmiedeter Bronze.

Das Gas wird den Verbrauchern unter dem normalen geringen Überdruck zugeführt, und man mindert den Druck meistens vor Eintritt in das Ortsnetz. Es gibt jedoch auch Anlagen, wo in dem Straßennetz ein Überdruck von etwa 1 at gehalten wird, um dadurch den Vorteil eines

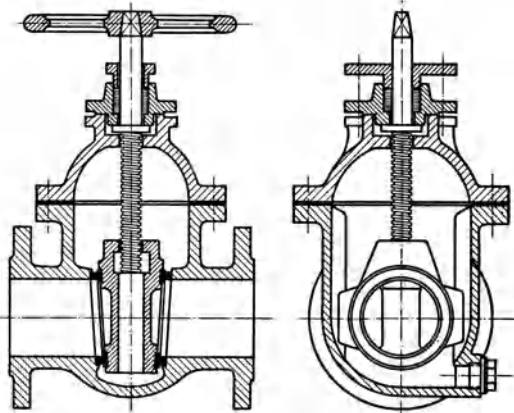


Abb. 31. Schieber mit Ausblasekanal für Entschlammung.

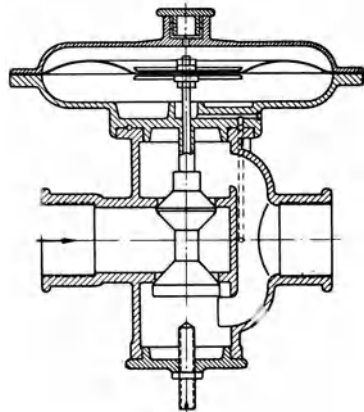


Abb. 32. Membrandruckregler.

kleineren Durchmessers der Rohre zu erreichen. In diesem Falle wird vor dem Gasmesser jedes Abnehmers ein kleiner Membrandruckregler (Abb. 32) 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.

Normen. Der Deutsche Normenausschuß hat im DIN-Blatt 2470 „Richtlinien für Gasrohrleitungen mit geschweißten Verbindungen von mehr als 200 mm Durchmesser und mehr als 1 kg/cm² Betriebsdruck“ grundlegende Festsetzungen getroffen über:

I. Anforderung an Werkstoff und Formgebung bei Herstellung der Rohre.

II. Herstellung und Prüfung der Schweißverbindungen an der Baustelle.

III. Geräte zum Schweißen.

IV. Verlegung und Überwachung der Gasrohrleitungen.

V. Anleitung für die Prüfung von Rohrschweißern und Schweißingenieuren.

Ferner sei auf die „Richtlinien für Gas- und Wasserversorgung“ DIN 2425, Febr. 1940, verwiesen.

Am Schluß des Buches ist für Gasleitungen und deren Berechnung eine Schrifttumübersicht gegeben.

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, Verdichtern und Gebläsen ausgedehnte Verwendung finden und durch Hochofengichtgas, besonders Kraftgas, eventuell 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 (Abschnitt I/C).

In größeren Kraftwerken sind oft riesige Gasmengen weiterzuleiten. So beträgt z. B. der Verbrauch einer Werkszentrale nicht selten 2000000 m³ je Tag oder fast 25 m³/s.

Die hierzu erforderlichen Rohrleitungen werden in Flußstahlblech,

wassergas- oder autogen bzw. elektrisch geschweißt oder genietet, hergestellt. Als Flanschverbindung wählt man solche mit aufgenieteten Winkelringen (DIN 2610 bis 2613), umgebördelten Enden und losen Flanschen (DIN 2640 bis 2642), bei kleineren Durchmessern auch vorgeschweißte Bunde und lose Flanschen (DIN 2671 bis 2673). Als Dichtungsmaterial: bei heißen Gasen Asbest, bei kalten Gasen Pappe in Öl getränkt. Formstücke werden ebenfalls aus Stahl gefertigt, und zwar in gleicher Weise wie die Rohre. Als Ausdehnungsrohre verwendet man Linsenausgleicher und bei großen Durchmessern Tellerausgleicher, manchmal auch Stopfbüchsen. Auf einen guten Rostschutzanstrich 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 stoßweise Ansaugen der Maschinen keine großen Schwankungen in der Hauptleitung hervorruft.

Um die Leitungen durch eventuelle 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 Rohrleitungen ist eine Gasgeschwindigkeit von höchstens 35 m/s 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 Sicherheitsvorrichtungen in Fortfall 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. 33) gut bewährt. Für den gleichen Zweck benützt man auch solche mit Flüssigkeitsdichtung (Abb. 34). Bei diesen wird ein vollständiges Dichtschließen dadurch erreicht, daß um die Schieberzunge ein Flüssig-

keitsraum 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 Abschnitten gegebenen Richtlinien auszuführen.

Auspuffleitungen. Höheren Anforderungen als die Gaszuführungsleitungen müssen die Auspuffleitungen (Geschwindigkeit bis zu 25 m/s) der Gasmaschinen gewachsen sein, weil die Abgase mit hoher

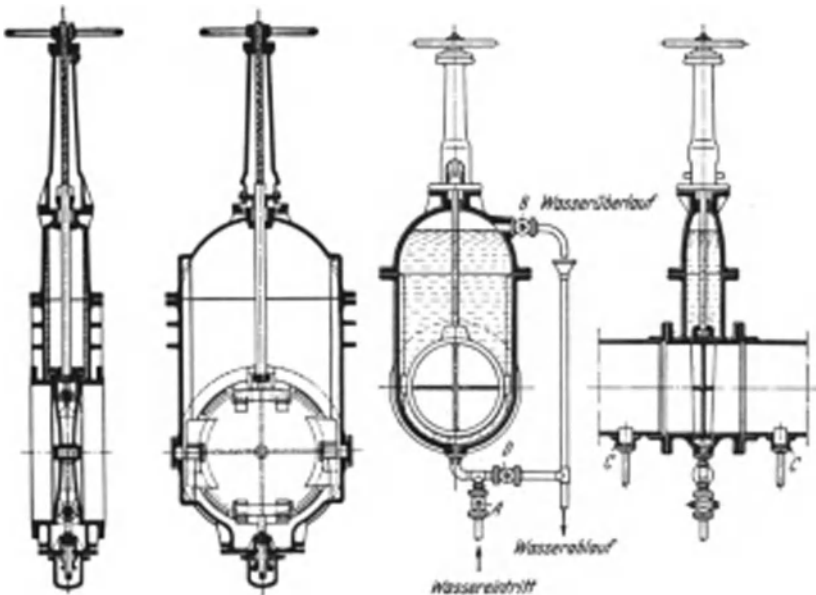


Abb. 33. Heißgasschieber.

Abb. 34. Heißgasschieber mit Flüssigkeitsdichtung.

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 den Temperaturbeanspruchungen noch mechanische Beanspruchungen treten. Es ist bei den Auspuffleitungen, aber auch bei solchen, deren Anfangsstrecke gekühlt wird, auf die Wärmeausdehnung größtmögliche Rücksicht zu nehmen. Als wirksames Ausdehnungsmittel hat sich der

Linsenausgleicher in geschweißter Ausführung mit Schutzrohr erwiesen, bei welchem die Wellen noch mit Asbest oder Schlackenwolle ausgefüllt sind (Abb. 35). 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 wassergasgeschweißte 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.

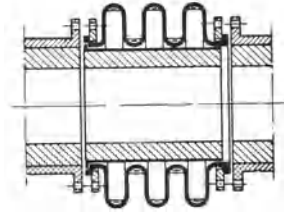


Abb. 35. Linsenausgleicher mit Innenauskleidung.

E. Ölleitungen¹.

Betriebsölleitungen. Der nachstehenden Behandlung der Ölfornleitungen 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 Flanschdichtungen, besonders wenn heißes Öl zu leiten ist, wie das bei Kühlanlagen für Turbinenlager und Transformatoren in Betracht kommt.

Als Dichtungsmaterial für die Flanschverbindungen kommt neben Klingerit meist langfaserige Pappe zur Verwendung, welche bei der Verlegung mit heißem Knochenleim gestrichen bzw. getränkt wird. Bei der Verlegung ist besonders darauf zu achten, daß die Flanschschrauben 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 zu verhüten, was zu schwerwiegenden Betriebsstörungen Anlaß geben kann. Zur Verbindung der Rohre wählt man aufgeschraubte oder aufgewalzte Flanschen.

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

Ölfornleitungen. Der Bau von größeren Ölfornleitungen setzte in Deutschland noch später ein als die Erstellung von Raffinerien.

Es gibt die verschiedensten Abhandlungen über die Errichtung von

¹ Bearbeitet von Oberingenieur Otto Worth, Berlin.

Fernleitungen zur Förderung von Rohöl, Petroleum und Benzin, also Stoffen, die auch in kaltem Zustand noch dünnflüssig sind, d. h. eine verhältnismäßig niedrige Zähigkeit besitzen und deshalb ohne besondere Maßregeln pumpfähig sind. Derartige Rohrleitungen wirtschaftlich zu entwerfen und zu bemessen bereitet keine Schwierigkeiten.

Gründlichere Überlegung und Kenntnis verlangt jedoch der Bau von Fernleitungen für schwer viskoses Öl, also Ölsorten, die in kaltem Zustande zähflüssig oder sogar steif sind. Bis zu einem gewissen Grade können in diesem Fall „Gewaltmaßnahmen“, d. h. hohe Pumpendrucke und verstärkte Wanddicken der Rohre angewendet werden. Doch sind hier Grenzen gesetzt, um so mehr, da solche Maßnahmen die Betriebssicherheit stark beeinflussen.

Für die Beurteilung der Ölsorten und für den Entwurf und die Berechnung der Rohrleitung spielt die Zähigkeit des Öles eine ausschlaggebende Rolle. Diese wird meistens in Engler-Graden angegeben und kann nach der Gl. (4) in absolute Zähigkeit und daraus wieder, wenn

Temperatur °C	Viskosität °E	Druckverlust in at je 100 m
30	910	nicht mehr pumpfähig
45	290	0,7
50	178	0,39
60	90	0,2
70	50	0,116
80	30	0,08
90	18,5	0,071
100	12	0,062
110	8,5	0,055

nötig, in die kinematische Zähigkeit umgerechnet werden.

Die Zähigkeit des Öles ändert sich in ganz besonders starkem Maße mit der Temperatur. Die nebenstehende Gegenüberstellung für ein schwer viskoses Steinkohlenteeröl zeigt, daß das kalte Öl so zähflüssig ist, daß es in den meisten Fällen nicht mehr pumpfähig ist. Die Zahlen der Gegenüberstellung gelten für die angegebene Viskosität des Öles bei den verschiedenen Tem-

peraturen sowie für einen Rohrdurchmesser von 300 mm l. W. und eine Strömungsgeschwindigkeit von 0,9 m/s.

Vorstehende Zahlen zeigen, daß es mit Rücksicht auf wirtschaftliche Pumpenleistungen zweckmäßig ist, das Öl entsprechend anzuwärmen, um den Druckverlust in erträglichen Grenzen zu halten. Die Höhe der Erwärmung richtet sich nach der Länge der Leitung, und man wählt zweckmäßig die Verhältnisse so, daß mit normalen Pumpenbauarten bis 20 at Betriebsdruck auszukommen ist.

Die Erwärmung des Öles darf aber auch nicht zu hoch getrieben werden, da bei Temperaturen über 100° C sich die im Öl enthaltenen leichten Kohlenwasserstoffe verflüchtigen können und Gasblasen bilden.

Wärmeerzeugung während des Pumpvorganges. Die Erwärmung des Öles kann durch Vorwärmer oder Heizhauben vorgenommen werden. Wenn eine Stapelung des Öles vor Beginn des Pumpvorganges notwendig ist, so wird man die Erwärmung des Öles möglichst in einfacher Art

und Weise, und zwar durch Einbau von Heizhauben oder Heizschlangen in die Stapeltanks vornehmen. Erfolgt dagegen keine größere Stapelung am Anfang, so sind hinter den Pumpen Vorwärmer einzuschalten.

Hierfür gibt es verschiedene Bauarten, bei denen Öl entweder durch die Rohre und der Dampf um dieselben strömt, oder umgekehrt das Öl die Rohre umspült und der Dampf durch die Rohre geschickt wird. Da die für das Pumpen notwendigen Temperaturen verhältnismäßig niedrig liegen und nicht wie bei Destillations- bzw. Krackprozessen 300° C und mehr betragen, besteht keine Gefahr der Verkokung. Hierdurch können die Vorwärmer ohne Rücksicht auf eventuell notwendige Reinigung vorteilhaft so gebaut werden, daß das Öl um die Rohre fließt.

Diese Ausführung hat den Vorteil, daß sich bei sonst gleichen Verhältnissen wesentlich höhere Wärmeübergangszahlen erzielen lassen bei Strömung des Öles durch die Rohre. Dieser Umstand ist im wesentlichen darin begründet, daß in dem die Heizrohre umspülenden Öl infolge des größeren Ölraumes sich thermische Eigenströmungen ausbilden, die die Wärmeübertragung günstig beeinflussen.

Um die Wärmeverluste der erwärmten Ölleitung niedrig zu halten, werden die Rohrleitungen mittels einer entsprechenden Isolierung geschützt. Trotzdem kann bei längerem Stillstand ein Absinken der Temperatur unter die Mindestgrenze erfolgen und somit ein Steifwerden des Öles eintreten.

Es ist deshalb notwendig, die Leitung bei Stillstand entweder zusätzlich zu erwärmen, wobei das Öl fortgesetzt ohne Entnahme nach außen im Kreislauf und somit durch die Vorwärmer gepumpt wird; oder es muß die gesamte Leitung sofort entleert werden.

Zweckmäßige und ausprobierte Vorrichtungen sind von einzelnen Fachfirmen hierfür in Vorschlag gebracht worden und haben sich auch bei kritischer Beurteilung als durchaus brauchbar erwiesen¹.

Das zweckmäßigste Verfahren muß von Fall zu Fall je nach den Stoffeigenschaften bestimmt werden.

Durch die Erwärmung des Öles nimmt auch die Rohrleitung die gleiche Temperatur an. Folglich dürfen die durch die Wärme bedingten Dehnungsunterschiede nicht außer acht gelassen werden. Bei der Dehnungsberechnung wird nicht der Temperaturunterschied zwischen der höchsten und niedrigsten Produkttemperatur, sondern der Unterschied zwischen Verlegungstemperatur und größter Betriebstemperatur zugrunde gelegt. Aus Sicherheitsgründen macht man noch einen Zuschlag, um eventuell höherer Erwärmung und somit größerer Dehnung Rechnung zu tragen.

Für die Dehnungsaufnahme werden soweit wie möglich die natür-

¹ Worth, O.: Einige neue Verfahren zur Beförderung von schwerviskosem Öl durch Rohrleitungen. Öl u. Kohle 1940, H. 5.

lichen Windungen der Leitung ausgenutzt. Falls diese nicht ausreichen, müssen besondere Ausgleicher entweder in U-Form als Falten- oder Glattrohrbogen oder Dehnungsstopfbüchsen eingebaut werden.

Entlüftung, Entleerung und Wiederanfahren der Leitung. Eine Rohrleitung zur Förderung von schwer viskosem Öl muß bei längerem Stillstand der Pumpen entleert werden, da sonst die Abkühlung und die Stockung des Öles ein späteres Weiterpumpen erschwert oder unmöglich macht. Die Entleerung erfolgt zweckmäßig mit Preßluft, die an den höchsten Stellen der Leitung eingeführt wird. Dieses Verfahren ist durchaus zuverlässig, wenn folgende selbstverständliche Voraussetzungen erfüllt sind. Das Öl in der Leitung darf natürlich während der Zeit des Entleerens nicht kälter werden als der tiefsten Betriebstemperatur entspricht. Außerdem, und das ist das Wichtigste, darf die Fließgeschwindigkeit am Entleerungsstutzen nicht größer sein, als die des nachfließenden Öles in der Leitung. Beim Entleeren müssen also folgende Vorbedingungen erfüllt sein:

- a) Möglichst hohe Öltemperatur.
- b) Nicht zu hoher Preßluftdruck.
- c) Kleiner Durchmesser des Entleerungsstutzens.

Vor jedem Füllen der Leitung muß das Öl auf die Mindestbetriebs-temperatur angewärmt werden, da sonst Pfropfenbildungen ein Weiterpumpen verhindern oder eine Anfahrzeit benötigen, die in den meisten Fällen nicht zugestanden werden kann.

Korrosionsschutz. Eine oberirdisch zu verlegende Rohrleitung für schwer viskoses, erwärmtes Öl muß eine entsprechend starke Isolierung mit Blechmantel erhalten. Der Blechmantel muß unter allen Umständen vollkommen wasserdicht sein. Bei unterirdischen Leitungen in einem Kanal wählt man zweckmäßig eine Isolierung aus plastischer Binde, um die Bildung von Schwitzwasser zu verhüten; andernfalls sind Rostbildung und Anfressungen die Folge. Ratsam ist es auch, das Innere des Betonkanals oder des Betonrohres mit einem Asphaltanstrich zu versehen, da hierdurch ebenfalls Schwitzwasserbildung verhindert wird.

Unterstützungen. Für die Verlegung und Unterstützung von Ölleitungen in Kanälen zeigen die Abb. 36 bis 38 einige Beispiele. Die Lagerungen ermöglichen eine freie Bewegung und Ausdehnung der Leitung. Die Bauart nach Abb. 37 gewährt der Leitung eine Bewegung, sowohl in Längs- als auch in Querrichtung. Abb. 36 zeigt außerdem mehrere Ölleitungen in einem gemeinsamen Kanal.

Rohrmaterial. Ölleitungen werden aus Sicherheitsgründen nur aus nahtlosem Stahlrohr entweder mit normaler Wandstärke oder je nach Höhe des Betriebsdruckes aus starkwandigem Stahlrohr gebaut.

Geeignete Schweißverbindungen sind die Nippelschweißmuffe (Irak-Muffe) nach Abb. 181 und die neue Kugelschweißmuffe 10⁰ nach Abb. 62.

Als Absperrorgane verwendet man vorteilhaft Parallelabsperrschieber mit zweiteiligen Schieberplatten, und zwar je nach dem Druck aus Gußeisen oder Stahlguß, mit Dichtungsringen aus Rotguß. Für die Flanschverbindungen können die bekannten, bereits vorher beschriebenen Bauarten verwendet werden.

Raffinerien. Den umfangreichsten und verwickeltesten Teil einer Raffinerie, deren Aufbau hier nicht beschrieben werden soll, bilden ohne Zweifel die Rohrleitungen¹ mit ihren vielen Schaltungen und Verbindungen zwischen den einzelnen Tanks, Pumpen, Türmen, Öfen, Wärmeaustauschern, Kühlern, Behältern, Reglern und Meßapparaten. Vor Jahren, als in Deutschland die ersten großen Raffinerien unter der Leitung amerikanischer Fachleute gebaut wurden, war man äußerst vorsichtig in der Auswahl der Baustoffe und verwendete nur Rohre mit sehr großen Wandstärken. Die Flansche, ebenfalls besonders stark, wurden mit Whitworth-Rohrgewinde und einer Konizität von 1:16 versehen und so mit großem Aufwand von Kraft auf das Rohr aufgedreht.

In der Zwischenzeit hat man gelernt, bedeutend sparsamer zu bauen, ohne die Betriebssicherheit einer derartigen Anlage im geringsten zu gefährden. Natürlich muß der Rohrleitungsingenieur auch wissen, welche Werkstoffe er für Rohöl, Benzin, Petroleum, Gasöl, Spindelöl, Konzentrat, Raffinat, Asphaltextrakt, Schmieröl, sowie die verschiedensten Lösungsmittel, wie Propan, Phenol, Furfural, schweflige Säure, Aceton, Selektol, Benzol, Ammoniak usw. verwenden

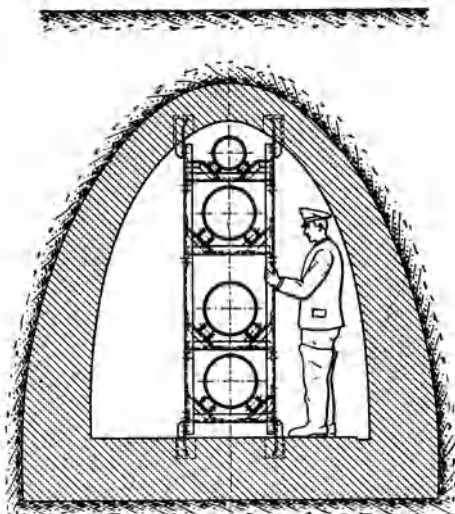


Abb. 36. Ölleitungen im Betonkanal.

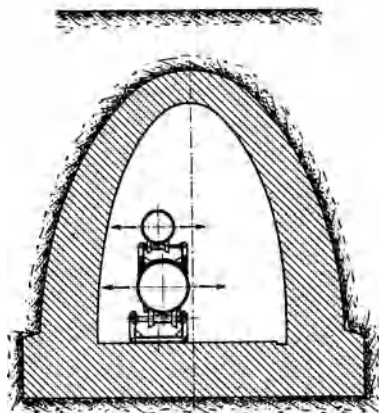


Abb. 37. Ölleitungen im Betonkanal.

¹ Worth, O.: Rohrleitungen für Schmierölraffinerien. Kraftstoff 1940, H. 1, 2.

darf. Im allgemeinen kann jedoch, da die Betriebsdrücke nicht allzu hoch sind, normales, nahtloses Stahlrohr nach DIN 2448 verwendet werden. Nur an einigen wenigen Stellen, an denen ein Gemisch von heißem Öl und Lösungsmittel bzw. ein hieraus entstehendes Gasgemisch die Durchflußgeschwindigkeit wesentlich erhöhen kann, muß starkwandiges Qualitätsrohr verwendet werden.

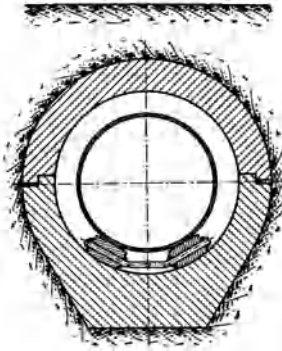


Abb. 38. Ölleitung im Betonschutzrohr.

Als Rohrverbindung haben sich bis 70 NW schwere Gewindeflanschen gut bewährt und darüber hinaus autogen oder elektrisch vorgeschweißte Flanschen nach DIN 2634 ND 25. Es wird empfohlen, diese Druckstufe für sämtliche Leitungen anzuwenden, auch wenn im allgemeinen ein niedriger Druck herrscht. Die Einheitlichkeit in einem derartig verwickelten Betrieb ergibt besondere Vorteile für den Betriebsleiter bzw. für die Lagerhaltung. Eine Schmierölanlage mit einer Tagesverarbeitung von etwa 260 t enthält etwa 16000 Flanschen.

Rohrverbindungen mittels Fittings oder Verschraubungen sind unzweckmäßig, da eine Abdichtung der Gewinde fast unmöglich ist und

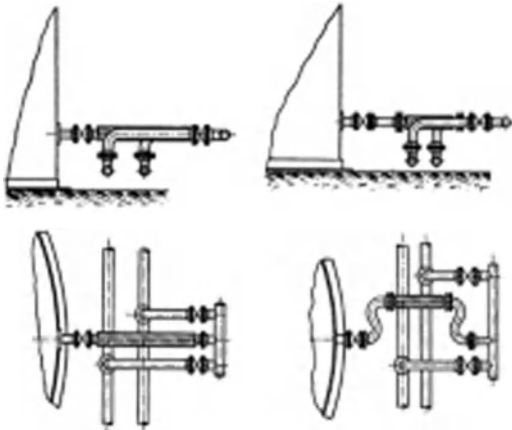


Abb. 39.

Abb. 40.

Abb. 39 u. 40. Öltankanschluß am Versorgungsnetz.

sich schon nach kurzer Zeit zu behobende Undichtigkeiten zeigen. Aus der Fülle der Einzelheiten sollen nachstehend einige der wichtigsten herausgestellt werden.

Die zu starren Anschlüsse, insbesondere der Produktenleitungen an den Tanks, haben schon oft durch die Verlagerung beim Füllen der Tanks zu Rohr- und Armaturenbrüchen geführt. Deshalb werden bewegliche und verstellbare Anschlüsse nach Abb. 39

und 40, bestehend aus Tombak- oder Metallschläuchen und S-Bogen, die beiderseits Bordringe mit dahinterliegenden, drehbaren Flanschen besitzen, vorgeschlagen. Das Verstellen kann während des Betriebes geschehen und hat sich ausgezeichnet bewährt.

Die Rohrleitungen zur Förderung von Teer, Wachs und Öl mit hoher Viskosität verdienen ebenfalls besondere Beachtung. Es muß hervor-

gehoben werden, daß derartige Leitungen grundsätzlich beheizt werden müssen. Ein Sparen an dieser Stelle bedeutet Betriebsstörung.

In letzter Zeit wird die Beheizung seltener durch Begleitleitungen $\frac{1}{2}$ " \varnothing , die in Windungen um das Produktenrohr gelegt werden, vorgenommen, da hierfür erhebliche Mengen Rohr gebraucht werden und außerdem das Kondensat nicht immer von selbst ablaufen kann. Das führt zu schnellen Zerstörungen der tiefliegenden Stellen. Durch zu starkes Anwärmen und nachlässiges Biegen werden die kleinen Rohre oft flach gedrückt und verstopfen leicht. Auch die Wärmeübertragung ist bei dieser Beheizung unvorteilhaft, da mehr als 50 vH des Umfanges

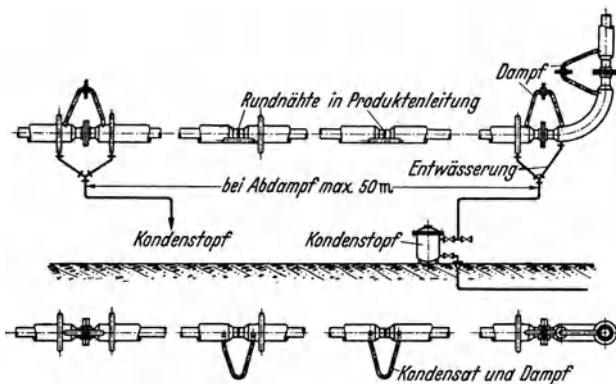


Abb. 41. Heizmantelölleitung.

der Begleitleitungen nicht ausgenutzt werden können. Eine Vergleichsrechnung ergibt, daß Leitungen mit einem Heizmantel versehen, technisch und wirtschaftlich am zweckmäßigsten sind. Allerdings muß die Heizmantelbauart richtig durchgebildet sein (s. Abb. 41). Jede Rundnaht der Produktenleitung muß offen sein, d. h. sie darf nicht vom Heizmantel eingeschlossen werden. Die Verbindungsbügel zur Weiterleitung von Kondensat und Dampf müssen horizontal und im Tiefpunkt des Heizmantels angeschlossen werden. Die Verbindungsbügel müssen so geformt sein, daß sie noch Dehnung aufnehmen können.

Dampfbügel sind zwecklos und verhindern die restlose Entfernung des Kondensats.

Jedes gerade Heizmantelrohr muß zwischen den beiden angeschweißten Enden einen eingeschweißten, einwelligigen Linsenausgleicher besitzen, um die Dehnungsunterschiede des Heizmantels gegenüber der Produktenleitung aufnehmen zu können. Hierdurch erfolgt eine wesentlich günstigere Belastung der Schweißnähte.

Die Beheizung kann durch Abdampf erfolgen, jedoch muß dann in kürzeren Abständen (etwa 150 bis höchstens 200 m) eine Dampfzufüh-

rung erfolgen. In Abständen von etwa 50 m muß eine Entwässerung vorgenommen werden.

Krümmungen und Richtungsänderungen bei Heizmantelleitungen dürfen niemals durch eingeschweißte, gepreßte Rohrbogen, sondern nur durch in Feuer gebogene Rohre mit einem Biegungshalbmesser von mindestens $6 \times D$ hergestellt werden.

Eine besonders wichtige Rolle spielen in Raffinerien die Wärmeaustauscher und Kühler. Es handelt sich bei diesen in der Hauptsache um Oberflächenapparate.

Über die zweckmäßigsten Dichtungen in Ölraffinerien ist viel gestritten worden. Doch sind kostspielige Versuche während des Betriebes angestellt worden, die dann auch zu einem brauchbaren Ergebnis geführt haben.

Zweckentsprechende Flanschverbindungen:

a) Kaltes Öl: Faserstoffdichtungen, wie sie für diesen Zweck von den verschiedenen Fachfirmen angefertigt werden.

Flanschen mit glatter Dichtfläche und eingedrehten Dichtrillen.

Handelsübliche Maschinenschrauben.

b) Heißes Öl bis 200°C : Schmale Aluminiumdichtungen mit chemisch reiner Asbestfüllung.

Flanschen mit glatter Dichtfläche und eingedrehten Dichtrillen.

Maschinenschrauben mit erhöhter Festigkeit.

c) Heißes Öl über 200°C : Schmale Reinnickeldichtungen oder auch Monelmetall mit chemisch reiner Asbestfüllung.

Flanschen mit Feder und Nut, ohne Dichtrillen. Bolzenschrauben in Sondergüte.

d) Krackanlagen: Abdichtungen vor und hinter den Öfen und solche für ein Gemisch von heißem Rohöl und Lösungsmittel.

Schmale, geriefte, massive Weicheisenringe, Flanschen mit Vor- und Rücksprung und besonders sauber gedrehter Dichtfläche, ohne Dichtrillen. Bolzenschrauben mit besonders hoher Festigkeit.

Es ist nicht gleichgültig, ob die Dichtflächen Rillen besitzen oder nicht. Für a) und b) müssen unbedingt Rillen vorgesehen werden.

Die kegeligen Verschlußstopfen im Rohrbündel der Öfen müssen sorgfältig eingeschliffen sein und mit Maschinenöl und Flockengraphit eingesetzt werden. Für reines Benzin oder Benzindämpfe haben sich Dichtungen aus starkem Zeichenpapier noch am besten bewährt; dabei ist natürlich Bedingung, daß die Dichtflächen der Flanschen sauber überdreht sein müssen. In besonders schwierigen Fällen hat sich auch „Copalit-Kitt“ bewährt.

F. Rohrleitungen für Preßluftanlagen.

Verwendung. Durch die Vervollkommnung der Verdichter 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.

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 Verdichter und der Preßluftmaschine schadet.

Windkessel. In der Druckleitung ist ein Windkessel vorzusehen, der bei Kolbenverdichtern möglichst nahe an der Maschine 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 Abflaßhahn für Wasser und Öl.

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

Bei Bergwerksverdichtern 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 Verdichteranschlüsse; bei größeren Entfernungen ist der wirtschaftlichste Durchmesser zu ermitteln. Bei Kolbenverdichtern 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 durch Nachrechnung des zulässigen Druckabfalls ermittelt.

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

Als Flanschverbindung wählt man solche mit aufgewalzten glatten Flanschen (DIN 2583) oder solche mit vorgeschweißten Bunden und losen Flanschen (DIN 2673). 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 Luftfernleitungen bis zu den größten Durchmessern, welche oft in mehreren Kilometer Länge von einer gemeinsamen Preßluftzentrale nach mehreren Zechenanlagen ober- oder unterirdisch verlegt werden.

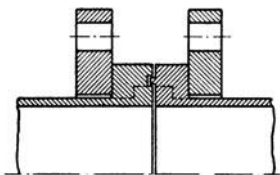


Abb. 42. Flanschverbindung mit aufgeschweißtem Verstärkungsbund.

Bei Leitungen für Hochdruckverdichter zur Speisung der Druckluftlokomotiven verwendet man häufig die Flanschverbindung mit aufgeschweißtem Verstärkungsbund (Abb. 42). Diese Verbindung hat sich auch bei hohen 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 an Betriebsstörungen leiden oder beschädigt werden; dagegen ist zur Beseitigung der Rostgefahr die Verwendung sorgfältig verzinkter Rohre zu empfehlen.

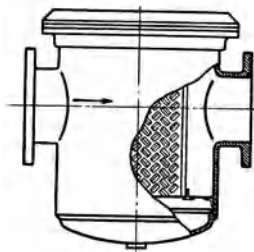


Abb. 43. Wasserfang.

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

Schläuche. Die Schläuche erhalten je nach dem Luftverbrauch als elastisches Glied zwischen Rohrleitung und Preßluftwerkzeug einen Durchmesser von 10 bis 80 mm. Die Innenschicht der Gummischläuche soll widerstandsfähig gegen Öl sein, und die Wandungen derselben sollen mehrere Leinen- und Klöppeleinlagen besitzen.

Zum Schutze der Preßluftwerkzeuge, deren Teile — wie Schieber und Kolben — sehr genau bemessen sind, ist der Einbau von Wasser-

fängen (Abb. 43), Ölabscheidern und Luftfiltern (Abb. 44) zweckmäßig. Die beiden ersten sind an den tiefsten Stellen vorzusehen.

Die Leitungen werden mit einem Gefälle von 5 bis 10 mm auf 1 m Länge in der Richtung des Luftweges verlegt.

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

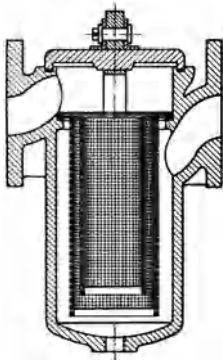


Abb. 44. Luftfilter.

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

Außerhalb der Gebäude im Erdreich verlegte Leitungen schützt man vor Einfrieren, indem man sie 1 m tief einbettet. Alle Wasserablaßstellen,

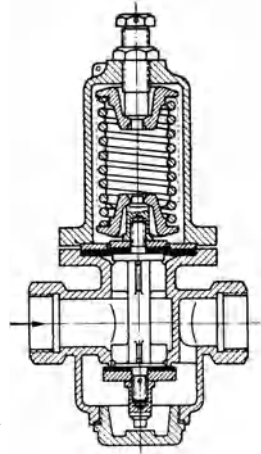


Abb. 45. Druckminderventil.

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 Druckherabsetzung notwendig, so werden Druckminderventile (ähnlich Abb. 45) 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 Arbeit und zuverlässigen Durchbildung die Sicherheit 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 nur kurz gestreift werden sollen, da sie zum Teil heute nicht mehr oder selten angewandt werden.

Die **Gestängewasserhaltung** stellt die älteste Bauart dar. Sie wird nur mangels Maschinenräume unter Tage und höchstens bis zu Teufen von 200 m angewandt.

Die **hydraulischen Wasserhaltungen** können, ebenso wie die Gestängewasserhaltungen, auch bei Überflutung weiterarbeiten. Sie kommen

auch bei großen Teufen zur Anwendung und arbeiten mit einem Druck von 200 bis 300 at, der von einer Preßmaschine erzeugt und der unter Tage stehenden Pumpe zgedrückt wird.

Die Dampfpumpen sind durch die teureren unter Tage erforderlichen Anlagen und infolge der großen Wärmeverluste, Kondensatanfall usw. dem elektrischen Antrieb ebenfalls weit unterlegen. Hierbei sind Dampfturbinen mit Kreiselpumpen vorteilhafter als Kolbenmaschinen.

Für Neuanlagen kommen fast ausnahmslos elektrisch betriebene Pumpen in Frage, die genügend leistungs- und anpassungsfähig sind und die Nachteile der anderen Wasserhaltungsmaschinen vermeiden.

Meistens finden motorangetriebene Kreiselpumpen Anwendung, die wenig Platz beanspruchen.

Allgemeine Anordnung. Es bestehen mehrere Möglichkeiten für die Anordnung:

a) Pumpe auf der untersten Sohle. Das Wasser aller übrigen Sohlen fließt ihr zu.

b) Die Pumpen werden auf jeder Sohle aufgestellt und fördern das Wasser nach der nächst höheren Sohle. Teuer, da viele Maschinen und Räume hierzu notwendig.

c) Zentrale Pumpenanlage auf der zweituntersten Sohle. Auf der tiefsten Sohle wird nur eine Zubringerpumpe aufgestellt. Große Gefälleverluste wie bei a).

Bei kleinen Wassermengen spielt jedoch der Gefälleverlust keine bedeutende Rolle.

Die Wichtigkeit eines sicheren Wasserhaltungsbetriebes bedingt die Aufstellung einer vollwertigen Bereitschaft. Hier bieten die Pumpen mit Elektromotor wegen ihrer Betriebssicherheit besonders große Vorteile.

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 WS einem Druck von 1 at entsprechen; es ergibt sich daher 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. Hinzu 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/s 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 gußeiserne 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 Verlegung und eine geringere Belastung der Auflagerstellen. Gegen Rostgefahr wird dasselbe durch Asphaltieren oder durch Verzinken, eventuell noch durch eine asphaltierte Juteumwicklung bzw. bitumierte Wollfilz-umwicklung wirksam geschützt.

Die Verbindung der Rohre erfolgt mittels aufgewalzter Stahlflanschen (DIN 2581 bis 2584) oder auf- bzw. vorgeschweißter Bunde und losen Flansche DIN 2673, ND 10, bzw. Schweizer Normen bis ND 40.

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 sie 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 Schiebern, Tragrohren, Stopfbüchsen und Fußkrümmern dienen.

Als Dichtungsmaterial wählt man solches aus Rundgummi reiner Güte.

Die Leitung wird im Schacht mittels sogenannter Tragrohre (Abb. 46) auf Trägern gestützt, die in Entfernungen von 75 bis 100 m angebracht werden.

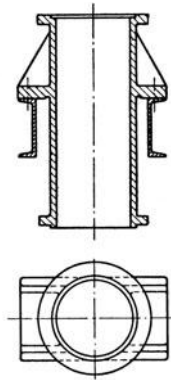


Abb. 46. Tragrohr.

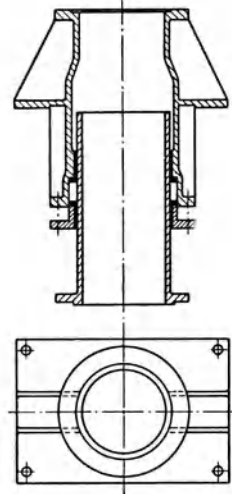


Abb. 47. Dehnungsstopfbüchse mit Tragrohr.

Zwischen zwei Stützpunkten werden Dehnungsstopfbüchsen eingebaut, die auch mit den Tragrohren vereinigt werden können (Abb. 47).

Die Stopfbüchsenrohre dienen sowohl zum Ausgleich von Temperaturunterschieden als auch dazu, ein Anheben der Rohrstrecke beim Auswechseln von Dichtungsringen zu ermöglichen; die Stopfbüchsen 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 Schachtrrohrleitungen ist stets Rücksicht auf größtmögliche Platzbeschränkung zu nehmen.

H. Rohrleitungen für Wasserkraftanlagen¹.

1. Allgemeines.

Die Ausnutzung der Wasserkräfte, insbesondere mit großer Fallhöhe, hat in den letzten Jahrzehnten wesentliche Fortschritte gemacht und den Konstrukteur und Verleger der Druckleitungen für die Zuführung des Triebwassers zu den Turbinen vor schwierige Probleme gestellt. Die bisher größte Fallhöhe, die in einer Stufe ausgenutzt wird, beträgt 1750 m (Kraftwerk La Dixence, Schweiz [33] Projekte mit noch größeren Fallhöhen sind in Bearbeitung. Die Druckrohrleitungen des Kraftwerkes an der Boulder-Talsperre am Coloradofluß [47] haben mehr als 9 m Durchmesser bei 180 m Fallhöhe. Zur Beurteilung der Leistungssteigerung im Druckrohrleitungsbau kann man das Produkt aus Rohrdurchmesser (in cm) und Betriebsfallhöhe (in kg/cm², wobei 10 m Fallhöhe = 1 kg/cm²) heranziehen; bei den größten derzeit bestehenden Anlagen liegt dieses Produkt zwischen 15000 und 20000 kg/cm, wobei man an die Grenze der heutigen technischen Ausführungsmöglichkeiten kommt.

Niederdruckkraftwerke. Von der Wasserfassung (Stauwehr) wird das Wasser durch einen offenen oder verdeckten Oberwassergraben einem

¹ Bearbeitet von Dipl.-Ing. Hans Weinberger, Düsseldorf.

Wasserschloß und von da den Turbinen oder Speicherpumpen des Kraftwerkes durch Druckrohre aus Eisen oder Beton meist großen Durchmessers zugeführt. Eine andere Ausführungsmöglichkeit ist das Tal-

sperrkraftwerk, das entweder innerhalb der Sperrmauer oder an deren Fuß liegt.

Hochdruckkraftwerke. Je nach den örtlichen Verhältnissen ergeben sich die ver-



Abb. 48. Hochdruck-Wasserkraftwerk mit Druckstollen.

schiedensten Ausführungsformen. Ein Beispiel mit Staubecken, Druckstollen, Wasserschloß und Druckrohrleitung zeigt Abb. 48. Bei günstiger Gebirgsbeschaffenheit geht man neuerdings dazu über, an Stelle der am Berghang offen oder verdeckt verlegten Druckrohre das Wasser den Turbinen durch Druckschächte zuzuführen; insbesondere bei großen Rohrdurchmessern und tragfähigem Gebirge lassen sich hierbei wesentliche Werkstoffersparnisse erzielen.

2. Anordnung der Druckleitungen.

Seit Jahrzehnten ist es üblich, Druckrohrleitungen offen am Berghang zu verlegen; in einzelnen Ländern wird die erdverdeckte Leitung bevorzugt. Es sind folgende Leitungssysteme zu unterscheiden:

a) Aufgelöste Leitungen (Abb. 49).

Durch Einschaltung von Ausdehnungsstopfbüchsen in den einzelnen Teilstrecken werden die in der Leitung durch Temperaturänderungen entstehenden Längskräfte niedrig gehalten. Die Teilstreckenlängen sollen etwa 150 bis 200 m nicht überschreiten. An den einzelnen Knickpunkten der Rohrtrasse sind Verankerungen (Betonfestpunkte) anzuordnen, an deren Talseite normalerweise eine Ausdehnungsstopfbüchse gelegt wird. Die Festpunktverankerungen sind so zu bemessen, daß Verschiebungen infolge der auftretenden Kräfte nicht möglich sind. Bei aufgelösten Leitungen ist für sorgfältige Auflagerung der Rohre

im Hinblick auf Vermeidung zu hoher Reibungskräfte und Längsbiegebungsbeanspruchungen zu sorgen (Gleitsättel bzw. Pendelstützen).

In letzter Zeit gehen Bestrebungen dahin, derartige Leitungen aus Naturschutz- bzw. Luftschutzgründen verdeckt gegen Sicht zu verlegen.

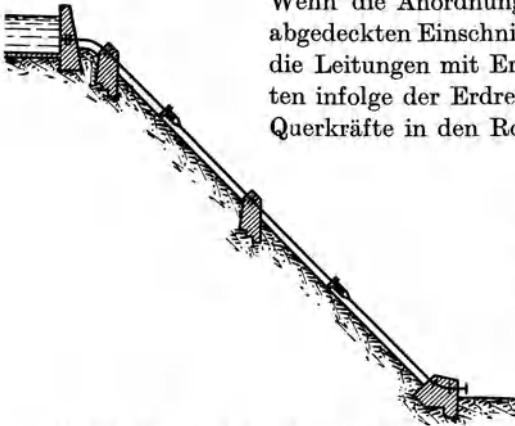


Abb. 49. Wasserkraftleitung in aufgelöster Bauweise.

Wenn die Anordnung in begehbaren Stollen oder abgedeckten Einschnitten nicht möglich ist, werden die Leitungen mit Erde überschüttet. Hierbei treten infolge der Erdreibung zusätzliche Längs- und Querkräfte in den Rohren auf, die bei der Bemessung zu berücksichtigen sind [23]. Auf besonders sorgfältigen Rostschutz ist bei dieser Art der Verlegung zu achten.

Eine besondere seltener ausgeführte Bauart bilden Leitungen, bei denen jedes Rohr eine Muffe oder Dehnevorrichtung besitzt. Bei höheren Drücken und steiler

Rohrtrasse ist es notwendig, jedes Rohr durch Verankerung gegen Längs- und Querbewegungen zu sichern. Die Verankerungen in den Knickpunkten werden leichter, da Längskräfte durch die Rohre nicht auf die Knickpunkte übertragen werden. Nachteilig sind bei dieser Ausführung die höheren Kosten und die schwierigere Instandhaltung.

b) Geschlossene Leitungen (Abb. 50).

Bei dieser Bauart sind keine Dehnevorrichtungen vorgesehen, es treten daher bei Temperaturänderungen erhebliche Längskräfte in den Rohrverbindungen auf, die entsprechend zu berechnen und auszuführen sind. Um die auf die Festpunkte wirkenden Kräfte nicht zu groß werden zu lassen, werden je nach den örtlichen Verhältnissen nur einzelne Knickpunkte möglichst mit nach unten gerichteter Kraftkomponente durch Festpunktklötze festgelegt, so daß sich in den dazwischen liegenden Teilstrecken bzw. Krümmungen die auftretenden Längskräfte durch elastische Verformungen ausspielen können. Zwecks möglichst elastischer Gestaltung der Leitung werden im Aufriß und Grundriß der Rohrführung Knickpunkte mit großen Winkeln angeordnet, was außerdem den Vorteil mit sich bringt, daß sich die Leitung dem Gelände gut anpassen läßt, ohne daß größere Erdbewegungen oder Sprengungen notwendig werden. Normalerweise werden solche geschlossene Leitungen mit Erde überdeckt, damit die von außen kommenden Temperaturschwankungen möglichst gering werden. Schwierig ist bei solchen Lei-

tungen die Kontrolle des Dichthaltens der Verbindungen und die Erhaltung des Rostschutzes. Wichtig ist bei der Montage die Einhaltung der richtigen Montageschlußtemperatur, um unzulässige Vorbelastungen der Leitung zu vermeiden.

Ein bemerkenswertes Ausführungsbeispiel ist die Leitung Lac de Fully (Schweiz) [18]. Die Fallhöhe beträgt 1650 m,

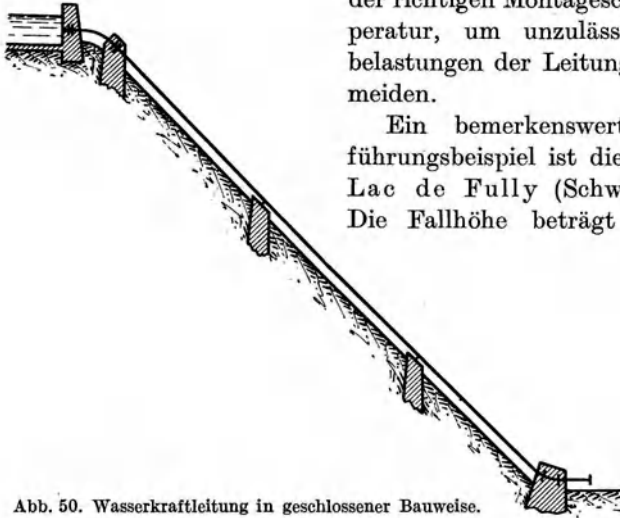


Abb. 50. Wasserkraftleitung in geschlossener Bauweise.

die Leitung ist bei 600/500 mm Durchmesser und einer Länge von 4600 m nur an drei Stellen verankert.

c) Druckschächte [46].

Bei tragfähigem Gebirge bevorzugt man in neuerer Zeit die Anlage von Druckschächten. Je nach der Gebirgsbeschaffenheit und dem Wasserdruck wird eine Auskleidung des Stollenausbruches mit Torkreputz, einem Beton- oder Stahlbetonmantel oder eine Panzerung mit einem Stahlblechmantel zur Vermeidung von Wasserverlusten und zur Verminderung der Reibungsverluste angewendet. Beim Einbringen der Panzerrohre, die je nach dem Durchmesser entweder als fertige Rohrschüsse oder als gebogene Schalen angeliefert werden, ist auf einwandfreie Hinterbetonierung des Zwischenraumes zwischen Ausbruch und Rohr gegebenenfalls unter Einpressen von Zement zu achten, um eine zuverlässige Übertragung der durch den Innendruck bedingten Kräfte auf den Fels zu erreichen. Zur Vermeidung eines etwaigen Einbeulens der Rohrwand durch Druckwasser von der Außenseite her bei Entleerung des Druckschachtes werden Entwässerungen angeordnet und gegebenenfalls die Rohrwand durch zusätzliche Verankerungen bzw. Versteifungen abgestützt.

Die einzelnen Rohrschüsse werden entweder durch Innenstimmuffen (Ausführungsbeispiele: Zemm- und Tuxbachwerk, Tirol, 1,80 m \varnothing [35], Kraftwerk Rodund, Vorarlberg, 3,15 m \varnothing , z. Z. im

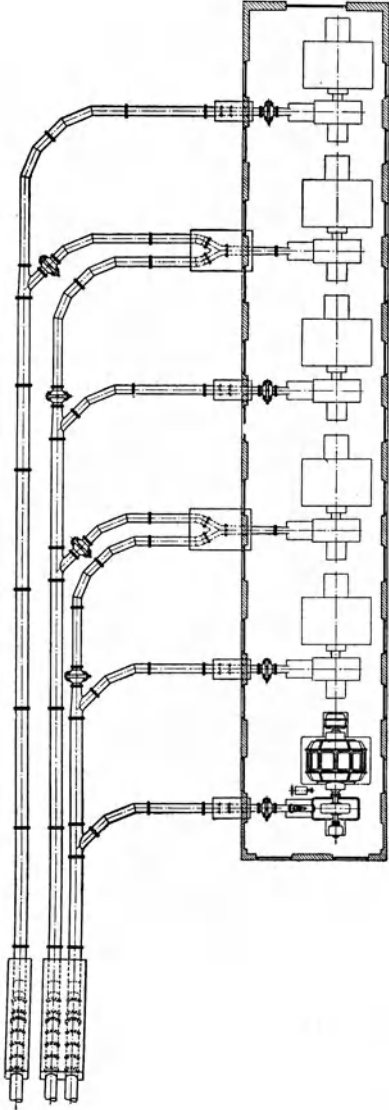


Abb. 51. Verteilungen am Krafthaus in elastischer Anordnung.

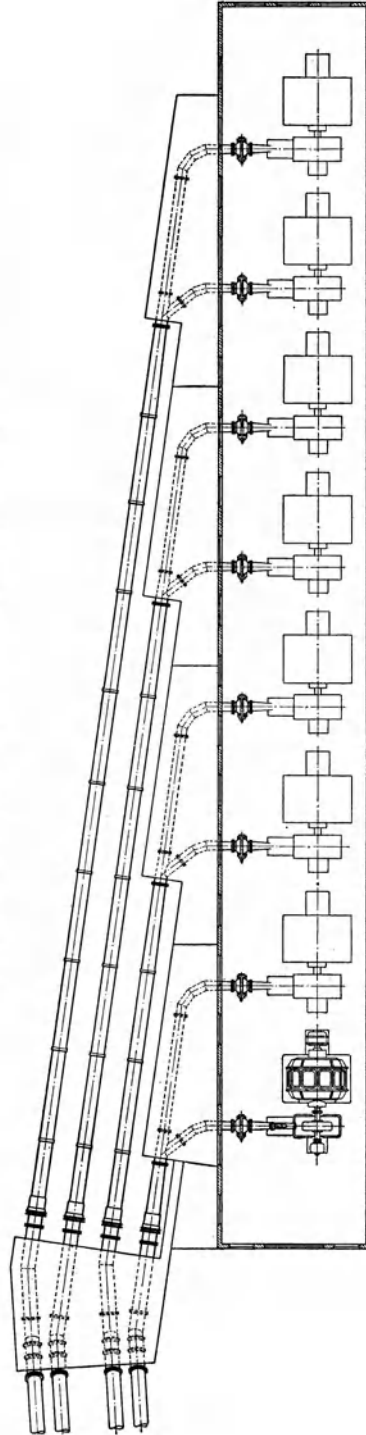


Abb. 52. Verteilungen am Krafthaus mit Dehnungstopfbüchsen.

Bau) oder durch Schweißung (Ausführungsbeispiele: Achenseewerk, 2,30 m \varnothing [32], Kraftwerk Oetztal, 3 m \varnothing , z. Z. im Bau) verbunden. Bezüglich der Berechnung der Wanddicken für Druckschachtauskleidungen wird auf Abschnitt II/F 2 verwiesen.

d) Verteilleitungen [43].

Am unteren Ende der Fallrohrleitung liegt im allgemeinen ein Endfestpunkt, an welchen sich die Zuleitungen zu den einzelnen Turbinen und gegebenenfalls Speicherpumpen anschließen. Die einfachste Lösung besteht darin, daß von der Druckrohrleitung nur eine Turbine gespeist wird. In den meisten Fällen ist es aber notwendig, von einer Druckrohrleitung das Wasser mehreren Turbinen zuzuführen, bzw. zwei oder mehrere Druckrohrstränge so zu verkoppeln, daß die Turbinen einzeln je nach Bedarf bei evtl. Instandsetzungsarbeiten von jedem Druckrohrstrang aus gespeist werden können. Es ergeben sich in solchen Fällen recht verwickelte und kostspielige Leitungsführungen, deren hydraulische und spannungstechnische Verhältnisse unübersichtlich und einer genauen Berechnung kaum zugänglich sind. Es ist also beim Entwurf einer Verteilleitung auf möglichst große Einfachheit in der Anordnung zu sehen. Man hat bisher noch daran festgehalten, die Verteilleitung seitlich am Krafthaus in Richtung der Fallrohrleitung entlang zu führen, um bei Beschädigungen der Fallrohrleitung das Krafthaus nicht zu gefährden. Bei der neuzeitlichen Entwicklung der Berechnungs-, Herstellungs- und Prüfverfahren und im Hinblick auf die zur Verfügung stehenden Sicherungseinrichtungen besteht heute keine Veranlassung mehr, hierauf bei Anordnung der Verteilleitung Rücksicht zu nehmen. In den meisten Fällen ist es notwendig, die Turbinen bzw. Pumpenanschlüsse von Schubkräften und Biegemomenten, die bei hohen Drücken und langen Verteilleitungen erhebliche Werte erreichen können, zu entlasten. Die Verteilrohre werden also beim Eintritt in das Krafthaus durch Einbetonieren festgelegt.

Abb. 51 und 52 zeigen zwei Ausführungsbeispiele. In Abb. 51 ist die Leitung am Endfestpunkt und an den Eintrittsstellen in das Krafthaus eingespannt. Bei der Berechnung [38] bzw. Anordnung der Leitung ist zu berücksichtigen, daß die Länge der Turbinenabzweige ausreichend groß gemacht wird, damit die Biegemomente bzw. Beanspruchungen an den Einspannstellen und an den Abzweigstellen keine unzulässige Höhe erreichen.

Bei der Leitungsanordnung nach Abb. 52 sind die Abzweigungen zu den Turbinen selbst kurz gehalten und einbetoniert. Die an der Krafthauswand sitzenden Ankerklötze müssen infolge der Einschaltung von Dehnungsverbindungen unterhalb des Endfestpunktes am bergseitigen Ende des Krafthauses den der Fallhöhe entsprechenden vollen Längszug aufnehmen und im Untergrund ausreichend verankert werden.

Die Beispiele zeigen, daß es beim Entwurf und der Ausführung von Verteilungen notwendig ist, wie schon oben gesagt, mit Rücksicht auf die zu fordernde Sicherheit der ganzen Anlage eine einfache und möglichst statisch bestimmte Leitungsführung anzustreben.

3. Werkstoff und Herstellung der Rohre.

a) Werkstoff.

Als Werkstoffe für Druckrohrleitungen werden Holz, Beton bzw. Stahlbeton, Gußeisen und Stahl verwendet.

Bei Niederdruckanlagen werden gelegentlich Holzrohre [22] verwendet, die an der Verwendungsstelle endlos aus Holzdauben zusammengebaut und durch verschraubte Spannringe zusammengehalten werden. Betonrohre [30] werden für Druckrohrleitungen im allgemeinen nur mit Stahleinlagen verwendet. Bei der Bemessung der Wanddicke ist zu beachten, daß die Betonzugfestigkeit an keiner Stelle überschritten wird, da sonst Rißbildungen und damit Wasserverluste eintreten. Die Baulängen sind verhältnismäßig kurz, die Gewichte der Rohrschüsse hoch. Die Ausführung und Dichtung der Rohrverbindungen ist schwierig. Der Werkstoff ist empfindlich gegen Druckstöße sowie mechanischen und chemischen Wasserangriff. Die Verwendung bleibt auf Sonderfälle mit Drücken bis zu etwa 10 kg/cm^2 beschränkt.

Gußrohre werden bei niedrigen Drücken nur noch selten wegen der Sprödigkeit des Werkstoffes (Druckstöße, Erddruck) angewendet.

Stahlguß (nach DIN 1681) wird im allgemeinen nur für die Herstellung von Abzweigstücken, Schiebern, Drosselklappen oder dgl. verwendet.

Der meist verwendete Werkstoff für Druckrohrleitungen ist der Stahl.

Für aus Blechen hergestellte Rohre kommen folgende Stahlsorten in Frage [41]:

Bezeichnung	Festigkeit kg/mm^2	Dehnung %	Streckgrenze kg/mm^2
St 34	34—45	20	19
St 41	41—50	26/22	22
St 44	44—53	24/20	24
St 47	47—56	22/18	27
St 52	52—62	18	32

Für nahtlose Rohre:

St 35.29	35—45	20	23
St 55.29	55—65	14	30

In Sonderfällen können besondere Vereinbarungen bezüglich des zur Verwendung kommenden Werkstoffes getroffen werden.

b) Herstellungsverfahren.

Genietetete Rohre. Die Nietung der Längsnähte von Rohren wird in den letzten Jahren insbesondere bei mittleren und hohen Drücken immer mehr von der Schweißung abgelöst. Bei hohen Drücken ist ein dauerndes Dichthalten der Nietverbindungen unter der Einwirkung von Druckstößen und Temperaturänderungen nicht immer gewährleistet. Ein Nachteil der Längs- und quergenieteten Verbindungen ist die Notwendigkeit, mit Rücksicht auf die lieferbaren Blechbreiten kurze Schüsse zu verwenden, wodurch die Wandrauhigkeit und somit die Reibungsverluste erhöht werden. Die Nietung wird heute nur noch bei großen Rohrdurchmessern und geringen Drücken und Wanddicken angewendet.

Geschweißte Rohre [41]. Rohre für Druckleitungen werden unter Anwendung der Wassergaspreßschweißung und der Schmelzschweißung hergestellt. Wassergasgeschweißte Rohre werden aus Blechen aus St 34, St 41 und St 44 mit Dicken von 6 bis etwa 50 mm und mit Durchmessern von 300 bis etwa 3000 mm nach den Vorschriften der DIN 1628 geliefert. Die Festigkeit der Schweißnaht wird mit 90% der Mindestfestigkeit des vollen Bleches gewährleistet.

Einzelne Herstellerwerke verwenden bei höheren Drücken bandagierte Rohre, bei welchen auf ein wassergasgeschweißtes Kernrohr aus St 34 mit geringer Wanddicke nahtlos gewalzte Bandagenringe aus St 60 warm aufgeschumpft werden. Die Verwendung solcher Rohre in Verbundbauart tritt in letzter Zeit infolge der Herstellungsmöglichkeit vollgeschweißter bzw. nahtloser Rohre aus Werkstoffen höherer Festigkeit und im Hinblick auf ihr höheres Gewicht und dadurch höhere Kosten mehr in den Hintergrund.

Die Mehrzahl der zur Zeit in Betrieb befindlichen Druckrohrleitungen besteht aus wassergasgeschweißten Rohren.

In den letzten Jahren hat die Schmelzschweißung wie im Kessel- und Apparatebau auch im Druckrohrleitungsbau in erhöhtem Maße Eingang gefunden. Vorzugsweise wird das Lichtbogenschweißverfahren mit umhüllten Elektroden (Hand-, Automaten-, Elliraschweißung) auch zur Schweißung von Werkstoffen höherer Festigkeit (St 47, St 52) angewendet. Die Rohre werden mit Wanddicken von etwa 15 bis 80 mm mit einem Durchmesser von etwa 400 bis 3000 mm nach den Vorschriften der DIN E 1626 geliefert. Die Festigkeit der Schweißnaht wird wie bei den wassergasgeschweißten Rohren mit 90% der Mindestfestigkeit des vollen Bleches gewährleistet.

Die geschweißten Rohre werden nach der Fertigstellung der Langnaht geglüht; die normale Herstellungslänge ohne Rundnaht beträgt 8 bis 9 m.

Nahtlose Rohre [41]. Nahtlose Rohre in den für Druckrohrleitungen in Frage kommenden Abmessungen werden aus St 35.29, St 55.29

oder aus Sonderwerkstoffen hoher Festigkeit entweder mit dem Schrägalz- und Pilgerschrittverfahren bzw. Aufweitverfahren bis etwa 600 mm Durchmesser und 40 mm Wanddicke oder mit dem Radialrohrwalzwerk (System Roeckner)¹ von 600 bis 1800 mm Durchmesser in Wanddicken bis zu 150 mm geliefert. Die Herstellungslänge der Rohrschüsse beträgt je nach der Wanddicke bis zu etwa 16 m.

4. Rohrverbindungen.

Die Ausführung der Rohrverbindungen richtet sich nach dem Betriebsdruck und der Verlegungsart.

a) Längsbewegliche Verbindungen.

Bei Guß- und Stahlrohren für niedrige Drücke können wie bei normalen Wasserleitungen Stemmverbindungen insbesondere bei unterirdischer Verlegung verwendet werden. Gelegentlich werden Leitungen

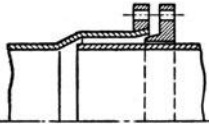


Abb. 53. Hochdruck-Muffenflanschverbindung.



Abb. 54. Innenstemmuffe.

bis zu etwa 30 at Betriebsdruck mit Muffenflanschverbindungen (Abb. 53) ausgeführt. Druckschachtauskleidungen können mit Innenstemmuffen (Abb. 54) für Drücke bis zu etwa 50 at ausgerüstet werden. Ein Nachteil dieser Verbindungen ist, daß die Dichtungen gelegentlich nachgedichtet bzw. erneuert werden müssen und daß die Feststellung von Undichtheiten in manchen Fällen schwierig ist.

b) Starre Verbindungen.

Die bei Druckrohrleitungen am meisten verwendete Verbindung ist die Nietverbindung (Abb. 55 bis 57). Sie wird als konische, zylindrische oder Hülsenverbindung mit einer oder mehreren Nietreihen, je nach dem Betriebsdruck bei Durchmessern über 600 mm ausgeführt. Die Ausführung ist bis zu Betriebsdrücken von etwa 100 kg/cm² möglich, wenn keine zu hohen Längskräfte auftreten, die infolge elastischer Verformungen der Muffe ein Undichtwerden der Stemmnahte herbeiführen können.

Die Flanschverbindungen werden als Fest- oder Bundflansche (Losflansche) ausgeführt, die entweder aufgenietet, aufgeschraubt oder vor- bzw. aufgeschweißt werden können (DIN 2600 bis 2670). Flanschverbin-

¹ Hoff: Herstellung dickwandiger Rohre großer Durchmesser auf dem Radialwalzwerk von Roeckner. VDI. 1942, H. 1/2.

dungen werden hauptsächlich an Formstücken (Krümmer, Abzweigsstücke, Schieber oder dgl.) und in Verteilleitungen beim Auftreten hoher Längskräfte angewendet. Als Dichtungen kommen für niedrige Drücke Flachgummi, für hohe Drücke Rundgummi in Dichtungskammern (DIN 2514) in Frage. Flanschverbindungen können für höchste Drücke gebaut werden. Vielfach werden insbesondere bei hohen Drücken sog. Notdichtungen vorgehen, die beim Versagen des Dichtungsringes zur Wirkung kommen, ohne daß die Rohre ausgebaut werden müssen. Zur Erleichterung der Montage werden an den bergseitigen Krümmerflanschen Doppelkeilringe eingebaut, die den Ausgleich von Winkelabweichungen ermöglichen.

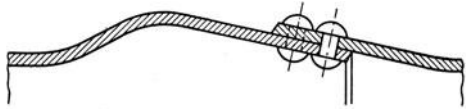


Abb. 55. Konische Nietverbindung.

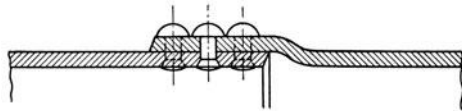


Abb. 56. Zylindrische Nietverbindung.

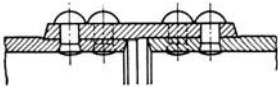


Abb. 57. Hülsen-Nietverbindung.

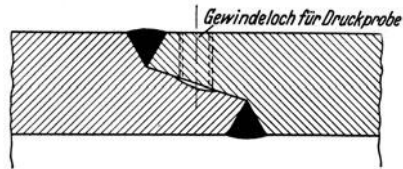


Abb. 58. Sonderschweißverbindung Patent Sulzer.

In neuerer Zeit finden auch Schweißverbindungen im Druckleitungsbau Aufnahme. Es wird gelegentlich die Einsteckschweißmuffe oder auch die Stumpfschweißung angewendet. Eine Sonderausführung zeigt Abb. 58 (Patent Sulzer), die eine Prüfung der Dichtigkeit der Schweißungen ohne Füllung des Rohres mit Wasser zuläßt.

c) Sonderverbindungen.

Bei aufgelösten Leitungen werden in den einzelnen Teilstrecken Ausdehnungsverbindungen (Expansionen) eingebaut. Sie können bis zu den höchsten vorkommenden Drücken hergestellt werden und ermöglichen durch Verkürzen des eingesteckten Degenrohres einen Ausgleich von Längenabweichungen in den Rohren oder von Vermessungsfehlern.

An Absperrschiebern, Drosselklappen oder dergleichen ist es zweckmäßig, sog. Ausbauverbindungen anzuordnen, die ein Auswechseln dieser Stücke bei Instandsetzungen ermöglichen, ohne daß Rohre aus dem Strang entfernt werden müssen.

5. Formstücke und Zubehör.

Krümmen werden bei Stahlrohrleitungen normalerweise aus Segmentstücken zusammengeschweißt, seltener aus glatten Rohren gebogen. Gelegentlich werden auch Stahlgußkrümmen verwendet.

Die Übertragung der in den Knickpunkten auftretenden Kräfte auf die Festpunktklötze erfolgt durch aufgeschweißte Verankerungsringe, wobei die Pressung zwischen Ring und Beton 20 kg/cm^2 nicht überschreiten soll. Bei der Montage werden die Krümmen durch Ankerbügel festgespannt.

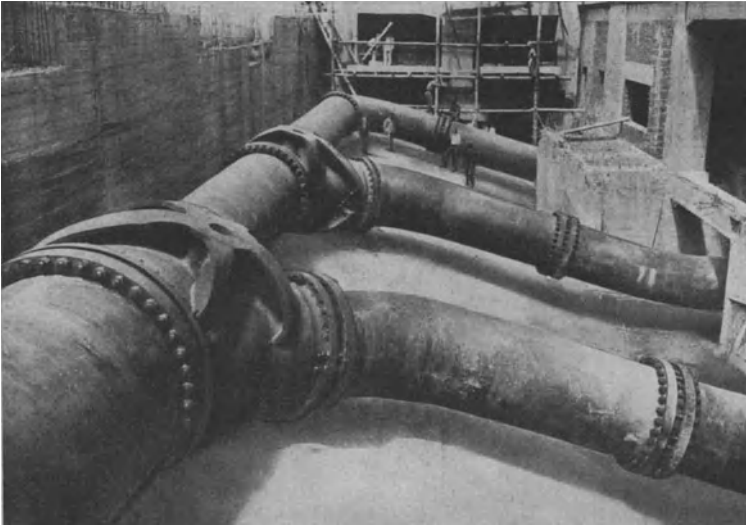


Abb. 59. Stahlgußabzweigstücke.

Abzweigstücke und Hosenrohre stellt man gewöhnlich aus hochwertigem Stahlguß her. Die Übergänge in den Durchdringungen sind in geeigneter Weise zu verstärken (Abb. 59 Stahlgußabzweigstücke, Abb. 60 geschweißtes Hosenrohr). Neuerdings werden derartige Stücke auch für hohe Drücke in geschweißter Bauart ausgeführt.

Als Absperrvorrichtungen kommen Keil- oder Kugelschieber und Drosselklappen in Anwendung, die bei wichtigen Anlagen mit z. T. selbsttätigen Auslöseeinrichtungen zur Verhütung von Schäden bei Rohrbrüchen ausgerüstet werden [40]. Am oberen Ende von Druckleitungen müssen unterhalb der Drosselklappe Belüftungsventile angebracht werden, um beim Füllen und Entleeren Luft aus- bzw. eintreten zu lassen und, um bei größeren Druckschwankungen eine Unterdruckbildung im Rohr und damit eine Beschädigung durch Einbeulen zu vermeiden.

Bei offen verlegten Leitungen wird normalerweise jedes Rohr auf einem Unterstützungssockel mit Gleitblech aufgelagert. Bei großen Durchmessern mit geringer Wanddicke werden die Rohre in Stützringen mit Rollenlagern oder Pendelstützen gelagert. Bei langen Teilstrecken empfiehlt sich die Anordnung von Niederhaltebügeln, um ein seitliches Ausknicken des Rohrstranges zu verhindern.

Bei unterirdisch verlegten, mit Erde überschütteten Leitungen ist auf einwandfreies sattes Umfüllen der Rohre zu achten, damit nicht zusätzliche Beanspruchungen durch ungleichmäßige Verteilung des Erddruckes und der Erdreibung auftreten.

Leitungen im Hochgebirge werden mit Eismeßvorrichtungen ausgestattet, um Eisansatz im Inneren rechtzeitig feststellen zu können und ein Einfrieren des Wasserinhaltes zu verhindern. Diese Meßvorrichtung beruht auf folgendem:

Es wird mit einem Kronenbohrer die im Innern des Rohres sich ansetzende Eisschicht durchbohrt, der Bohrer herausgezogen und an dem im Bohrer befindlichen Eisstück die Dicke des Eises festgestellt. Auf dem Rohr sitzt ähnlich wie bei einer Anbohrschelle ein Schieber und daran anschließend der Bohrer, der mit einer Stopfbüchse abgedichtet wird.

Es empfiehlt sich, bei größeren Anlagen Wassermesseinrichtungen (Venturimeter) und Druckschreiber einzubauen.

Bei Leitungen über 500 mm Durchmesser werden zum Befahren Einsteigöffnungen in nicht zu großen Abständen vorgesehen.

6. Betrieb und Instandhaltung.

Nach beendeter Montage werden die Druckleitungen zur Feststellung der Dichtheit einer Probefüllung unterzogen. Von den früher üblichen Zonendruckproben mit Überdrücken bis zum $1\frac{1}{2}$ fachen statischen Druck sieht man heute mit Rücksicht auf die Notwendigkeit der Überbemessung der Festpunkte ab; die Rohre selbst werden im Herstellerwerk einem hydraulischen Druckversuch mit dem $1\frac{1}{2}$ fachen Betriebsdruck unterworfen.



Abb. 60. Geschweißtes Hosenrohr.

Die Rohre der Druckrohrleitungen werden von den Herstellerwerken mit einem Werksgrundanstrich geliefert, der nach Beendigung der Montage sorgfältig ausgebessert werden muß, worauf der endgültige Anstrich aufgebracht wird.

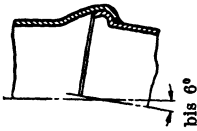


Abb. 61. Klöpperkugelschweißmuffe.

Besondere Sorgfalt ist auf einwandfreien Rostschutz bei unterirdisch verlegten Leitungen zu verwenden. Beim Einfüllen soll in der nächsten Umgebung der Rohrwand nur feinkörniges Material verwendet werden, damit der Schutzanstrich bei Bewegungen des Stranges keine Beschädigungen erleidet.

Das Füllen der Leitung muß durch an der Drosselklappe angebrachte

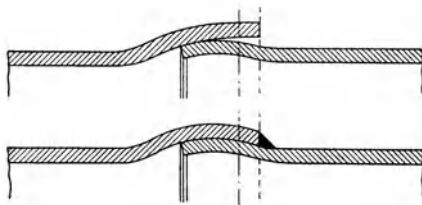


Abb. 62. Kugelschweißmuffe 10° (Deutsche Röhrenwerke A. G., Düsseldorf).
Oberes Bild: vor der Montage; unteres Bild: nach erfolgter Montage und Verschweißung.

Umlaufschieber erfolgen, zur Entleerung wird an der tiefsten Stelle der Verteilung eine Entleerungsleitung (bei großen Druckhöhen mit Energievernichter) vorgesehen. Beim Entleeren ist auf einwandfreies Arbeiten der Entlüftungsvorrichtung zu achten.

An Stelle der Flanschverbindungen werden — vor allen Dingen für erdverlegte Leitungen — die Klöpperhakenschweißung und die in Abb. 61 gezeigte Klöpperkugelschweißmuffe verwendet. Während letztere nur eine Abwinkelung von 6° zuläßt, kann mit der neuen von den Deutschen Röhrenwerken, Düsseldorf, entwickelten „Kugel-Schweißmuffe 10°“ nach Abb. 62 eine Abwinkelung bis zu 10° erzielt werden. Dieser Vorteil ist besonders in bergigem Gelände beachtlich. Ferner bedingt die Kugelschweißmuffe 10° wenig Anrichtarbeit, da das Abschneiden überstehender Kugelteile fortfällt. Im übrigen sei auf den Abschnitt III/B 4 verwiesen.

J. Wasserwerke, Hauptzuleitungen und Ortsnetze.

Im vorstehenden Abschnitt 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.

Jeder Brunnen erhält eine besondere Saugleitung; sämtliche Saugstränge werden in ein gemauertes Becken zusammengeführt. Damit

einzelne Brunnen im Bedarfsfall außer Betrieb gesetzt werden können, wird jede Saugleitung mit einer Absperrvorrichtung versehen.

Pumpen. An das Becken, in welches die verschiedenen Heberleitungen münden, werden auch die Saugleitungen der Pumpen angeschlossen.

Jedes Wasserwerk wird zweckmäßig mit zwei Pumpensätzen 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 Hauptsaugleitung 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 besonderen Behältern gedrückt und dort gesammelt. Bei geeigneter Bodengestaltung fertigt man diese Behälter als gemauerte Erdbehälter; wo diese Möglichkeit fehlt, werden sie auf einem Gerüst oder Turm angeordnet. Für die Höhenlage des Behälters ist der erforderliche Leitungsdruck maßgebend. Hochbehälter werden zweckmäßig in nächster 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 Abschnitt II/B 3 verwiesen, worin entsprechende Angaben gemacht werden.

Die Wasserdruckhöhe in dem Netz selbst nennt man den bürgerlichen Versorgungsdruck, der in Meter 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 Geländes ein gleichmäßiger Druck nicht erreichen. In solchen Fällen unterteilt man deshalb das Versorgungsgebiet in Abschnitte mit passenden Druckverhältnissen und Höhenabständen von 50 bis 80 m. Für jeden der Druckabschnitte 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. 63 bis 67 dargestellt.

Beim Straßenrohrnetz verwendet man das Verästelungs- oder das Umlaufnetz. 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 Nie-

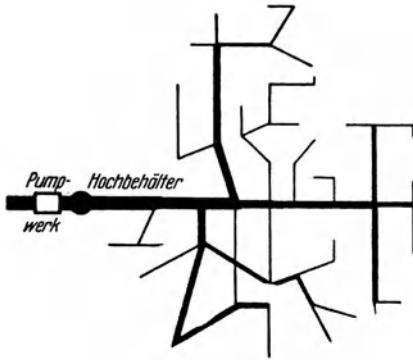


Abb. 63. Verästelungsnetz mit Hochbehälter am Pumpwerk.

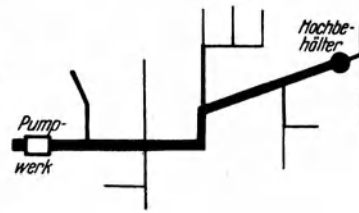


Abb. 64. Verästelungsnetz mit Hochbehälter am äußeren Netzende.

derschlägen möglichst vermieden sind und Rohrabsperren wenig stören.

Bei Umlaufnetzen werden die Zweigleitungen untereinander durch Nebenstränge von mindestens 80 mm l. W. verbunden, so daß das

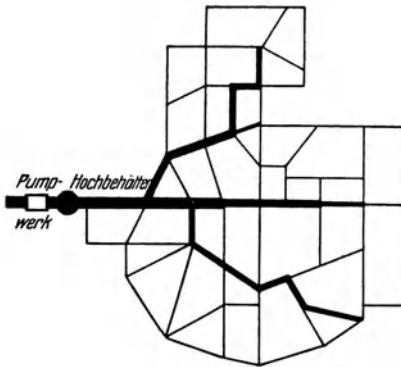


Abb. 65. Umlaufnetz mit Hochbehälter am Pumpwerk.

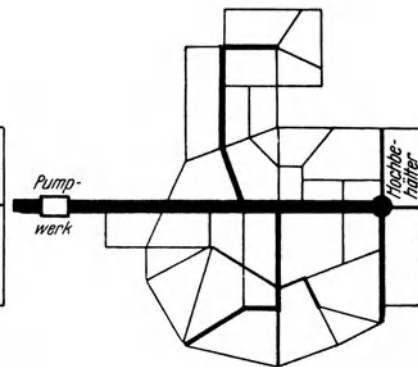


Abb. 66. Umlaufnetz mit Hochbehälter am äußeren Netzende.

Wasser stets auf zwei Wegen zu einem bestimmten Punkt gelangen kann, während es beim Verästelungsnetz nur vom Hauptstrang abzweigt.

In dem Beispiel Abb. 63 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. 64, wo von einer Hauptstraße einige untereinander nicht verbundene Nebenstraßen abzweigen. Die Abb. 65 bis 67 zeigen Beispiele von Umlaufnetzen. Es wurde derselbe Lageplan wie für Abb. 63 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 zu setzen, 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, sogenannte Windstöcke.

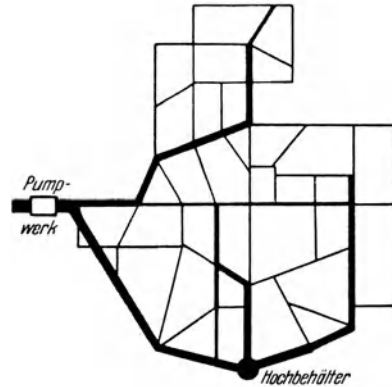


Abb. 67. Umlaufnetz mit Hochbehälter am Rande.

Hydranten werden als erdverlegte Unterflurhydranten und sichtbare Überflurhydranten gebaut. Die ersteren sind billiger in der Anschaffung, die letzteren haben den Vorzug, daß sie sichtbar sind und deshalb leicht gefunden werden können. Bei ihrer Aufstellung muß darauf geachtet werden, daß sie den Verkehr nicht stören.

Bei Wasser, das losen Sinter oder Schlamm absetzt, empfiehlt sich der Einbau sogenannter Streifkästen, um Bürsten einführen zu können.

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

Rohrmaterial. Für die im Erdreich verlegten Leitungen verwendet man Muffenrohre aus Stahl oder Gußeisen, welche durch Asphaltierung, erstere auch noch durch eine Bejutung oder Wollfilzumwicklung gegen Rostangriff geschützt sind. Die Dichtung der Muffe geschieht mittels Hanfstrick und Blei oder Aluminiumwolle bzw. den in den letzten Jahren an Stelle von Blei geschaffenen und zum Teil noch in Erprobung

befindlichen Ersatzstoffen¹. Man verwendet auch vielfach bei größeren Durchmessern Schweißverbindungen (Abb. 28, 61 und 62). 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 hergestellt werden können.

Als Flanschverbindung bei den Stahlröhren sind solche mit aufgewalzten Flanschen oder aufgeschweißten Bunden und losen Flanschen üblich.

Rohre 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 sogenannte Anbohrschellen.

Im übrigen sei auf die Schrifttumübersicht am Schluß des Buches verwiesen. Die einschlägigen Arbeiten sind nicht nur unter Wasserkraftanlagen, sondern zum Teil auch unter Druckverlustberechnung zu finden.

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 in bezug auf:

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

Im allgemeinen ist die Rohrweite durch die Geschwindigkeit und den zulässigen Druckverlust bedingt. In dem Abschnitt 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

¹ Siehe Umstellnormen DIN 2435 U und DIN 2465 U.

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 Größen 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 Abschnitten soll gezeigt werden, wie dies für die verschiedenen Fälle durchgeführt wird. Um Wiederholungen zu vermeiden, werden die wichtigsten Berechnungsgrundlagen in Abschnitt B/1 gebracht und in den folgenden immer so weit vervollständigt, als dies für die Behandlung des betreffenden Abschnittes erforderlich ist.

In allen 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. Der Abschnitt II/E dieses Handbuches ist den Wärmeverlusten gewidmet.

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

c	spezifische Wärme in kcal/kg°C;	L	Länge der Rohrleitung in m;
c_p	spezifische Wärme bei unveränderlichem Druck kcal/kg°C;	\ln	natürlicher Logarithmus = $2,303 \cdot \log$;
c_v	spezifische Wärme bei unveränderlichem Volumen kcal/kg°C;	M	Moment in cmkg;
d	lichter Durchmesser des Rohres in m oder mm;	N_s	Nutzleistung in PS;
D	äußerer Durchmesser des Rohres in mm;	P	Druck in kg/m ² ;
E	Elastizitätsmodul in kg/cm ² ;	p	Druck in at;
F	Querschnitt in m ² ;	p_0	Bezugsgröße = 1,0333 at = 10333 kg/m ² (760 mm QS);
Δ	Ausdehnung des Rohres in cm;	p_a	Anfangsdruck bei Gasleitungen in ata;
G	Durchflußmenge, bei Wasser in kg/s oder m ³ /h bzw. t/h;	p_e	Enddruck bei Gasleitungen in ata;
G	Durchflußmenge, bei Dampf und Gasen in kg/h oder t/h;	Q	Durchflußvolumen in m ³ /s oder m ³ /h;
g	Freifallbeschleunigung = 9,81 in m/s ² ;	Q_h	Durchflußmenge bei Gas und Luft in m ³ /h (Q und Q_h in nachstehenden Berechnungen immer auf Ansaugzustand 0°C und 760 mm QS bezogen);
H	Druckhöhe in m Flüssigkeitssäule;	Q_w	stündliche Wärmemenge in kcal/h;
h	Widerstandsverluste in m Flüssigkeitssäule;	Re	Reynoldssche Zahl (reduzierte Geschwindigkeit);
J	Trägheitsmoment in cm ⁴ ;	R	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);
i	Wärmeinhalt in kcal/kg;	R_1	(Luft) = 29,27;
k	Wärmedurchgangszahl in kcal/m ² h°C;		
k_b	zulässige Bieungsbeanspruchung in kg/cm ² oder kg/mm ² ;		
k_s	zulässige Zugbeanspruchung in kg/cm ² oder kg/mm ² ;		

R_g	Gaskonstante des zu fördernden Gases = $\frac{R_i}{s} = \frac{29,27}{s}$,	oder	α	= Wärmedehnungszahl für Stahl in cm/m;
r	Halbmesser in mm;		β	Widerstandsbeiwert der Strömung für glatte Leitungen bei Dampf und Gasen;
s	relatives 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), auch als Dichte bezeichnet;		γ	spezifisches Gewicht bei Wasser und Dampf in kg/m ³ ;
s	Wandstärke in mm;		δ	spezifisches Gewicht eines Gases in kg/m ³ ;
T_0	Bezugsgröße = meist 273° abs;			$\delta = \frac{P}{R_i \cdot T} \cdot s$
T	absolute Temperatur ($T_0 + t$) in ° abs;	oder		$\delta_i = \frac{\delta_0}{1 + \alpha \cdot t}$
t	Temperatur in ° C;			(wobei $\alpha = \frac{1}{273} = 0,00367$);
T_m	mittlere Jahresleitungstemperatur in ° abs;		Δ	Unterschied, Abfall, z. B. ΔP = Druckabfall in kg/m ² , Δp = Druckabfall in at; Δt = Temperaturabfall in °C;
v	spezifisches Volumen in m ³ /kg;		ζ	Widerstandsbeiwert (Widerstandswert eines einzelnen Hindernisses);
V	Volumen in m ³ ;		η	Zähigkeitszahl (absolute Zähigkeit) in kgs/m ² ;
w	Strömungsgeschwindigkeit in m/s;		ν	kinematische Zähigkeit (Viskosität) in m ² /s;
W	Widerstandsmoment in cm ³ ;		ϑ	Oberflächentemperatur in °C;
z	Zeit in h;		λ	Reibungsziffer;
α	Wärmeübergangszahl in kcal/m ² h°C oder Formelfestwert;		$\lambda_i, \lambda_a, \lambda_m$	Wärmeleitzahl in kcal/mh°C;
α	oder $\alpha = \frac{1}{273}$ (bei allen Gasen ergibt 1°C Temperaturerhöhung eine Volumvergrößerung um $\frac{1}{273}$ des ursprünglichen Volumens);		π	Kreisfestwert = 3,14.

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

Ein Druckunterschied kann angegeben werden in at, kg/cm², m oder mm FLS.

Im allgemeinen werden bei Flüssigkeiten kg/m² und m FLS gebraucht. Es besteht dann die Beziehung

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

Für Wasser von 4° ist $\gamma = 1000 \text{ kg/m}^3$, daher gilt

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

Allgemein gilt

$$\begin{aligned} 760 \text{ mm QS} &= 1,0333 \text{ ata} = 10333 \text{ kg/m}^2 \\ \text{und } 1 \text{ ata} &= 736 \text{ mm QS} = 10000 \text{ kg/m}^2. \end{aligned}$$

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

$$T = t + 273^{\circ} \text{ abs.} \quad (2)$$

Die für die innere Reibung einer Flüssigkeit maßgebende Größe η und die in den Widerstandsgleichungen vorkommende Größe ν sind verbunden durch die Beziehung

$$\nu = \frac{\eta \cdot g}{\gamma} \text{ in m}^2/\text{s}, \quad (3)$$

wobei die absolute Zähigkeit η die Kraft ist, die notwendig ist, um eine Flüssigkeitsschicht von 1 m^2 Oberfläche über eine gleich große, 1 m entfernte Schicht mit der Geschwindigkeit von 1 m/s zu verschieben; oder

$$\eta = \nu \cdot \frac{\gamma}{g} \text{ in kg s/m}^2. \quad (3a)$$

Es wird im Schrifttum die Zähigkeit η häufig in kg/m s angegeben. Dann ist für die absolute Zähigkeit die Bezeichnung μ (in kg s/m^2) gewählt. Die beiden Werte verbindet die Beziehung

$$\eta = \mu \cdot g \text{ in kg/m s (physik. Maßsystem)}. \quad (3b)$$

Die Messung von η erfolgt nach Engler-Graden \mathfrak{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 nach der Formel

$$10^6 \cdot \eta = \gamma \left(0,746 \cdot \mathfrak{E} - \frac{0,643}{\mathfrak{E}} \right). \quad (4)$$

Es ist nicht immer möglich, sich mit Starrheit an die Grundeinheiten kg , m , s zu halten.

Soweit Abweichungen vorkommen, sind die Bezeichnungen jeweils erläutert.

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 für Wasser.

Nachdem der Rohrplan festgelegt ist, handelt es sich zuerst um die Wahl des Durchmessers der Rohre. Bei der Berechnung einer einfachen Leitung, 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 Umständen abhängig ist. Diese sind: Strömungsgeschwindigkeit (w), Länge (L) und Durchmesser (d) des Rohres, Dichte (s) und Zähigkeit (η) des durchfließenden Mittels 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 umständlich.

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

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

$$Q = F \cdot w \text{ in m}^3/\text{s} \quad (5)$$

oder, wenn das zeitliche Gewicht gegeben ist,

$$G = F \cdot w \cdot \gamma \text{ in kg/s.} \quad (6)$$

Für eine Leitung mit Kreisquerschnitt gilt demnach

$$G = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot w \cdot \gamma \text{ in kg/s} \quad (7)$$

oder

$$\begin{aligned} w &= \frac{1,274 \cdot G_{\text{kg/s}}}{\gamma \cdot d_m^2} = \frac{G_{\text{kg/h}}}{2830 \cdot \gamma \cdot d_m^2} = \frac{354 \cdot G_{\text{kg/h}}}{\gamma \cdot d_{\text{mm}}^2} \text{ in m/s} \\ &= \frac{G_{\text{t/h}}}{2,83 \cdot \gamma \cdot d_m^2} = \frac{354000 \cdot G_{\text{t/h}}}{\gamma \cdot d_{\text{mm}}^2} \text{ in m/s} \end{aligned} \quad (8)$$

(für Wasser von 4° C ist $G_{\text{t/h}} = Q_{\text{m}^3/\text{h}}$, da $\gamma = 1000 \text{ kg/m}^3$ ist).

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 (parabolische Geschwindigkeitsverteilung).

Eine einfache Lösung der Gl. (5) ermöglicht Tafel VII, aus welcher zu einer bestimmten Durchflußmenge (in m^3 je Sekunde, Minute und Stunde angegeben) bei einer angenommenen zulässigen Geschwindigkeit der zugehörige 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 $0,5 \text{ m/s}$. Die Tafel I (lose in der Tasche) 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 Tafel 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 Strömungsarten unterschieden werden: die laminare (schlichte) und die turbulente (wirblige) Strömung. Bei der ersten Strömungsart, die bei kleinen Geschwindigkeiten und in engen glatten Rohren eintritt, fließen die Flüssigkeitsteilchen parallel zueinander, bei der zweiten und am häufigsten vorkommenden Strömung tritt eine Wirbelung auf. Die Grenze zwischen den beiden Gebieten der Strömung liegt bei der kritischen Zahl $Re_{kr} = 2320$; 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 kinetischer Zähigkeit entspricht.

Von verschiedenen Forschern, z. B. Schiller und Brabbee [106], wurde — allerdings im Versuchsraum — auch bei höheren Reynoldsschen Zahlen laminare Strömung beobachtet. Es müssen aber hierzu alle erdenklichen Mittel zur Vermeidung von irgendwelchen Störungen angewandt werden; infolgedessen kommt für die Praxis, wo stets mit Störungen zu rechnen ist, dieser Ausnahmefall nicht in Betracht.

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

$$\Delta P = \lambda \cdot \frac{L \cdot \gamma \cdot w^2}{d \cdot 2g} \text{ kg/m}^2 \quad (9)$$

oder mit Benutzung von Gl. (8)

$$\Delta P = \lambda \cdot \frac{1,27^2 \cdot G^2 \cdot L}{2g \cdot \gamma \cdot d^5} \text{ kg/m}^2 \quad \left. \vphantom{\Delta P} \right\} (\dot{G} \text{ in kg/s}) \quad (10)$$

$$= \lambda \cdot \frac{0,083 \cdot G^2 \cdot L}{\gamma \cdot d^5} \text{ kg/m}^2 \cdot \quad (10a)$$

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 Re den Wert 2320 erreicht. Die Abhängigkeit der kritischen Geschwindigkeit von der Kenngröße Re wurde 1883 von O. Reynolds nachgewiesen und nach ihm heißt diese Größe $Re = \text{Reynoldssche Zahl}$. Diese Zahl spielt bei der Untersuchung des Durchflußwiderstandes, wie aus folgendem hervorgeht, eine äußerst wichtige Rolle.

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 Dämpfe) nach der Gleichung

$$Re = \frac{w \cdot d}{\nu} = \frac{w \cdot d \cdot \gamma}{\eta \cdot g} \quad (11)$$

zu bestimmen ist.

Die Werte setzt man ein:

$$\begin{aligned} w &\text{ in m/s,} & \eta &\text{ in kg s/m}^2 \\ d &\text{ in m,} & \nu &\text{ in m}^2/\text{s.} \\ \gamma &\text{ in kg/m}^3. \end{aligned}$$

Ist statt der Geschwindigkeit w die stündliche Durchflußmenge G in t/h gegeben, so gilt die Beziehung:

$$Re = 0,036 \cdot \frac{G}{d \cdot \eta} = \frac{0,353 \cdot G}{d \cdot \nu \cdot \gamma} \quad (11a)$$

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 Prof. Kövesi [91] entnommen werden.

Die Reibungszahl λ ist eine Funktion der Reynoldsschen Zahl, die nach vorstehender Formel den Einfluß der Durchmesser, Geschwindigkeit, Zähigkeit, des spezifischen Gewichtes und Rauigkeitsmaßes zusammenfaßt.

Bei laminarer Strömung ist — unabhängig vom Rauigkeitsgrad des Rohres —

$$\lambda = \frac{64}{Re}, \tag{12}$$

und es gilt für den Druckverlust nach dem Poisseuilleschen Gesetz die Gleichung

$$\Delta P = \frac{32 \cdot \eta \cdot L \cdot w}{d^2} \text{ in kg/m}^2 \text{ (d. h. in mm WS)}. \tag{13}$$

Diese Gleichung ist entwickelt aus

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

worin bei laminarer Strömung $\lambda = \frac{64}{Re}$ und $Re = \frac{w \cdot d \cdot \gamma}{\eta \cdot g} < 2320$ ist.

Als Einheiten sind m, kg, s einzusetzen. Bei laminarer Strömung kommt aber der Reynoldsschen Zahl Re nicht die Bedeutung zu wie

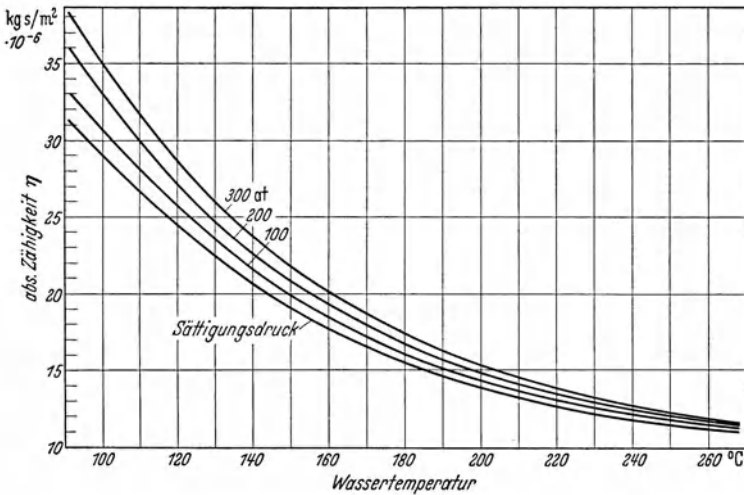


Abb. 68. Absolute Zähigkeit η für Wasser bei verschiedenen Drücken. Aus Sigwart [96].

bei turbulenter Strömung. Es sind nämlich alle möglichen Laminarströmungen in Kreisrohren ohne Rücksicht auf die Größe der Reynoldsschen Zahl mechanisch ähnlich.

Die Zähigkeit η der Flüssigkeit ist je nach der Art derselben verschieden und verändert sich außerdem mehr oder weniger mit der Temperatur. Auch der Druck beeinflusst die Größe des Zähigkeitswertes, jedoch ist dieser Einfluß bei nicht zusammendrückbaren Flüssigkeiten so gering, daß man ihn ohne Nachteil vernachlässigen kann.

Die nachstehenden Zahlentafeln der Zähigkeit für Wasser und verschiedene andere Flüssigkeiten sind dem Werk von Richter „Rohrhydraulik“ [130] entnommen und teilweise etwas erweitert oder in Form von Linientafeln aufgetragen. Werte für andere Flüssigkeiten finden sich z. B. in Landolt-Börnstein: Physikalisch-chemische Tabellen.

Bei Erdöl, Schmieröl, Benzin usw. muß beachtet werden, daß die Zähigkeit auch von der Zusammensetzung der Flüssigkeit stark beeinflußt wird. Man muß natürlich von Fall zu Fall genau prüfen, ob die in den Tafeln als Mittel angegebenen Werte eingesetzt werden können.

Andernfalls muß η durch Versuch bestimmt werden.

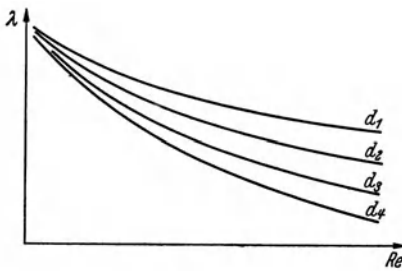


Abb. 69. Zusammenhang zwischen der Reynoldsschen Zahl Re und Reibungsbeiwert λ .

Wie bereits erwähnt, tritt in Rohren üblicher Durchmesser bei normaler Geschwindigkeit fast immer turbulente Strömung auf. Der Widerstand ist dann abhängig von der Beschaffenheit der Rohrwand und wird am geringsten bei ganz glatter Wand, wie diese bei neuen gezogenen Messing- bzw. Kupferrohren vorliegt.

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

$$\lambda_0 = 0,3164 \sqrt[4]{\frac{1}{Re}}. \quad (14)$$

Nach neueren Untersuchungen von Nikuradse (1932) gilt die Blasius'sche Beziehung für glatte Rohre nur bis $Re \sim 125000$. Darüber hinaus fallen die Messungen in eine unter schwacher Neigung zur ersteren verlaufende Linie mit der Gleichung

$$\lambda_0 = 0,0032 + 0,221 \cdot Re^{-0,237}. \quad (15)$$

Bei technisch glatten Rohren (Kupfer- und Messingrohr gezogen sowie Glasrohr) fallen die Linien $\lambda = f(Re)$ für alle Durchmesser zusammen.

Die Rauigkeit der Rohrwand bedingt in dieser Beziehung eine Verschiebung der Linien, so daß praktisch für jeden Durchmesser eine besondere Kurve gilt.

Den grundsätzlichen Zusammenhang zwischen Re und λ zeigt die Abb. 69 bei Rohren normaler Rauigkeit.

Bei rauhen Rohren ist die Widerstandszahl stets größer als bei glatten. Man unterscheidet zwei Arten von Rauigkeit. Bei der einen ist λ_1 unabhängig von Re , aber abhängig von der relativen Rauigkeit k/d ,

Zahlentafel 1¹. Spezifisches Gewicht von reinem luftfreiem Wasser.

t°	γ kg/m ³	t°	γ kg/m ³	t°	γ kg/m ³	t°	γ kg/m ³	t°	γ kg/m ³
0	999,9	10	999,7	20	998,2	30	995,7	75	974,9
1	1000,0	11	999,6	21	998,0	32,5	994,9	80	971,8
2	1000,0	12	999,5	22	997,8	35	994,1	85	968,7
3	1000,0	13	999,4	23	997,6	40	992,2	90	965,3
4	1000,0	14	999,3	24	997,3	45	990,0	95	961,9
5	1000,0	15	999,1	25	997,1	50	988,1	100	958,4
6	1000,0	16	999,0	26	996,8	55	985,7	150	917,2
7	999,9	17	998,8	27	996,6	60	983,2	200	862,8
8	999,9	18	998,6	28	996,3	65	980,6	250	794
9	999,8	19	998,4	29	996,0	70	977,8	300	700

Zahlentafel 2. Zähigkeit verschiedener Flüssigkeiten¹.
Werte für 15° C und 760 mm QS.

Bezeichnung	γ kg/m ³	$10^6 \cdot \nu$ m ² /s	$10^6 \cdot \eta$ kg s/m ²	Bemerkungen
Äthylalkohol	794	1,67	135,2	
Spiritus 95 vH	809	1,94	160	
Spiritus 90 vH	823	2,19	183,6	
Spiritus 85 vH	836	2,46	209,7	
Benzol rein	884	0,796	71,7	
Toluol rein	870	0,717	63,5	
Xylol rein	868	0,786	69,5	
Handelsbenzol I	882	~0,792	~71,2	0,84 Benzol, 0,03 Xylol, 0,13 Toluol,
Handelsbenzol II	876	~0,790	~70,5	0,43 Benzol, 0,46 Toluol, 0,11 Xylol bei 80°
Naphthalin rein	977	0,907	90,3	
Tetralin	975	2,36	234,5	
Pentan	627	0,373	23,8	
Hexan	658	0,512	34,35	
Heptan	683	0,640	44,6	
Oktan	700	0,827	59,0	
Benzin	700	0,80	57,1	
Benzin	740	0,76	57,3	
Olivenöl	920	107,5	10100	
Rizinusöl	970	1480	146300	
Terpentinöl	875	1,86	166	
Salpetersäure 25 vH	1150	1,16	136	
Salpetersäure 40 vH	1250	1,31	167	
Salpetersäure 91 vH	1500	0,95	145	
Schwefelsäure 25 vH	1182	1,66	200	
Schwefelsäure 50 vH	1399	3,06	437	
Schwefelsäure 75 vH	1674	10,00	1705	
Schwefelsäure 100 vH	1836	14,66	2740	
Bier	~1030	~1,15	~121	
Milch	1030	~2,90	~305	

¹ Aus H. Richter [130].

dem Verhältnis des Rauigkeitsmaßes¹ k (das bei eisernen Rohren zwischen 1,5 bis 2,5 liegt) zum Rohrdurchmesser d :

$$\lambda_1 = \frac{1}{100} \cdot \left(\frac{k}{d}\right)^{0,314} . \tag{16}$$

Bei der zweiten Art der Rauigkeit ist λ von Re abhängig, dagegen unabhängig von d , und

$$\lambda_2 = \lambda_0 \cdot \zeta , \tag{17}$$

wobei ζ = Welligkeitszahl (zwischen 1,2 und 1,5 liegend), also eine den Rauigkeitsgrad² kennzeichnende Zahl ist.

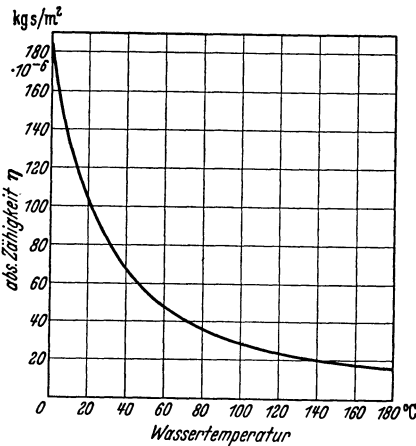


Abb. 70. Absolute Zähigkeit η für Wasser bei verschiedenen Temperaturen. Aus Richter [130].

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 Re bis ~ 30000 liegen die Werte λ_1 unterhalb der Werte λ_0 , so daß die darüberliegenden λ_2 in die Rechnung eingesetzt werden müssen. Bei hohem Re kann λ_1 den Wert λ_2 überschreiten.

Die Ermittlung des Rohrwiderstandes war Gegenstand vieler Untersuchungen, deren Ergebnisse jedoch mehr oder weniger große Abweichungen voneinander zeigen.

Das mag seine Ursache in der Art der Versuchsdurchführung, in Meßungenauigkeiten und vor allen Dingen in der sehr verschiedenen Rauigkeit der geprüften Rohre haben.

Nachdem in den letzten Jahren von E. Zimmermann [143, 144, 145] im Auftrage der BEWAG sehr sorgfältige und — was besonders wesentlich ist — an wirklich ausgeführten Anlagen großer Durchmesser vorgenommene Druckverlustmessungen veröffentlicht wurden, verlieren die älteren, zumeist im Laboratorium entstandenen Versuche zum Teil ihre Bedeutung.

Es sollen daher nur der Übersicht halber die bekanntesten älteren Formeln kurz angegeben werden und in der Tafel 3 zahlenmäßig einander gegenübergestellt werden. Die Berechnung der Druckverluste wird im nachfolgenden einheitlich nach den Versuchsergebnissen von E. Zimmermann, die in der Abb. 99 verankert sind, durchgeführt.

¹ Siehe Hütte, 25. Aufl., S. 351, Tafel 6.

² Siehe Hütte, 25. Aufl., S. 352.

Wenn diese Versuche zum größten Teil auch an einer Dampfleitung vorgenommen wurden, so lassen sie sich auch auf andere Medien wie Flüssigkeiten und Gase übertragen; nach dem Gesetz der Hydraulik sind nämlich zwei Strömungsvorgänge unabhängig von der Art der Flüssigkeit einander ähnlich, wenn die Reynoldssche Zahl für beide Fälle den gleichen Wert hat.

Die aus dem Schrifttum bekannten Formeln für den Reibungswert λ bzw. den Druckverlust ΔP oder Δh sind folgende:

1. Älteste Formel von Weißbach (1855)¹

$$\lambda = 0,0144 + \frac{0,00947}{\sqrt{w}} \quad (18)$$

gibt bei großen Durchmessern zu hohe Werte.

2. Neuere Formel von Lang (1905)¹

$$\lambda = a + \frac{0,0018}{\sqrt{w \cdot d}} \quad (d \text{ in } m), \quad (19)$$

wobei $a = 0,012$ (glatte Rohrleitung), $0,020$ (neue gußeiserne Muffenrohrleitung).

3. Nach R. Biel aus Versuchen von Fritsche [101]²:

$$\lambda = 0,0922 \operatorname{Re}^{-0,148} \cdot d^{-0,102} \cdot w^{0,023} \quad (d \text{ in } m) \quad (20)$$

gültig für $\operatorname{Re} \geq 150\,000 \cdot d$ oder $w \geq 150\,000 \cdot \nu$, stimmt mit den Werten von Zimmermann ganz gut überein.

4. Nach K. Brabbée [71]:

$$\lambda = 0,0072 + 0,61 \cdot \operatorname{Re}^{-0,35} + 2,9 \cdot 10^{-5} \cdot d^{-1} \cdot \operatorname{Re}^{0,108}, \quad (21)$$

ergibt sehr gut übereinstimmende Werte, wobei d in m einzusetzen ist.

5. Nach H. P. Brinkhaus [107]² für neue saubere Stahlrohre:

$$\lambda = 0,41 \cdot \operatorname{Re}^{-0,23}, \quad (22)$$

ergibt ziemlich hohe Werte,

und für alte (gebrauchte), d. h. inkrustierte Rohre:

$$\lambda = 0,7 \cdot \operatorname{Re}^{-0,23}, \quad (23)$$

wobei hier in die Gl. (9) der durch die Inkrustierung verengte Rohrdurchmesser $d_i < d$ in m und die entsprechend höhere Geschwindigkeit $w_i = \frac{0,354 \cdot Q_h}{\nu \cdot d_i^2} > w$ in m/s einzusetzen sind.

Die Werte nach der Gl. (23) sind entsprechend noch viel höher.

6a. Nach H. Lummert [117]²:

$$\lambda = 0,0225 \cdot d^{-0,46} \quad (d \text{ in } m), \quad (24)$$

¹ Hütte, 26. Aufl., Bd. I, S. 371.

² Die Gleichungen (20), (22), (23), (24) und (25) sind gegenüber den Angaben im Schrifttum so umgewandelt, daß eine einheitliche Form entsteht.

gilt für gebrauchte, also schon entsprechend verkrustete und rauh gewordene Rohre und ergibt demgemäß einen relativ sehr hohen Druckverlust.

6b. Nach H. Lummert für Dampfleitungen:

$$\lambda = 0,068 \cdot d^{-0,125} \cdot Re^{-0,125} \quad (d \text{ in m}), \quad (25)$$

stimmt gut mit den Werten von Zimmermann überein. Die Gleichungen (24) und (25) wurden von dem Ausschuß für wirtschaftliche Fertigung (AWF) in Form eines Rechenschiebers SR 722 * ausgewertet.

7. Nach F. C. Lea¹

$$\lambda = 0,086 \cdot d^{-0,13} \cdot Re^{-0,12} \quad (d \text{ in m}), \quad (26)$$

ist bis auf den Festwert identisch mit der Gl. (20) von Biel. Sie ergibt rund 37% höhere Werte.

8. Nach Wegmann und Aeryns²:

$$\lambda = 0,104 \cdot d^{-0,198} \cdot Re^{-0,144} \quad (d \text{ in m}). \quad (27)$$

9. Nach F. Galavics-Zimmermann [145]:

$$\lambda = \lambda_{\text{glatt}} + \frac{0,86 \cdot 10^{-3}}{d^{0,28}} \left(\lg \frac{Re/d^{1,1}}{10^{5,5}} \right)^{1,75} \quad (28)$$

gültig für $Re/d^{1,1} = 10^{5,5}$ bis $10^{7,6}$.

Diese Formel wurde auf Grund der von E. Zimmermann vorgenommenen äußerst sorgfältigen Messungen an Rohren kleiner und großer Rohrdurchmesser (bis 450 NW) in handelsüblicher Rauigkeit entwickelt (s. Abb. 99).

Zuletzt sei noch die vom Mitverfasser an Hand der Untersuchungen von E. Zimmermann entwickelte vereinfachte Formel für Wasser angegeben, die eine ausgezeichnete Übereinstimmung zeigt, wie aus der Zahlentafel 3 zu ersehen ist.

10. Nach H. v. Jürgenson (aus den Versuchswerten von Zimmermann):

$$\lambda = 0,082 \cdot d^{-0,055} \cdot Re^{-0,14} \quad (d \text{ in m}) \quad (29)$$

(gültig bis etwa 600 NW und den üblichen Wassergeschwindigkeiten zwischen 0,7 und 2,5 m/s). Sie darf also für Dampfleitungen bei großem Re nicht benutzt werden. Mit dieser Formel soll nicht etwa die schon an und für sich große Anzahl der vorhandenen Formeln noch erhöht werden. Wie das nächste Berechnungsbeispiel zeigen wird, ist es für manche Aufgaben notwendig, die analytische Gestalt einer Funktion zu kennen, um den Einfluß der verschiedenen Veränderlichen zu über-

* Zu beziehen durch den Beuth-Vertrieb, Berlin SW 19.

¹ Engng. News Rec. 1925, S. 240.

² Engng. News Rec. Bd. 95 (1925) S. 100/102.

sehen und rechnermäßig richtig zu berücksichtigen. Das läßt sich aus einer Linientafel, wie sie in der Abb. 99 an Hand der Versuchswerte von Zimmermann entwickelt wurde, nicht in allen Fällen ent-

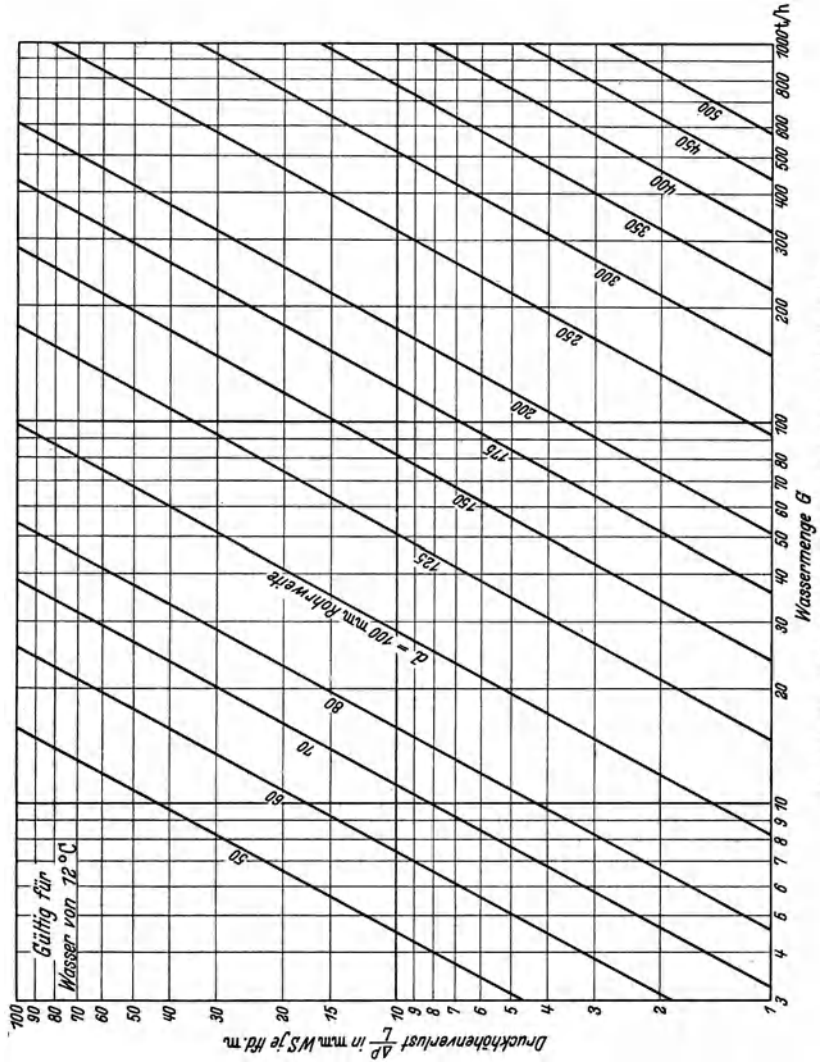


Abb. 71. Druckhöhenverlust in Wasserleitungen nach Gl. (29).

nehmen. Daher ist es wichtig, auch eine einfache und doch möglichst gut mit den Versuchswerten übereinstimmende Formel zu haben, wie sie in Gl. (29) gegeben ist.

Bei einem Neuentwurf darf natürlich wegen späterer Veränderung der Rohrwandrauigkeit nicht ein zu günstiger Wert zugrunde ge

Zahlentafel 3. Zahlenmäßige Gegenüberstellung verschiedener Berechnungsformeln für Wasser von 12°C.

Stündliche Durchflußmenge	Reynoldssche Zahl	Druckverlust-Gefälle $\frac{4P}{L} = \lambda \cdot \frac{w^5 \cdot \gamma}{2 \cdot g \cdot d}$ in mm WS je lfd. m									
		a	b	c	d	e	f	g	h	i	k
Q	W	Welig-päch n. Gl. (18)	Bielhieser n. Gl. (20)	Bräbée n. Gl. (21)	Brinkhaus n. Gl. (22)	Lummer (alte Rohre) n. Gl. (24)	Lummer (Rechen) n. Gl. (25)	H. G. Lea n. Gl. (26)	Wegmann und Aeryns n. Gl. (27)	Zimmermann (45) n. Abb. 99	V. Jür-Rensonn n. Gl. (28)
m ³ /h	m/s	mm WS	mm WS	mm WS	mm WS	mm WS	mm WS	mm WS	mm WS	mm WS	mm WS
2040	2,0	7,17	4,35	4,2	5,9	9,7	4,33	5,95	5,4	3,93	4,27
815	0,8	1,36	0,78	0,965	1,16	1,55	0,778	1,07	0,98	0,755	0,76
905	2,0	642500	7,22	6,67	9,6	17,3	6,8	9,87	9,28	6,75	6,77
362	0,8	257000	1,3	1,24	1,9	2,80	1,2	1,77	1,7	1,23	1,23
509	2,0	482000	14,3	9,68	14,1	24,0	10,0	14,1	13,65	9,50	9,55
204	0,8	193000	2,72	1,86	2,7	4,18	1,8	2,54	2,5	1,73	1,74
226	2,0	321000	21,5	17,2	15,3	22,7	17,0	23,5	23,5	15,45	15,5
90,6	0,8	128500	4,08	3,1	2,84	4,44	2,9	4,21	4,3	2,83	2,82
127	2,0	241000	28,7	24,6	21,7	32,3	24,0	33,6	34,7	21,8	21,8
51	0,8	96400	5,45	4,4	4,13	6,33	4,3	6,03	6,33	3,98	3,98
56,6	2,0	160600	43,0	40,8	36,1	54,0	40,0	55,8	59,7	35,7	35,4
22,6	0,8	64250	8,16	7,35	6,77	10,45	6,9	10,0	10,9	6,60	6,45
14,15	2,0	80300	86	97,0	84,8	140,0	92,0	132,5	151,0	83,0	81,0
5,66	0,8	32100	16,4	17,4	16,35	24,4	16,0	23,8	27,6	13,3	14,8

legt werden. Außerdem muß man mit der Erweiterung des Netzes und Zunahme des Verbrauches rechnen. Bei der Auswahl der am besten geeigneten Berechnungsformel wird in diesem Falle die Zahlentafel 3 sehr gute Dienste leisten, da dort die Unterschiede in den Ergebnissen der einzelnen Formeln am deutlichsten zu erkennen sind.

Für schnelle Überschlagerrechnungen ist die Gl. (29) in Form einer Linientafel in Abb. 71 dargestellt. Bei Umrechnung auf andere Wassertemperaturen müssen die Werte von ΔP aus Abb. 71 mit dem Beiwert C_t aus Abb. 72 multipliziert werden: Diese C_t -Zahlen berücksichtigen die Veränderung von η und γ des Wassers mit der Temperatur.

Die gleiche Abb. 71 kann auch für die Berechnung der Druckverluste bei anderen Flüssigkeiten, z. B. Petroleum, Benzin usw. (nicht Öl oder Teer) benutzt werden; dann müssen aber die abgelesenen Werte von ΔP mit den Beiwerten C_η aus der Abb. 73 und mit C_γ aus Abb. 74 nach Maßgabe der Zähigkeit und des spezifischen Gewichts der jeweiligen Flüssigkeit multipliziert werden.

Soweit die Aufgabe gestellt ist, den Druckverlust für eine gegebene Rohrleitung zu berechnen, ist die Lösung an Hand der Formeln ohne Schwierigkeit durchzuführen.

Etwas weniger einfach ist die Lösung der manchmal vorkommenden Aufgaben, eine unbekannte Durchflußmenge aus dem bekannten zulässigen Druckverlust zu berechnen. In diesem Falle muß der Wider-

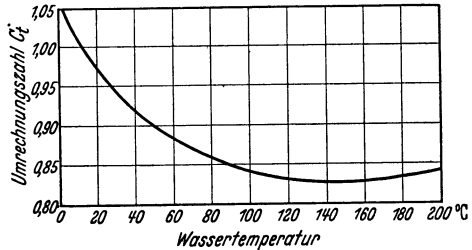


Abb. 72. Beiwert C_t für Wasser von verschiedenen Temperaturen (zu Abb. 71).

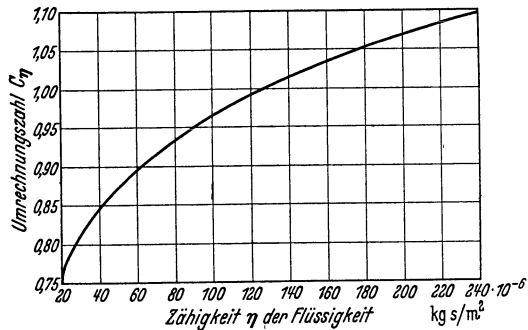


Abb. 73. Beiwert C_η zur Umrechnung der Abb. 71 für andere Flüssigkeiten.

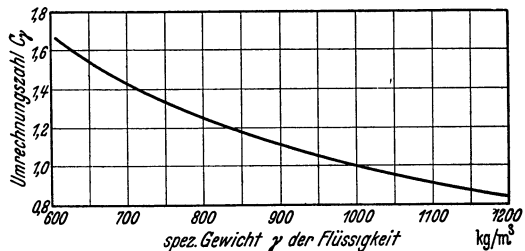


Abb. 74. Beiwert C_γ zur Umrechnung der Abb. 71 für andere Flüssigkeiten.

Durchflußmenge aus dem bekannten zulässigen Druckverlust zu berechnen. In diesem Falle muß der Wider-

92 Berechnung von Rohrleitungen, Druckverlust, Wärmeverlust, Festigkeit.

standsbeiwert zunächst geschätzt werden, weil dieser von der Reynoldsschen Zahl und demnach von der gesuchten Durchflußmenge abhängig ist. Bei einiger Erfahrung genügt meistens eine einmalige

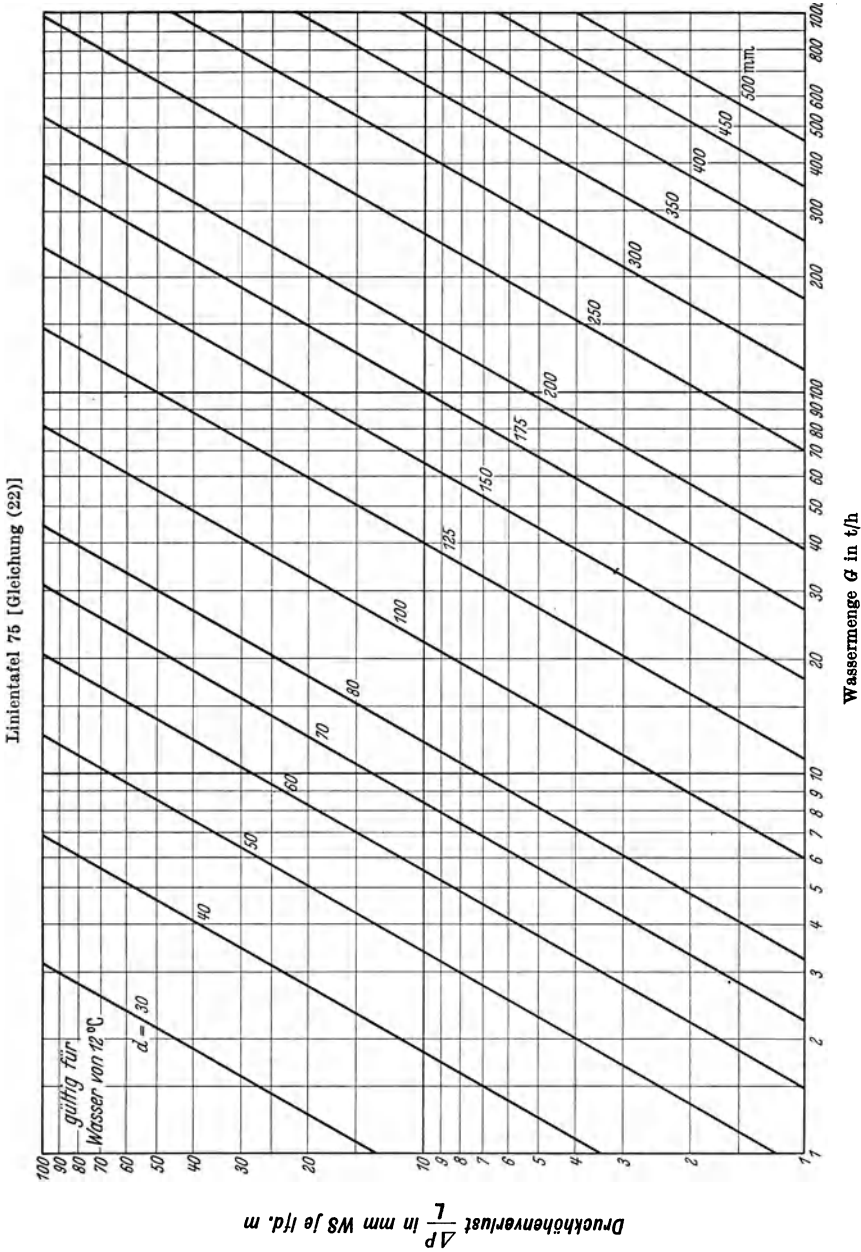


Abb. 75. Druckhöhenverlust in Wasserleitungen nach Gl. (22) von Brinkhaus.

Schätzung und Nachrechnung. Der Wert von λ bewegt sich praktisch in den Grenzen zwischen 0,013 und 0,025 in dem Sinne, daß bei größeren Durchmessern die niedrigeren Werte gelten.

Für solche Aufgaben ist das Arbeiten mit der Linientafel ganz besonders vorteilhaft, da man nicht erst den λ -Wert zu schätzen braucht.

An Hand nachstehenden Beispiels wird die Anwendung der Formeln bzw. Linientafeln und gleichzeitig die Berechnung eines Verteilungsnetzes gezeigt.

Beispiel 1. Gegeben ist das Gebrauchswasser-Verteilungsnetz nach Abb. 76 und die dazugehörigen Verbrauchsmengen, Streckenlängen und Rohrdurchmesser, und zwar

$q_1 = 370 \text{ m}^3/\text{h}$	$d_1 = 175 \text{ mm}$	$L_1 = 95 \text{ m}$
$q_2 = 200 \text{ m}^3/\text{h}$	$d_2 = 150 \text{ mm}$	$L_2 = 90 \text{ m}$
$q_3 = 300 \text{ m}^3/\text{h}$	$d_3 = 250 \text{ mm}$	$L_3 = 130 \text{ m}$
	$d_4 = 350 \text{ mm}$	$L_4 = 160 \text{ m}$

Wassertemperatur kalt.

Die Längen L_1, L_2 usw. stellen die Widerstandslängen der betreffenden Leitungstrecken dar, enthalten also schon alle zusätzlichen Widerstände durch Bögen, Schieber u. ä.

Die vom Wasserwerk ankommende Wassermenge beträgt also $Q_0 = \Sigma q = 870 \text{ m}^3/\text{h}$, jedoch ist aus der Aufgabenstellung nicht zu erkennen, wie sich diese Menge auf die einzelnen Rohrstränge verteilt, d. h. wie groß die Teilmengen Q_1, Q_2, Q_3 und Q_4 sind. Nimmt man die in der Abb. 76 angegebene Strömungsrichtung an, so kann man folgende Bedingungen anschreiben

$$\begin{aligned} q_1 &= Q_1 - Q_2 \\ q_2 &= Q_2 + Q_3 \\ q_3 &= Q_4 - Q_3. \end{aligned}$$

Wichtig ist folgende Überlegung: das Wasser wird sich so auf beide Strecken verteilen, daß der Widerstand über beide Wege gleich groß ist.

Es muß also in diesem Falle

$$\Delta P_1 + \Delta P_2 = \Delta P_3 + \Delta P_4$$

sein, da angenommen wurde, daß die beiden Wasserströme sich in Punkt III treffen.

Die Gleichung (9) wird in Verbindung mit Gleichung (29) umgeformt

$$\Delta P = \frac{0,082}{d^{0,055} \cdot Re^{0,14}} \cdot \frac{w^2 \cdot \gamma \cdot L}{2 \cdot g \cdot d}$$

und mit Gl. (8) und (11 a)

$$\Delta P = \frac{\eta^{0,14} \cdot Q^{1,86} \cdot L}{1200 \cdot \gamma \cdot d^{4,915}} \text{ mm WS}$$

$$\eta = 134 \cdot 10^{-6} \text{ kg s/m}^2 \text{ (aus Abb. 70 bei } 10^\circ \text{ C)}$$

$$\gamma = 1000 \text{ kg/m}^3$$

$$\lg \eta^{0,14} = 0,14 \cdot \lg \eta = 0,14 (\lg 134 - 6 \cdot \lg 10)$$

$$= 0,14 (2,1271 - 6) = 0,14 (-3,8729) = -0,5415$$

$$\eta^{0,14} = 0,2874$$

$$\Delta P = \frac{Q^{1,86} \cdot L}{4175000 \cdot d^{4,915}} \text{ mm WS} \quad \begin{array}{l} Q \text{ in m}^3/\text{h} \\ d \text{ in m} \end{array}$$

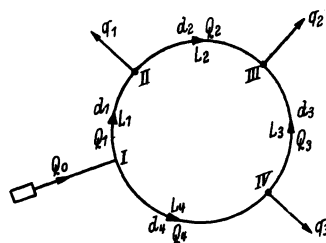


Abb. 76. Verteilungsnetz zu Beispiel 1.

94 Berechnung von Rohrleitungen, Druckverlust, Wärmeverlust, Festigkeit.

Daraus erkennt man, daß der Druckverlust verhältnismäßig der 1,86fachen Potenz der Durchflußmenge und umgekehrt verhältnismäßig der 4,915fachen Potenz des Rohrdurchmessers ist.

Nehmen wir zunächst an, daß die ankommende Wassermenge Q_0 sich ganz gleichmäßig auf die Strecken L_1 und L_4 verteilt, daß also

$$X_1 = X_4 = 435 \text{ m}^3/\text{h},$$

dann ist

$$\begin{aligned} X_2 &= X_1 - q_1 = 65 \text{ m}^3/\text{h}, \\ X_3 &= X_4 - q_3 = 135 \text{ m}^3/\text{h}. \end{aligned}$$

Die Aufgabe läßt sich am einfachsten nach dem Verfahren der schrittweisen Näherung lösen, wofür die Linientafel Abb. 71 besonders gute Dienste leisten wird. Aus der Tafel lesen wir für die in erster Näherung angenommenen Wassermengen ab:

$$\begin{aligned} \frac{\Delta P_1}{L} L_1 &= 100,2 \cdot 95 = 9520 & \frac{\Delta P_3}{L} L_3 &= 2 \cdot 130 = 260 \\ \frac{\Delta P_2}{L} L_2 &= 6,45 \cdot 90 = \underline{580} & \frac{\Delta P_4}{L} L_4 &= 3,9 \cdot 160 = \underline{624} \\ \Delta P_1 + \Delta P_2 &= 10100 & \Delta P_3 + \Delta P_4 &= 884 \end{aligned}$$

Da nach der Aufgabenstellung diese beiden Summen gleich sein müßten, wurde folglich X_1 zu groß und X_4 zu klein angenommen. Es müßte also

$$\Delta P_1 + \Delta P_2 = \frac{10100 + 884}{2} = 5492 \text{ mm WS}$$

sein. Die angenommene Wassermenge X_1 muß sich also zur gesuchten Menge Q_1 verhalten wie:

$$\left(\frac{X_1}{Q_1}\right)^{1,86} = \frac{10100}{5492} = 1,84 \text{ und beiderseits logarithmiert:}$$

$$1,86 \lg\left(\frac{X_1}{Q_1}\right) = \lg 1,84 = 0,2648$$

$$\lg\left(\frac{X_1}{Q_1}\right) = \frac{0,2648}{1,86} = 0,1424 \text{ mithin } \left(\frac{X_1}{Q_1}\right) = 1,388,$$

daraus

$$Q_1 = \frac{435}{1,388} = 325 \text{ m}^3/\text{h}.$$

Daraus erkennt man zunächst, daß die Strömungsrichtung in der Strecke L_2 falsch angenommen wurde und das Wasser in Wirklichkeit entgegengesetzt, also von III nach II fließen muß, um den Bedarf q_1 zu decken.

In 2. Näherung setzen wir also jetzt entsprechend der gewonnenen Erkenntnis:

$$Y_1 = 325; Y_2 = 45; Y_3 = 245; Y_4 = 545.$$

Aus Abb. 71 lesen wir wieder ab:

$$\begin{aligned} \Delta P_1 &= 59 \cdot 95 = 5610 & \Delta P_2 &= 3,25 \cdot 90 = 293 \\ & & \Delta P_3 &= 6 \cdot 130 = 780 \\ & & \Delta P_4 &= 4,85 \cdot 160 = \underline{776} \\ & & & 1849 \end{aligned}$$

Auch in 2. Näherung ist also Q_1 zu hoch angenommen.

$$\Delta P_{\text{mittel}} = \frac{5610 + 1849}{2} = 3730 \text{ mm WS}.$$

In gleicher Weise wird jetzt das Verhältnis der angenommenen zur gesuchten Menge ausgewertet:

$$\left(\frac{Y_1}{Q_1}\right)^{1,86} = \frac{5610}{3730} = 1,505 \text{ und beiderseits logarithmiert:}$$

$$1,86 \lg\left(\frac{Y_1}{Q_1}\right) = \lg 1,505 = 0,1775$$

$$\lg\left(\frac{Y_1}{Q_1}\right) = \frac{0,1775}{1,86} = 0,0954 \text{ mithin } \frac{Y_1}{Q_1} = 1,244,$$

daraus

$$\begin{aligned} Q_1 &= \frac{325}{1,244} = 260 \text{ m}^3/\text{h} \\ Q_2 &= q_1 - Q_1 = 110 \text{ „} \\ Q_3 &= Q_2 + q_2 = 310 \text{ „} \\ Q_4 &= Q_3 + q_3 = 610 \text{ „} \\ Q_0 &= 870 \text{ m}^3/\text{h} \end{aligned}$$

Eine Prüfung der Widerstände zeigt, daß eine weitere Verbesserung der gefundenen Werte nicht nötig ist.

Beispiel 2. Wie groß ist die durch eine 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.

Für Wasser von 90° C ist aus Zahlentafel 1:

$$\gamma = 965 \text{ kg/m}^3.$$

Aus Abb. 71 würde man den Druckverlust für Wasser von 12° C ablesen. Die hier vorliegende Wassertemperatur von 90° beeinflusst den Druckverlust im Sinne einer Ermäßigung. Nach Abb. 72 liest man für C_f bei 90° C den Wert 0,85 ab.

Wenn man also die Abb. 71 benutzt, muß man einen im Verhältnis 1 : 0,85 höheren Druckverlust in Rechnung setzen, d. h.

$$\frac{16}{0,85} = 18,83 \text{ m WS} = 18830 \text{ mm WS}.$$

Je lfd. m ergibt sich also als zulässig

$$\frac{\Delta P}{L} = \frac{18830}{500} = 37,6 \text{ mm WS/m}.$$

Geht man in Abb. 71 links von dem Wert 37,6 mm WS nach rechts bis zum Rohrdurchmesser $d = 70$ mm, so liest man unten die Wassermenge

$$G = 22,5 \text{ t/h}.$$

$$Q = \frac{22500}{965} = 23,3 \text{ m}^3/\text{h}.$$

Einzelwiderstände. Außer dem Widerstand der geraden, zylindrischen Rohrleitung muß noch der zusätzliche Widerstand der verschiedenen Einzelteile derselben, wie Biegungen, Krümmer, Dehnungsausgleicher in Lyra- oder anderer Form, ferner Abzweigstücke, Armaturen, Wasserabscheider usw. berücksichtigt werden. Im folgenden sind Anhaltzahlen für diese „Einzelwiderstände“ in Form von ζ -Werten angegeben. Diese sind naturgemäß von der Bauart des be-

treffenden Teiles stark abhängig, so daß sie immer nur mehr oder weniger genaue Mittelwerte darstellen können. Die Angaben stammen aus verschiedenen im Schrifttum genannten Quellen und sind für den praktischen Gebrauch möglichst bequem zusammengestellt.

Durch neuere Messungen wurden die ζ -Werte teilweise ergänzt bzw. berichtigt.

Ausgehend von der Annahme, daß der Widerstand verhältnismäßig der zweiten Potenz der Geschwindigkeit w ist, gilt für den Druckhöhenverlust folgende Beziehung:

$$\Delta h = \zeta \frac{w^2}{2g} \text{ m WS} \quad (30)$$

oder der Druckverlust

$$\Delta P = \zeta \frac{w^2 \cdot \gamma}{2g} = \zeta \frac{0,639 \cdot G^2}{\gamma \cdot d_{mm}^4} \text{ kg/m}^2 . \quad (31)$$

G ist in kg/h und d in mm einzusetzen.

Der Druckverlust in Einzelwiderständen, wie Bogen, Formstücken, Absperrorganen usw., setzt sich aus zwei Teilen zusammen. Erstens aus dem normalen Reibungsverlust in einem geraden Rohr gleicher Baulänge und zweitens aus einem Zusatzverlust durch die Umlenkung bzw. Verwirbelung.

Man kann folglich den Gesamtwiderstandsbeiwert ebenfalls unterteilen

$$\zeta_{\text{gesamt}} = \zeta_R + \zeta_Z . \quad (32)$$

Für den Reibungsbeiwert gilt die Beziehung

$$\zeta_R = \lambda \cdot \frac{L}{d} , \quad (33)$$

darin bedeuten:

λ = Rohrreibungszahl;

L = gestreckte Länge des Einzelwiderstandes in m;

d = Durchmesser in m.

Somit ist

$$\zeta_{\text{gesamt}} = \lambda \frac{L}{d} + \zeta_Z . \quad (32 a)$$

Diese Unterteilung ist aus dem Grunde zweckmäßig, weil z. B. für einen Lyrabogen der Zusatzverlust ζ_Z praktisch unabhängig von der Ausladung ist, nicht jedoch der Reibungsverlust.

Man ermittelt also am besten die gestreckte Länge der ganzen Rohrleitung einschließlich aller Widerstände und rechnet den Zusatzverlust nach Feststellung der ζ_Z -Werte besonders aus.

Die im Schrifttum angegebenen Werte beziehen sich meistens auf den Zusatzverlust und sind häufig mit ζ_u bezeichnet.

H. Richter [131] hat auf Grund seiner Messungen an glatten Bogenrohren und Krümmern aus gezogenen Kupferrohren folgende Beziehung aufgestellt:

$$\zeta_z = 0,00705 \cdot \alpha \cdot \frac{\delta^{1,1}}{Re^\beta} \quad (34)$$

Darin bedeuten:

- α = Beiwert als Funktion des Krümmungsverhältnisses $R:d$;
- δ = Ablenkungswinkel in Grad;
- Re = Reynoldssche Zahl;
- β = Exponent als Funktion des Winkels δ .

Diese Beziehung ist in Abb. 77 als Linientafel dargestellt und berücksichtigt normalraue Rohrbogen mit verschiedenen Winkeln δ . Der Exponent β wurde gegenüber Richter $33\sqrt{H}$ kleiner eingesetzt, um die Rohrrauigkeit entsprechend zu berücksichtigen.

Der Verfasser hat sich bemüht, die neuesten Meßergebnisse, soweit sie veröffentlicht wurden, genau zu sichten und entsprechend auszuwerten. Sehr gute Unterlagen neueren Datums stellen die Messungen der BEWAG dar, die in einem Aufsatz von Wellmann [140] auszugsweise veröffentlicht sind. Diese sowie Versuchswerte von Richter ergaben eine übersichtliche Zusammenstellung gemäß Abb. 78.

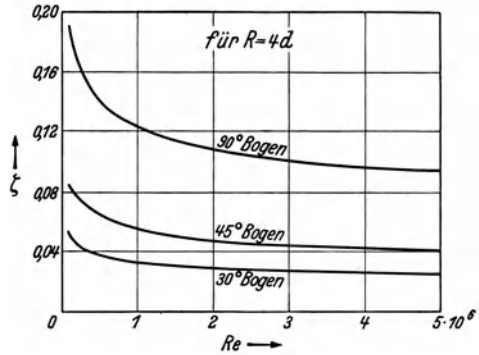


Abb. 77. Widerstandszahl ζ für glatte Rohrbogen nach Gl. (34).

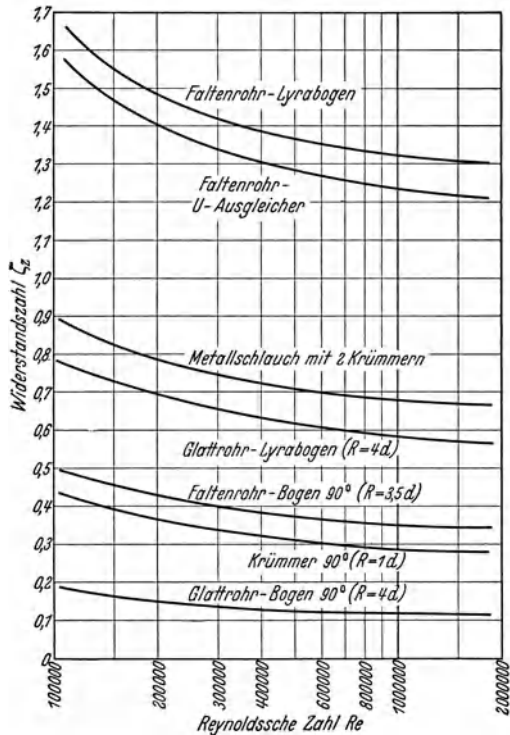


Abb. 78. Widerstandszahlen ζ aus verschiedenen Messungen.

Die Werte sind entsprechend den Versuchen in Abhängigkeit von Re aufgetragen und stimmen auch mit Beobachtungen anderer Forscher ganz gut überein.

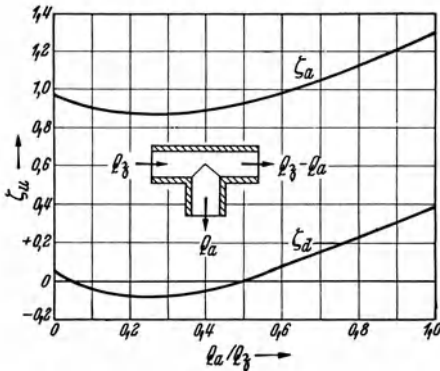


Abb. 79. Widerstandszahlen für rechtwinklige T-Stücke mit Stromtrennung. Nach Vogel.

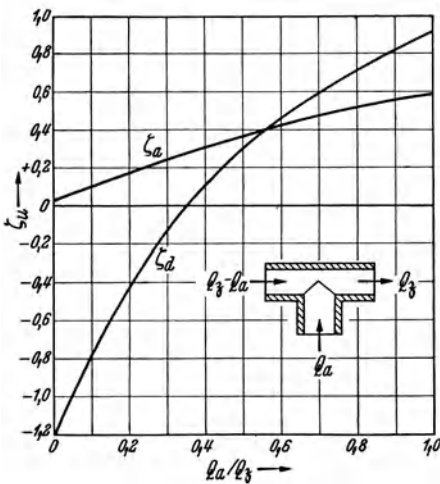


Abb. 80. Widerstandszahlen für rechtwinklige T-Stücke mit Stromvereinigung. Nach Vogel.

Weitere von der BEWAG veröffentlichte Messungen [144] dürften wesentlich mehr Klarheit in der Frage der Einzelwiderstände schaffen. Abgesehen von der absoluten Höhe der ζ -Werte für die verschiedensten Rohrleitungsteile, ist auch eingehend der Einfluß mehrerer hintereinander geschalteter Einzelwiderstände untersucht.

Beispielsweise haben die Messungen einwandfrei ergeben, daß bei mehreren hintereinander geschalteten Einzelteilen der Gesamtwiderstand kleiner ist als die Summe der Einzelwiderstände. Je weiter die Teile durch zwischengeschaltete gerade sogenannte „Beruhigungsstrecken“ auseinandergerückt werden, um so mehr nähert sich der Gesamtwert des Widerstandes der Summe der Einzelwiderstände. Bei etwa 10 d gerader Zwischenstrecke hört die gegenseitige Beeinflussung auf.

Will man also sicher rechnen, so braucht man diese Beeinflussung nicht zu berücksichtigen und einfach die Summe aller Einzelwiderstände einzusetzen.

Für segmentgeschweißte Rohrbogen kann man bei normaler Wandrauigkeit ungefähr setzen:

$\frac{a}{d} = \frac{\text{Segmentlänge}}{\text{Durchmesser}} =$	1,5	2	4	6
Für 90° Bogen ζ_u	0,24	0,26	0,28	0,29
Für Etage ζ_u	0,22	0,22	0,21	0,2

Die Abb. 79 und 80 zeigen die Widerstandszahlen für rechtwinklige Abzweigstücke (T-Stücke) nach Vogel in Abhängigkeit vom Verhält-

nis der Strömungsmenge Q_a im Abzweig zur Gesamtströmungsmenge Q_g . Die Abb. 79 gilt für die Stromtrennung, die Abb. 80 für Stromvereini- gung, wobei die Angabe der ζ -Werte auf die Geschwindigkeit des Ge- samtstromes (größte Geschwindigkeit) bezogen ist. Dadurch erklären sich die zum Teil negativen Werte von ζ_a im Durchgang.

Absperrventile und Schieber unterscheiden sich stark durch ihre Bauart, und es ist daher äußerst schwer, mehr oder weniger gültige Zahlenangaben für den Widerstandsbeiwert zu machen.

In Abb. 81¹ ist eine sinnfällige Gegen- überstellung der verschie- denen Ventil- bauarten und der da- für ungefäh- ren Widerstandszah- len gegeben.

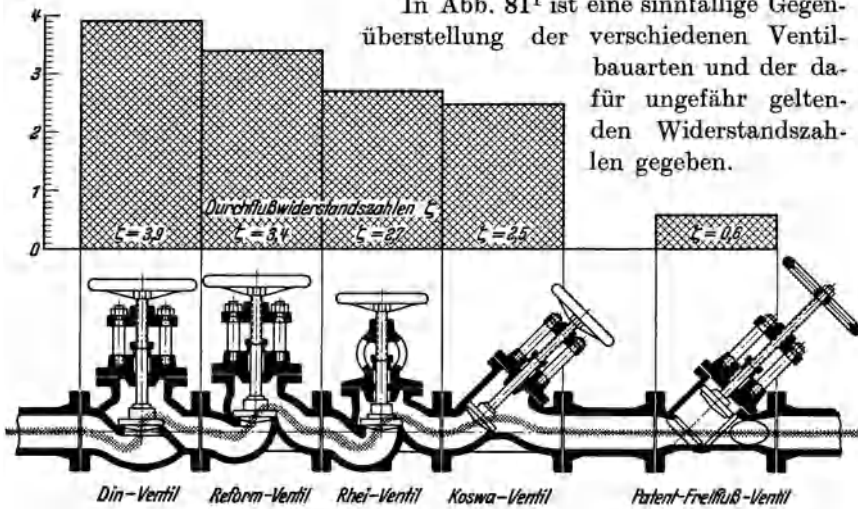


Abb. 81. Widerstandszahlen für verschiedene Ventile nach Pfeleiderer.

Nach einer Untersuchung von Pfeleiderer [125, 126] ist allerdings der ζ -Wert für ein Freißflußventil (Amag-Hilpert) etwas höher und be- trägt bei 50 NW $\zeta = 0,7$ bis $0,8$ und für 100 NW $\zeta = 0,6$ bis $0,65$.

Im folgenden sind die von Pfeleiderer [126] und Wetjen [138] ge- fundenen Werte für verschiedene Bauarten der Absperrorgane zusam- mengestellt:

Normalventil	$d = 100 \text{ mm} = 4,94$
DIN-Ventil, älterer Bauart . . .	$d = 100 \text{ mm} = 4,4$
DIN-Ventil ND 25	$d = 100 \text{ mm} = 4,1$
Reformventil	$d = 100 \text{ mm} = 3,23$
Rhei-Ventil	$d = 100 \text{ mm} = 2,68$
Koswa-Schrägsitzventil	$d = 100 \text{ mm} = 2,65$
Freißflußventil	$d = 100 \text{ mm} = 0,6$
Freißflußventil	$d = 80 \text{ mm} = 0,8$
Schieber	$d = 100 \text{ mm} = 0,52$

Für die Umrechnung der ζ -Werte auf andere Ventildurchmesser kann man angenähert das im Archiv für Wärmewirtschaft 1932 veröffentlichte

¹ Nach einer Druckschrift der Amag-Hilpert A. G., Nürnberg.

Arbeitsblatt 2 (s. Abb. 82) benutzen. Es ist dabei zu beachten, daß der ζ -Wert für Ventile günstiger Strömungsform (Koswa-, Freiflußventil)

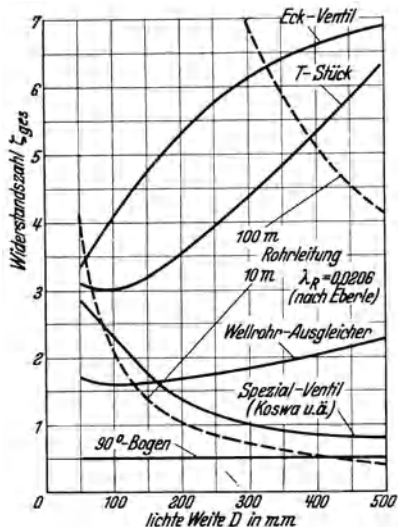


Abb. 82. Widerstandszahlen für verschiedene Formstücke (Mittelwerte). (Arch. Wärmew., Arbeitsblätter.)

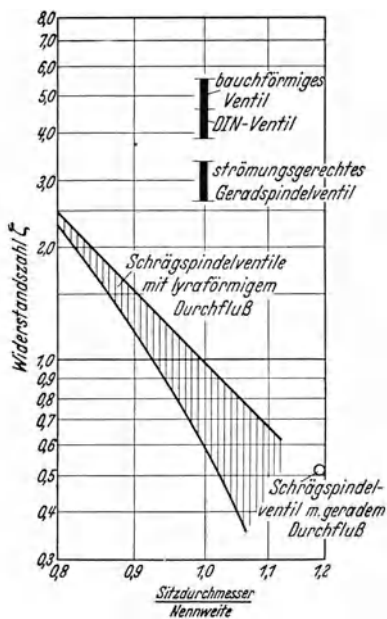


Abb. 83. Widerstandszahlen von Ventilen 100 NW und 350 mm Baulänge. (Arch. Wärmew., Arbeitsblätter.)

mit zunehmendem Durchmesser kleiner wird, während bei den übrigen Ventilen das Umgekehrte der Fall ist.

Für Schieberwiderstände s. Abb. 84 und 85¹. Die in Abb. 84 vermerkten Widerstandszahlen gelten für 100 NW und 350 mm Baulänge; bei anderen Nennweiten sind die in Abb. 85 angegebenen Berichtigungen (als Strecken) anzubringen. Für Parallelschieber mit düsenförmig eingezogenem Querschnitt und Leitrohr gibt Rheinmetall-Borsig² auf Grund von durchgeführten Messungen den Widerstand an, der entsprechend der Abb. 86 umgerechnet wurde. Da solche Schieber insbesondere bei Hochdruckleitungen viel verwendet werden, ist die Kenntnis der durch die Einschnürung bedingten Widerstandserhöhung wichtig.

Für Wasserabscheider muß je nach der Bauart der Wert $\zeta = 5-8$ und mehr eingesetzt werden. Die Ausführung mit tangential einmündendem Eintrittsstutzen (Fliehkraftwasserabscheider) dürfte den kleinsten, diejenige mit senkrechtem Prallblech den größten Widerstand haben.

Damit dürfte diese Übersicht genügen.

Gleichwertige Rohrlängen. Für die Berechnung des Gesamtdruckverlustes können nun zwei Wege eingeschlagen werden.

In dem einen Fall berechnet man den Druckverlust für die gerade Rohrlänge nach Gl. (9) und die Einzelwiderstände in ihrer Summe nach Gl. (31).

¹ Aus Arch. Wärmewirtsch., Arbeitsblätter.

² Borsig-Prospekt für den P-Schieber.

Bequemer und — besonders bei Gas- und Dampfleitungen — auch richtiger ist die Umrechnung der ζ -Werte (bzw. ihrer Summe) in die sog. „gleichwertige Rohrlänge“, die dann zu der geraden Rohrlänge zugeschlagen und der Gesamtdruckverlust nach Gl. (9) berechnet wird.

Zwischen dem ζ -Wert und der gleichwertigen Rohrlänge L besteht folgende einfache Beziehung:

$$L_{\zeta} = \zeta \cdot \frac{d}{1000 \cdot \lambda} \text{ in m,} \quad (35)$$

wobei d in mm einzusetzen ist.

Aus Gl. (35) geht hervor, daß ζ nicht ohne weiteres einer Rohrlänge L von bestimmtem Durchmesser d gleichwertig ist, sondern dem Ausdruck $\lambda L/d$, in dem eine nicht zu vernachlässigende Rolle die Widerstandszahl λ spielt, die einer Rohrlänge erst ihre Wertigkeit bezüglich des Widerstandes gibt. Bei Nichtbeachtung dieses Umstandes können verhängnisvolle Fehler gemacht werden. Markert [119] gibt dafür ein aufschlußreiches Beispiel.

Aus diesem Grunde hat es auch wenig Zweck, die Einzelwiderstände für verschiedene Teile in m Rohrlänge in einer Zusammenstellung zu geben, da diese Werte nur für ein ganz bestimmtes λ richtig sein können. Es empfiehlt sich also der zweite Weg, indem man aus den ζ -Werten die gleichwertige Rohrlänge nach Gl. (35) errechnet.

Zur Erläuterung mögen einige Rechenbeispiele dienen.

Beispiel 3. Durch eine Wasserleitung von 500 mm l. W. und 300 m Länge strömen 157 l/s. In dem Strang sind 2 Schieber eingebaut, deren Widerstand mit berücksichtigt werden soll. Außerdem enthält die Leitung 10 Krümmen 90° $R = 4d$. Temperatur des Wassers 10° C. Gesucht wird der Druckhöhenverlust zwischen Anfang und Ende unter Annahme, daß die Leitung waagrecht verlegt ist.

Mit Rücksicht auf spätere Verschmutzung der Leitung und Krustenbildung soll nach der Gl. (23) von Brinkhaus gerechnet werden.

Der verengte Rohrdurchmesser sei mit $d_i = 490$ mm angenommen.

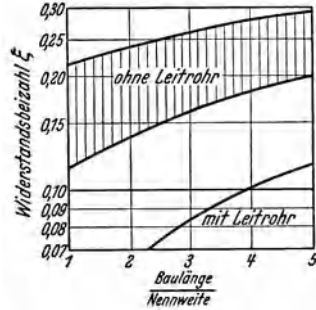


Abb. 84. Widerstandszahlen von Schiebern ohne Einschnürung.

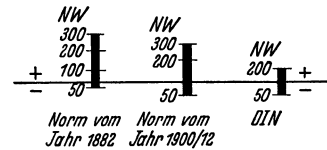


Abb. 85. Umrechnungszahlen für Schieberwiderstände.

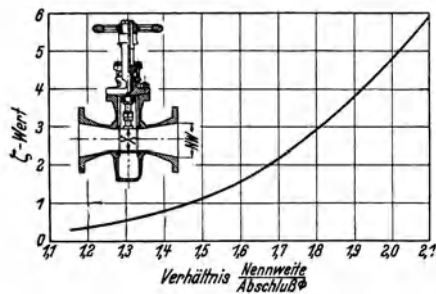


Abb. 86. Widerstandszahlen für Schieber mit einbezogenem Querschnitt.

102 Berechnung von Rohrleitungen, Druckverlust, Wärmeverlust, Festigkeit.

Unter Benutzung der allgemeinen Beziehungen ist

$$w_t = \frac{354 \cdot 157 \cdot 3600}{1000 \cdot 490^2} = 0,83 \text{ m/s,}$$

$$Re = \frac{w \cdot d}{\nu}, \text{ wobei } \nu = 1,32 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s bei } 10^\circ \text{ C}$$

$$Re = \frac{0,83 \cdot 0,490 \cdot 10^6}{1,32} = 308\,000$$

$$\lg Re = \lg 308\,000 = 5,4886$$

$$\lg Re^{-0,23} = -0,23 \cdot 5,4886 = -1,2625 = 0,7375 - 2$$

$$Re^{-0,23} = 0,05462.$$

Nach Gl. (23) ist

$$\lambda = 0,7 \cdot Re^{-0,23} = 0,7 \cdot 0,05462 = 0,03825$$

und mit Gl. (9)

$$\Delta P = 0,03825 \cdot \frac{0,83^2 \cdot 1000}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,490} \cdot 300 = 822 \text{ mm WS.}$$

Die Summe der Einzelwiderstände beträgt

$$\begin{array}{r} 10 \text{ Bogen } 90^\circ R = 4d \text{ je } 0,15 = 1,5 \\ 2 \text{ Schieber je } 0,4 \quad \quad \quad = 0,8 \\ \hline \Sigma \zeta = 2,3 \end{array}$$

$$\Delta P = \Sigma \zeta \frac{w^2 \cdot \gamma}{2g} = 2,3 \frac{0,83^2 \cdot 1000}{2 \cdot 9,81} = 81 \text{ mm WS.}$$

Der Gesamtdruckverlust der Leitung ist demnach

$$\Delta P = 822 + 81 = 903 \text{ mm WS.}$$

In dem Beispiel 6 ist gezeigt, wie man in einfachster Weise nach der Gl. (23) unter Zuhilfenahme der Linientafel Abb. 75 rechnen kann.

Beispiel 4. Gegeben $\Delta p_{\text{ges.}}$, L , d , gesucht Q . In einer Wasserleitung von 200 mm 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 ζ mit 5,0 eingesetzt werden soll. Vorläufig ist die Geschwindigkeit w und damit auch das λ unbekannt. Die Wassertemperatur sei 10° C und es soll mit sauberen Rohren gerechnet werden.

Hier kann mit Vorteil die Abb. 71 benutzt werden. Damit muß aber der gegebene ζ -Wert in die „gleichwertige Rohrlänge“ verwandelt werden. Hierfür schätzt man die Rohrreibungszahl

$$\text{z. B. } \lambda = 0,02$$

und bekommt

$$L_\zeta = \zeta \frac{d}{\lambda} = 5 \frac{0,2}{0,020} = 50 \text{ m.}$$

Die Gesamtverlustlänge ist also

$$L_{\text{ges.}} = L_t + L_\zeta = 100 + 50 = 150 \text{ m.}$$

Der zur Verfügung stehende Druckhöhenverlust

$$\Delta P = 0,1 \cdot 10\,000 = 1000 \text{ mm WS}$$

oder je lfd. m Gesamtlänge

$$\frac{\Delta P}{L} = \frac{1000}{150} = 6,67 \text{ mm WS/m.}$$

Geht man nun in Abb. 71 links vom $\Delta P/L = 6,67$ mm waagrecht nach rechts bis zum Schnittpunkt mit der Linie $d = 200$ mm, so liest man unten die Menge ab, und zwar

$$G = 142 \text{ t/h.}$$

Zur Prüfung des geschätzten λ -Wertes berechnet man

$$w = \frac{354 \cdot 142000}{1000 \cdot 200^3} = 1,26 \text{ m/s.}$$

Bei 10° C ist nach Abb. 70

$$\eta = 134 \cdot 10^{-6} \text{ kg s/m}^2$$

und somit nach Gl. (11)

$$Re = \frac{1,26 \cdot 0,2 \cdot 1000}{134 \cdot 9,81} \cdot 10^6 = 192000.$$

Aus Abb. 99 stellt man für $Re = 192000$ und $d = 200$ mm ein $\lambda = 0,0163$ fest. Also war die erste Schätzung falsch. Mit dem neuen Wert ermittelt man

$$L_{\zeta} = 5 \frac{0,2}{0,0163} = 61 \text{ m}$$

$$L_{\text{ges.}} = 100 + 61 = 161 \text{ m}$$

und folglich

$$\frac{\Delta h}{L} = \frac{1000}{161} = 6,21 \text{ mm WS/m.}$$

Das ergibt aus Abb. 71 für $d = 200$ die gesuchte Wassermenge

$$G = 136 \text{ t/h.}$$

Beispiel 5. Für eine Kondensatfernleitung sei gegeben Q , L und ΔP ; gesucht d . Dieser Fall liegt beim Entwurf einer neuen Leitung vor.

Kondensatmenge 60 t/h, mittlere Wassertemperatur 40° C . Länge der Leitung = 2500 m mit 20 Krümmern, 8 Lyrabögen und 4 Schiebern. Zulässiger Druckabfall für die ganze Strecke = 16 m WS.

Zunächst schätzen wir $Re = 250000$ und ermitteln aus Abb. 78 die Widerstandswerte.

20 Krümmern 90° je 0,35	= 7,0
8 Lyrabögen (je 5 Bogen 90°) je 0,67	= 5,4
4 Schieber je 0,55	= 2,2
	= 14,6

Für die vorläufige Ermittlung der „gleichwertigen Rohrlänge“ sei $\lambda \sim 0,025$ und $d \sim 250$ mm geschätzt.

$$L_{\zeta} = 14,6 \frac{0,25}{0,025} = 146 \text{ m.}$$

$$L_{\text{ges.}} = 2500 + 146 = 2646 \text{ m.}$$

Das zur Verfügung stehende Druckgefälle von 16 m verteilt sich folglich auf

$$\frac{\Delta P}{L} = \frac{16000}{2646} = \sim 6 \text{ mm WS/m.}$$

104 Berechnung von Rohrleitungen, Druckverlust, Wärmeverlust, Festigkeit.

Wenn man Abb. 71 benutzen will, so muß man mit Rücksicht auf die Temperatur $t = 40^\circ \text{C}$ den Wert ΔP im Verhältnis $1/C_t$ erhöhen, d. h.

$$\frac{\Delta P'}{L} = \frac{6}{0,917} = 6,55 \text{ mm WS/m.}$$

Die Waagerechte von $\Delta P'/L = 6,55 \text{ mm}$ und die Senkrechte von $G = 60 \text{ t/h}$ kreuzen sich in der Abb. 71 auf dem Rohrdurchmesser $d \sim 140 \text{ mm}$,

$$\text{gewählt } d = 150 \text{ mm.}$$

Jetzt soll mit diesem Wert die Reibungszahl λ nachgeprüft werden.

$$w = \frac{354 \cdot 60000}{1000 \cdot 150^2} = 0,944 \text{ m/s.}$$

Die Zähigkeit des Wassers ist bei 40°C

$$\eta = 67 \cdot 10^{-6} \text{ kg s/m}^2$$

$$Re = \frac{36 \cdot 60 \cdot 10^6}{150 \cdot 67} = 215000.$$

Aus Abb. 99 folgt für $d = 150 \text{ mm}$ $\lambda = 0,01635$.

Es war also λ zu hoch geschätzt. Nun wird mit dem neuen Wert die gleichwertige Rohrlänge berechnet.

Für $d = 150 \text{ mm}$ ist jetzt

$$L_\zeta = 14,6 \frac{0,150}{0,01635} = 134 \text{ m}$$

$$L_{\text{ges}} = 2500 + 134 = 2634 \text{ m.}$$

Aus Abb. 71 folgt

$$\Delta P = \frac{\Delta P'}{L} \cdot L_{\text{ges}} \cdot C_t = 5,6 \cdot 2634 \cdot 0,917 = 13500 \text{ mm WS} \\ = 13,5 \text{ m WS.}$$

2. Kesselspeiseleitungen.

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

Während bei Wasserleitungen — ohne Berücksichtigung der geringen Temperaturen — allgemein mit dem normalen spezifischen Gewicht $\gamma = 1000$ gerechnet wird, muß man bei Speiseleitungen darauf Rücksicht nehmen, daß durch die Speisewasservorwärmung usw. oft Wassertemperaturen bis 200°C in Frage kommen und mit wachsender Temperatur das spezifische Gewicht des Wassers sinkt, was durch das sich ergebende größere Fördervolumen bei der Leitungsberechnung berücksichtigt werden muß. Die Zahlentafel 1 zeigt das Fallen des spezifischen Gewichtes und damit das Steigen des spezifischen Volumens ($1/\gamma$) bei steigender Wassertemperatur.

Im übrigen erfolgt die Druckverlustberechnung in der gleichen Weise, wie es übrigens auch schon in dem Beispiel 5 angedeutet wurde.

Auch die Zähigkeit des Wassers ist in starkem Maße von der Temperatur abhängig und muß unbedingt entsprechend berücksichtigt werden,

da man sonst zu hohe Werte für Δp erhält. Die Zähigkeitswerte für verschiedene Wassertemperaturen kann man bequem aus Abb. 70 ablesen.

Die Widerstandszahlen von Sonderarmaturen in Speiseleitungen sind noch fast gar nicht erforscht. Man kann sie also nur unter Berücksichtigung der ζ -Werte von Ventilen annähernd schätzen. Beispielsweise müßte für Rückschlagventile ein etwas höherer ζ -Wert eingesetzt werden als für ein Absperrventil ähnlicher Bauart. Für Speiseregler lassen sich überhaupt keine Zahlenwerte angeben, da sie ihrem Zweck entsprechend als Drosselorgane wirken und der Widerstand daher von dem jeweiligen Öffnungsgrad abhängt. Meistens wird aber auch nur bis zum Speiseregler gerechnet.

3. Entwurf eines Ortsnetzes 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.

Ogleich 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 vielfältiger Weise verzweigt sind; zweitens ist hier die Bestimmung der Wassermengen Aufgabe des Leitungsbauers, während sonst die benötigten Mengen durch den Bauherrn der betreffenden Kraft- oder Industrieanlage angegeben werden. Im Abschnitt I/J wurde schon einiges über die Verteilungsnetze gesagt und wir werden annehmen, daß das Umlaufnetz 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 vH höher ist. Der stündliche Verbrauch kann 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 die örtlichen Verhältnisse weitgehend zu berücksichtigen. So betrug z. B. im Jahre 1934 der durchschnittliche Tagesverbrauch pro Kopf für

Berlin	136 l	Dresden	128 l
Hamburg	148 l	München	270 l
Magdeburg	108 l	Augsburg	250 l
Solingen	113 l	Basel	236 l
Darmstadt	115 l	Baden-Baden	145 l
		(Höchstwert 399 l)	
		Straßburg	etwa 145 l

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

Paris	etwa 295 l
Chikago	etwa 1020 l
Philadelphia	etwa 903 l
Buffalo	etwa 1400 l

Zu bemerken ist hierbei, daß in Amerika der Verbrauch der Einzelabnehmer nicht durch Messer überwacht 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 ist zu berücksichtigen, 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 entweder unmittelbar von der Einwohnerzahl oder von der Wasserentnahme für den laufenden Meter ausgehen, die dann jedesmal mit der Straßenlänge zu multiplizieren ist. Für verschiedene Stadtteile werden sich für den Verbrauch je lfd. m andere Zahlen ergeben, weil er abhängig ist von der Stockwerkzahl der anliegenden Häuser, von dem Wohlstand der Anwohnenden usw.

Nachdem die Leitungslinie festgelegt ist, sind die Strömungsverhältnisse zu ermitteln. Bei Umlaufnetzen kann man das ganze Netz in Ringe aufgelöst denken, wobei sich jeder Ring wieder als zwei Verästelungsleitungen betrachten läßt. In der Abb. 87 ist z. B. ein Ausschnitt aus einem Netz gegeben, und das Wasser strömt in der Speiseleitung 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. Die Begründung dafür ist in dem Berechnungsbeispiel 1 gegeben. 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.

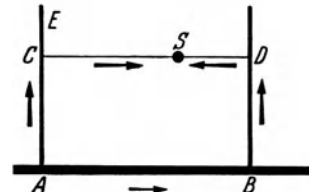


Abb. 87. Beispiel eines Leitungsausschnittes.

Ein Rohrleitungssystem 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 Forde-



Abb. 88. Gefälleleitung.

rungen maßgebend, für die Ausführung kommen natürlich Festigkeitsbedingungen und solche des Schutzes gegen Rostangriff usw. hinzu.

Bei gegebener Wassermenge ist der Druck von Anfangsdruck und Druckabfall in der Leitung abhängig; welcher letzterer wieder durch die Lichtweiten bedingt ist. Es ergeben sich nun zwei Hauptgruppen, und zwar die Gefälleleitungen, bei denen der Anfangsdruck durch die Höhe der Quelle über dem Ort bestimmt ist 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. 88 der zulässige Druckabfall durch den Höhenunterschied zwischen Behälter und Ort und den verlangten Druck am Ende der Leitung bedingt. Aufgabe

des Entwurfes ist es, den Verlauf des Druckabfalles über die Länge, d. h. die Druckgefällelinie so zu gestalten, daß die Kosten der Rohrleitung einen Kleinstwert erreichen.

Wird jedoch der Druck von Pumpen erzeugt, so ist man nicht von vornherein an einen gegebenen Druckabfall gebunden, sondern dieser soll so gewählt werden, daß sich dabei die Gesamtkosten der Wasser-

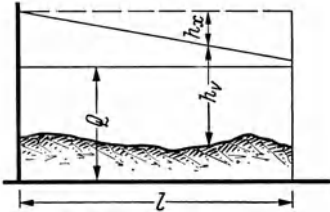


Abb. 89. Belastungsschaubild für Entnahme am Ende der Leitung.

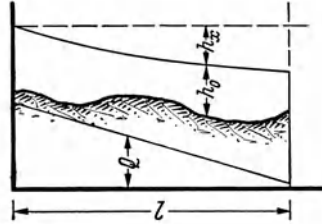


Abb. 90. Belastungsschaubild für gleichmäßig auf die Länge der Leitung verteilte Entnahme.

versorgung am niedrigsten stellen. Hier ist also zu bestimmen, bei welchem Druckverlust, also bei welchen Rohrweiten, die Summe der Betriebskosten am kleinsten wird. Diese setzen sich aus Verzinsung, Abschreibung und Unterhaltungskosten von Maschinenanlage und Rohrnetz und den Betriebskosten der Pumpenanlage zusammen, welche wiederum von der Art der Antriebsmaschine (Dampfmaschine, Öl- oder Gasmotor oder Elektromotor) und von dem Preis des Brennstoffes bzw. des elektrischen Stromes abhängig sind.

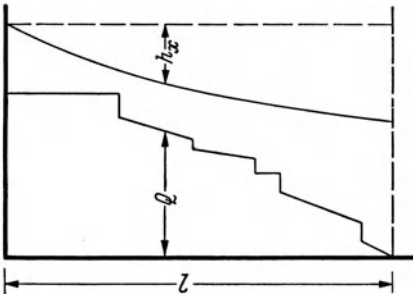


Abb. 91. Belastungsschaubild für ungleichmäßige Entnahme.

und den Betriebskosten der Pumpenanlage zusammen, welche wiederum von der Art der Antriebsmaschine (Dampfmaschine, Öl- oder Gasmotor oder Elektromotor) und von dem Preis des Brennstoffes bzw. des elektrischen Stromes abhängig sind.

Berechnung einer Gefälleleitung.

Wie oben erwähnt, soll hier der Verlauf der Druckgefällelinie bestimmt werden. Die Strömungsverhältnisse können verschieden sein und sollen an Hand einiger sogenannter Belastungsschaubilder gezeigt werden.

Fall 1: Entnahme bloß am Ende der Leitung, Durchflußmenge gleichbleibend wie Abb. 89 zeigt. Tritt ein bei einer Verbindungsleitung zwischen Gewinnstelle und Verbrauchsort.

Fall 2: Leitung bei gleichbleibender Wasserentnahme über der ganzen Länge (s. Abb. 90). Druckgefällelinie eine parabelartige Linie.

Bei wirklichen Leitungen wird es sich meistens um eine Verbindung dieser zwei äußersten Fälle handeln und die Belastungsschaubildlinie wird einen Verlauf, wie Abb. 91 etwa zeigt, annehmen können. Die Gefällelinie wird dabei die Gestalt einer gebrochenen Linie annehmen. Sie wird

Bei wirklichen Leitungen wird es sich meistens um eine Verbindung dieser zwei äußersten Fälle handeln und die Belastungsschaubildlinie wird einen Verlauf, wie Abb. 91 etwa zeigt, annehmen können. Die Gefällelinie wird dabei die Gestalt einer gebrochenen Linie annehmen. Sie wird

bedingt durch die gewählten Durchmesser und muß wieder so verlaufen, daß der Betriebsdruck überall ausreicht. Für die Wahl der Druckgefällelinie sei hier auf das Schrifttum hingewiesen.

Für den ersten Fall sei ein Rechenbeispiel gegeben.

Beispiel 6. 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 kg/s. Wie groß soll die Rohrweite genommen werden?

Wie oben gesagt, soll die Gefällelinie eine Gerade sein. Bezogen auf die Höhe des Hochbehälters herrscht am Verbrauchsort ein statischer Druck von 40 m WS. Der zulässige Druckverlust beträgt

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

Druckverlust pro 1 m Länge:

$$\frac{\Delta P}{L} = \frac{15}{2800} = 0,00535 \text{ m WS/m} = 5,35 \text{ mm WS/m.}$$

Hierfür soll die Gl. (22) von Brinkhaus benutzt werden, da diese gegenüber den anderen Formeln etwas höhere Werte gibt und somit die Zunahme des Widerstandes nach längerem Gebrauch berücksichtigt wird.

Die Gl. (22) ist in der Form aber nicht zu gebrauchen, da weder die Geschwindigkeit noch der Durchmesser bekannt sind.

Umgewandelt lautet sie

$$\frac{\Delta P}{L} = 146 \cdot 10^6 \frac{G^{1,77}}{d^{4,77}} \text{ mm WS/m,}$$

wobei G in t/h und d in mm einzusetzen sind.

Aus der Gleichung folgt:

$$d^{4,77} = \frac{L}{\Delta P} 146 \cdot G^{1,77} \cdot 10^6$$

$$G = 10 \text{ kg/s} = \frac{10 \cdot 3600}{1000} = 36 \text{ t/h}$$

$$\lg G = 1,5563$$

$$\lg G^{1,77} = 1,77 \cdot 1,5563 = 2,753$$

$$G^{1,77} = 566$$

eingesetzt

$$d^{4,77} = \frac{1}{5,35} \cdot 146 \cdot 10^6 \cdot 566 = 15440 \cdot 10^6$$

$$d = (15440 \cdot 10^6)^{\frac{1}{4,77}} = (15440 \cdot 10^6)^{0,2097}$$

$$\lg (15440 \cdot 10^6) = 10,18865$$

$$\lg (15440 \cdot 10^6)^{0,2097} = 0,2097 \cdot 10,18865 = 2,137$$

$$d = 137 \text{ mm.}$$

Das gleiche Ergebnis kann man auch ohne umständliche Rechenarbeit aus der Abb. 75 mühelos ablesen.

Mit Rücksicht auf die zusätzlichen Einzelwiderstände wählt man die nächsthöhere Nennweite, d. h.

$$d = 150 \text{ mm.}$$

110 Berechnung von Rohrleitungen, Druckverlust, Wärmeverlust, Festigkeit.

Es soll nun noch der sich ergebende Druckhöhenverlust nachgeprüft werden, wobei für Einzelwiderstände eine zusätzliche Länge von 800 m angenommen sei. Es ist also

$$L = 2800 + 800 = 3600 \text{ m} .$$

Aus der oben erwähnten Abb. 75 ermittelt man für $d = 150 \text{ mm}$

$$\frac{\Delta P}{L} = 3,55 \text{ mm WS/m} .$$

Der Gesamtverlust ist also

$$\begin{aligned} \Delta P &= 3600 \cdot 3,55 = 12800 \text{ mm WS} \\ &= 12,8 \text{ m WS} . \end{aligned}$$

Demnach beträgt der Versorgungsdruck im Ort noch

$$40 - 12,8 = 27,2 \text{ m WS},$$

folglich höher als vorgeschrieben war.

Rechnet man mit Rücksicht auf später doch eintretende Verkrustung der Leitung mit der Gl. (23), so erhält man unter der Annahme

$$d_t = 150 - 5 = 145 \text{ mm}$$

aus Abb. 75

$$\frac{\Delta P}{L} = 4,25 \text{ mm WS/m} ,$$

d. h.

$$\Delta P = 4,25 \cdot 3600 = 15300 \text{ mm WS} .$$

Dieser Wert muß noch um das Verhältnis der Festwerte der Gl. (22) und (23), d. h. um

$$\frac{0,7}{0,41} = 1,71$$

vergrößert werden.

Man bekommt also endgültig [entsprechend Gl. (23)]:

$$\begin{aligned} \Delta P &= 15300 \cdot 1,71 = 26200 \text{ mm WS} \\ &= 26,2 \text{ m WS} . \end{aligned}$$

In diesem Falle müßte ein größerer Rohrdurchmesser, und zwar

$$d = 175$$

gewählt werden.

Mit diesem Rohrdurchmesser, d. h.

$$d_t = 175 - 5 = 170 \text{ mm}$$

würde der Gesamtverlust

$$\begin{aligned} \Delta P &= 1,95 \cdot 3600 \cdot 1,71 = 12000 \text{ mm WS} \\ &= 12 \text{ m WS} \end{aligned}$$

betragen.

Dieses Beispiel zeigt die Umrechnung der Ergebnisse aus der Abb. 75 auf die Gl. (23) für verkrustete Leitungen.

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 gleich-

bleibenden 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 die Durchmesser ermittelt. Das Druckgefälle, der Druck an der Pumpe und dadurch auch die erforderliche Maschinenleistung sind zu ermitteln. Mit zunehmender 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 den Rohrdurchmessern oder über der Geschwindigkeit die Kosten aufgetragen werden. Dies ergibt dann etwa folgendes Bild nach Abb. 92. Die günstigste Geschwindigkeit liegt offenbar bei w_m .

Hier ist die Benutzung von Abbildungen ganz besonders vorteilhaft, weil man ohnelangwierige Rechnung die jeweiligen Druckverluste ablesen kann. Die Höhe derselben beeinflußt die Pumpenleistung, d. h. sowohl die Kosten für Brennstoffe als auch die Kosten der Maschinenanlage.

Von Einfluß auf dieses Bild ist die Zahl der Betriebsstunden je 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

$$w_w = \frac{0,5 \text{ bis } 0,6}{\sqrt[3]{b}} \text{ m/s,} \tag{36}$$

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

w_w = Geschwindigkeit während der Betriebsstunden.

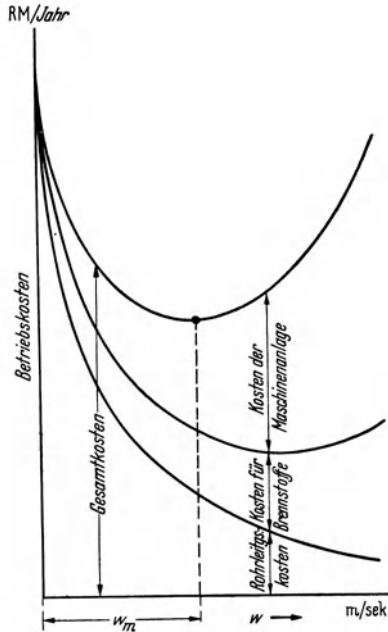


Abb. 92. Kostenvergleich zur Ermittlung der wirtschaftlichsten Geschwindigkeit.

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, deren Planung und Ausführung man aber immer Fachfirmen übertragen soll.

Über das Schrifttum gibt die Zusammenstellung am Schluß des Buches Auskunft, besonders die unter Druckverlustberechnung aufgeführten Arbeiten.

4. Turbinenrohrleitungen.

Für die Festlegung der Hauptabmessungen einer Druckrohrleitung sind im allgemeinen die Fallhöhe, die Betriebswassermenge und die Leitungsführung durch die örtlichen Verhältnisse gegeben.

Eine allgemeingültige Regel für die Bestimmung der Wassergeschwindigkeit gibt es in diesem Falle nicht. Es erscheint zweckmäßig, den Rohrdurchmesser nach der weiter unten angegebenen Formel (37) festzulegen. Man geht heute in Verteilungen nicht über Geschwindigkeiten von etwa 7 m/s hinaus.

Der wirtschaftlichste Durchmesser ist der, bei dem die Summe aus den jährlichen Aufwendungen für die Rohrleitung und dem Jahresbetrag für den Ausfall an Einnahmen infolge der Reibungsverluste den Kleinstwert ergibt.

Für Druckrohrleitungen mit einem Gefälle von über 100 m kann der wirtschaftlichste Durchmesser d_w aus nachstehender Näherungsformel [17] ermittelt werden:

$$d_w = \sqrt[7]{\frac{5,2 \cdot Q^3}{H}} \text{ m}, \quad (37)$$

darin bedeuten:

Q = sekundliche Wassermenge bei Vollbelastung in m^3/s ;

H = Betriebsfallhöhe = statische Fallhöhe + Druckanstieg in m am unteren Ende der Leitung.

Für Fallhöhen bis zu 100 m kann der Wert für $H = 100$ m genommen werden, wofür die vereinfachte Formel lautet:

$$d_w = \sqrt[7]{0,052 \cdot Q^3} \text{ m}. \quad (37a)$$

Dieser Durchmesser wird auch bei Druckleitungen mit größeren Fallhöhen für den oberen Teil bis $H = 100$ m angenommen. Die Durchmesserabnahme nach unten folgt der Beziehung

$$H \cdot d^7 = \text{const}, \quad (38)$$

worin H die Betriebsfallhöhe an dem betrachteten Leitungspunkt ist. Die sich hierbei ergebende Verjüngung des Durchmessers nach unten wird je nach der Lage der Knickpunkte in der Rohrführung auf die einzelnen Teilstrecken verteilt, wobei die Durchmesserübergänge nach

Möglichkeit in die Festpunkte verlegt werden (Kegelkrümmer) [19]. Die Durchmesserabstufungen werden insbesondere bei Überseelieferungen so gewählt, daß die Rohre der einzelnen Teilstrecken zwecks Schiffsraumerparnis ineinandergesteckt verschickt werden können.

Nach der näherungsweise Festlegung der Durchmesser und Teilstrecken empfiehlt sich eine Nachprüfung des Entwurfes nach einer der von Bauersfeld [13, 17], Ludin [29, 17], Tillmann [42] oder Netoliczka [34] entwickelten Formeln für die Bestimmung des wirtschaftlichsten Durchmessers. Die Formeln sind für eiserne Druckrohrleitungen aufgestellt, können aber für Leitungen aus anderen Baustoffen ebenfalls angewendet werden, wenn man die Herstellungs- bzw. Montagekosten hierfür entsprechend einsetzt.

Es erscheint unzweckmäßig, eine der bestehenden Formeln hervorzuheben, da die Grundlagen ihres Aufbaues z. T. verschieden sind und die Ergebnisse daher auch mehr oder weniger große Unterschiede aufweisen. Die Formel von Netoliczka ergibt sehr niedrige Werte für d_w , wodurch man auf unzulässig hohe Wassergeschwindigkeiten kommt.

Bei Anlagen mit großen Wassermengen und Fallhöhen erweist es sich vielfach als notwendig, mit Rücksicht auf die Herstellungs- und Transportmöglichkeiten die Gesamtwassermenge auf mehrere Rohrstränge zu verteilen. Im Hinblick auf die Wirtschaftlichkeit ist aber anzustreben, mit möglichst wenig Strängen auszukommen, z. B. ist für den Ausbau einer Anlage mit zwei Strängen an Stelle eines Stranges ein um etwa 20 vH höheres Rohrgewicht bei gleichem Reibungsverlust erforderlich. Andererseits vergrößern sich die Schwierigkeiten bei der Ausführung von Verteilstücken mit zunehmendem Durchmesser und Druck. Es ist in solchen Fällen notwendig, die Ausführungsmöglichkeiten in Zusammenarbeit mit den Lieferanten zu untersuchen. Hinsichtlich der Bestimmung der in Druckrohrleitungen auftretenden Reibungsverluste wird auf Abschnitt II/B 1 verwiesen.

Im Betrieb entstehen beim Öffnen und Schließen der Turbinenregler bzw. beim Umschalten von Turbinen- auf Pumpenbetrieb Druckänderungen in der Rohrleitung, deren Größe von der Leitungslänge, der Wassergeschwindigkeit und der Schließ- bzw. Öffnungszeit des Reglers abhängt. Die Druckänderungen können insbesondere bei langen Druckrohrleitungen mit anschließenden Druckstellen sehr erhebliche Werte annehmen, so daß es notwendig ist, bei der Projektierung der Anlage und bei der Bemessung der Rohre darauf Rücksicht zu nehmen. Die Theorie der Druckschwankungen in Rohrleitungen wurde Anfang des Jahrhunderts von Jonkowski [27] und Allievi [12] entwickelt. In den letzten Jahren ist auf diesem Gebiet eine große Anzahl von Arbeiten erschienen [25, 28, 36, 39], die es ermöglichen, die in einer Rohrleitung

unter den verschiedensten Betriebsverhältnissen auftretenden Drücke analytisch oder zeichnerisch zu ermitteln. In jedem Falle ist eine Zusammenarbeit zwischen den Herstellern der Turbinen bzw. Pumpen und Regler und denjenigen der Rohrleitung erforderlich, um den an die Sicherheit der Anlage [26, 40] zu stellenden Anforderungen gerecht zu werden. Ein Eingehen auf Einzelheiten der hiermit zusammenhängenden Fragen würde den Rahmen dieses Handbuches weit überschreiten.

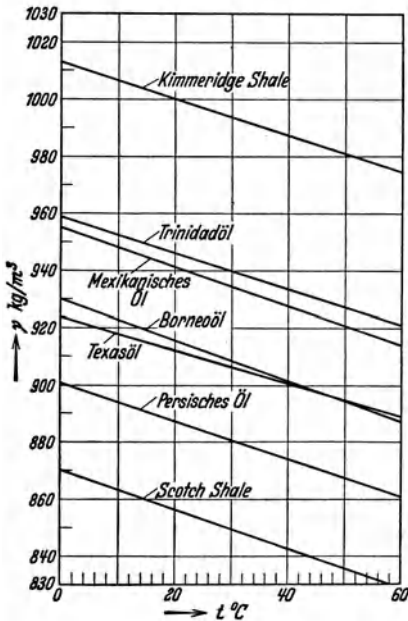


Abb. 93. Spezifisches Gewicht von rohen Erdölen (nach Watkins). Aus Richter [130].

Die Zähigkeit der einzelnen Ölsorten ist sehr verschieden. Um einige Anhaltspunkte für die Rechnung zu geben, sind in den Abb. 93 bis 95¹ die Werte der absoluten Zähigkeit in Abhängigkeit von der Temperatur für die am häufigsten vorkommenden Ölarten dargestellt. Für Steinkohlenteer gilt Abb. 96.

Häufig wird die Zähigkeit in Engler-Graden angegeben. Für die Umrechnung ist dann die Gleichung (4) zu benutzen.

Bei amerikanischen und englischen Ölen wird die Zähigkeit (Viskosität) vielfach in anderen Einheiten, z. B. in Saybolt-Sekunden oder

Es muß hier auf das Schrifttum verwiesen werden.

Es sei darauf hingewiesen, daß neuerdings beim Reichsverband der Deutschen Wasserwirtschaft ein „Druckstoßausschuß“ gegründet wurde, der alle damit zusammenhängenden Fragen theoretisch und praktisch untersuchen soll, um einheitliche Berechnungsgrundlagen für die Druckschwankungen zu schaffen.

5. Berechnung von Ölleitungen.

Für die Berechnung der Ölleitungen sind die gleichen Grundsätze maßgebend wie für andere Flüssigkeiten.

Entscheidend für den Reibungsverlust ist in erster Linie die Zähigkeit des Öles, deren Kenntnis für die Berechnung unerlässlich ist. Da die Ölzähigkeit von der Temperatur sehr stark abhängt, muß auch der mittlere Wärmegrad unter Berücksichtigung des unvermeidlichen Temperaturverlustes in Betracht gezogen werden.

¹ Aus Richter [130].

in Centistokes angegeben. Hierfür gelten folgende Umrechnungszahlen:

- 1 Saybolt-Sekunde = 36° Engler
- 1 Centistoke = 7,5° Engler
- (1 Stoke = 100 Centistokes)
- 1 Redwood-Sekunde = 31° Engler.

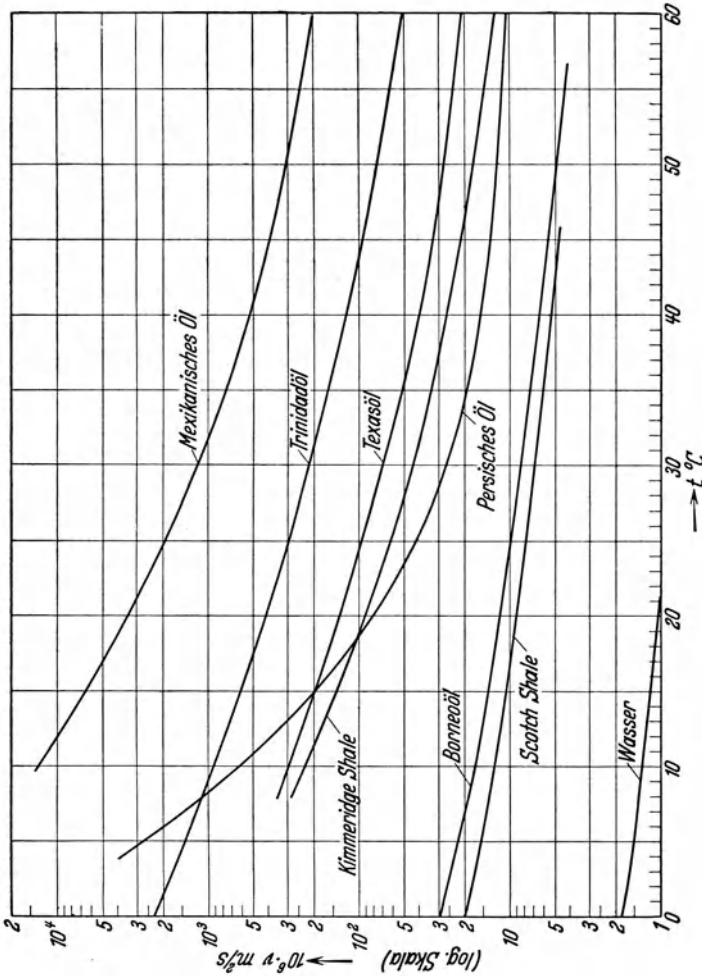


Abb. 94. Kinematische Zähigkeit von rohen Erdölen (nach Watkins). Aus Richter [190].

Bei Zähigkeiten unter 5° Engler ist diese Umrechnung nicht mehr genau.

Der ermittelte Druckverlust bestimmt nicht nur den Betriebsdruck der Anlage, sondern gibt auch ein Bild über die Zweckmäßigkeit des errechneten Rohrdurchmessers bzw. der gewählten Geschwindigkeit.

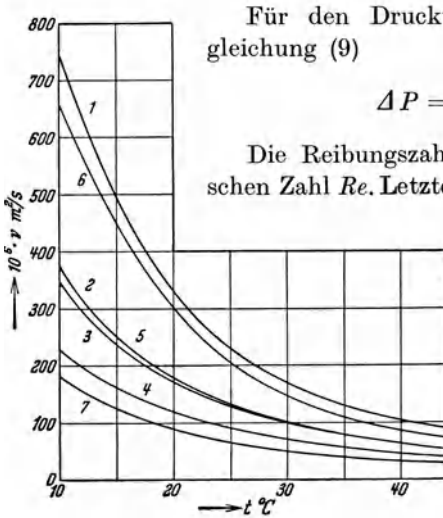


Abb. 95. Kinematische Zähigkeit von handelsüblichen Maschinenölen. 1 Maschinenöl Deutz, 2 Valvoöl (wie 5), 3 Vakuümöl, 4 Championöl, 5 Championöl extra (wie 2), 6 helles Maschinenöl, 7 helles dünnes Maschinenöl. (Nach Angaben des Handbuchs von Landolt und Börnstein.) Aus Richter [130].

Für den Druckverlust gilt auch hier die Grundgleichung (9)

$$\Delta P = \lambda \cdot \frac{L \cdot w^2}{d 2g} \cdot \gamma \text{ in kg/m}^2.$$

Die Reibungszahl λ ist eine Funktion der Reynoldsschen Zahl Re . Letztere ist nach den Gl. (11) oder (11a) zu ermitteln.

Die Abhängigkeit des λ -Wertes von Re ist bei Ölleitungen noch verhältnismäßig wenig erforscht. Auch hier gilt bis zum Wert

$$Re = 2320$$

das Gesetz der laminaren Strömung und für $Re > 2320$ das quadratische Gesetz der turbulenten Strömung.

Für laminare Strömung ist also

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (12)$$

und somit der Druckverlust nach Gl. (13)

$$\Delta P = \frac{32 \cdot \eta \cdot L \cdot w}{d^2} \text{ in kg/m}^2.$$

Für die turbulente Strömung ist der λ -Wert aus der Abb. 97 abzulesen und der Druckverlust an Hand der Gl. (9) zu berechnen.

Die Gl. (9) lautet umgeformt

$$\Delta p = 639 \cdot \lambda \frac{\gamma \cdot Q^2 \cdot L}{d^5} \text{ in at ; } (39)$$

darin bedeuten:

Q = Ölmenge in m^3/h ;

d = Rohrdurchmesser in mm;

γ = spezifisches Ölgewicht in kg/m^3 ;

L = Rohrlänge in m.

In der amerikanischen Abhandlung „Oil Flow in Pipe Lines“

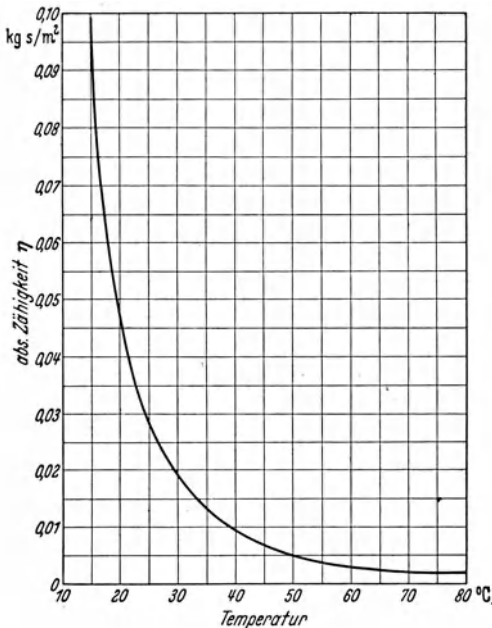


Abb. 96. Absolute Zähigkeit η von Steinkohlenteer.

Zahlentafel 4. Zähigkeit verschiedener Petroleumarten¹.
Werte für 20° und 760 mm QS (γ bei 15°).

Bezeichnung	γ kg/m ³	$10^6 \cdot \nu$ m ² /s	$10^6 \cdot \eta$ kg s/m ²	
Deutsches Petroleum	816	1,790	148,9	
Deutsches Petroleum	810	2,831	234,0	
Amerikanisches Petroleum	790	2,566	206,5	
Amerik. Standard White Petroleum	800	2,970	242,0	
Russ. Meteor Petroleum	800	2,094	171,0	
Russ. Nobel Petroleum	824	2,568	215,7	
Nobel Petroleum	823	2,199	184,6	
Galizisches Petroleum	809	2,789	230	
Petroleum verschiedener Art:				
Benennung	A	808	1,305	107,5
	B	808	1,765	145,2
	C	799	2,031	165,5
	D	809	2,341	193,0
	E	799	2,371	193,0
	F	817	2,771	231,0
St. W. Kerosin-Texas Co.	801	1,935	158,0	
W. W. Kerosin-Texas Co.	802	1,925	157,4	
W. W. Kerosin-Standard Oil Co.	807	1,896	156,0	
Kerosin-The Kandex Ref. Co.	824	2,858	240,0	
Russisches Baku-Kerosin	825	2,170	182,5	
Export Baku-Kerosin	822	2,260	189,5	
Grosny-Kerosin	813	2,38	197,0	
Emba-Kerosin	826	2,390	201,3	

Weitere Zähigkeitszahlen verschiedener Flüssigkeiten, unter anderem Benzin, Benzol, Glycerin, Paraffinöl u. a. findet man im Werk von H. Brückner: Gas- tafeln, S. 38. München: Oldenbourg 1937.

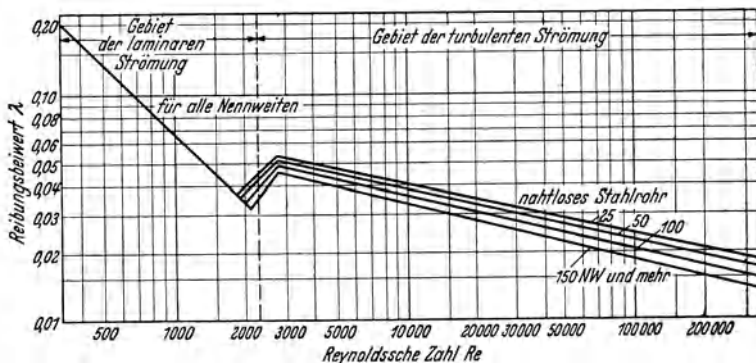


Abb. 97. Reibungszahlen λ für Ölleitungen. Nach R. S. Danforth.

von R. S. Danforth, Selbstverlag in San Francisco, ist ein Anhaltspunkt für die Berechnung von Ölleitungen gegeben. Daraus ist die Abb. 97 entnommen und auf deutsche Einheiten umgerechnet. Die Gl. (29) stimmt verhältnismäßig gut mit dieser Tafel überein.

¹ Aus Richter [130].

Nach Berechnung von Re kann der Reibungswert der Abb. 97 sofort entnommen und in Gl. (39) (turbulente Strömung) eingesetzt werden.

Beispiel 7. Es sollen 250 t/h Heizöl vom spezifischen Gewicht $\gamma = 1100 \text{ kg/m}^3$ auf eine Länge von 15 km gefördert werden. Das Heizöl hat folgende Zähigkeit in Engler-Graden

bei 20° C . . .	50° °E
„ 30° C . . .	20° °E
„ 40° C . . .	9° °E
„ 50° C . . .	5° °E

Die absolute Zähigkeit beträgt nach Gl. (4)

$$10^6 \cdot \eta = \gamma \left(0,746 \cdot \text{°E} - \frac{0,643}{\text{°E}} \right) \text{ kg s/m}^2,$$

d. h.

bei 20° C	$\eta = 0,041$
„ 30° C	$\eta = 0,01635$
„ 40° C	$\eta = 0,00732$
„ 50° C	$\eta = 0,00396$

Für die Förderung sei eine Geschwindigkeit

$$w = 1,5 \text{ m/s}$$

angenommen. Nach Gl. (8) ermittelt man den Rohrdurchmesser

$$d = \sqrt{\frac{354 \cdot G}{\gamma \cdot w}} = \sqrt{\frac{354 \cdot 250000}{1100 \cdot 1,5}} = 232 \text{ mm}.$$

Man wählt also die NW 250.

Mit Hilfe der Gl. (11a) berechnet man Re und entnimmt dafür aus der Abb. 97 die Reibungszahl λ

bei 20° C . . .	$Re = 878$	$\lambda = 0,0755$
„ 30° C . . .	$Re = 2200$	$\lambda = 0,0314$
„ 40° C . . .	$Re = 4920$	$\lambda = 0,0392$
„ 50° C . . .	$Re = 9100$	$\lambda = 0,0333$

Die ersten beiden Werte ergeben laminare, die beiden letzten turbulente Strömung.

Unter Benutzung der Gl. (13) ergibt sich

bei 20° C . . .	$\Delta p = 0,00271 \text{ at/m}$
„ 30° C . . .	$\Delta p = 0,00108 \text{ at/m}$,

wobei für die Geschwindigkeit der Wert

$$w = \frac{354 \cdot 250000}{1100 \cdot 62500} = 1,29 \text{ m/s}$$

eingesetzt wurde.

Die Gl. (39) ergibt für die zwei letzten Werte

bei 40° C . . .	$\Delta p = 0,00146 \text{ at/m}$
„ 50° C . . .	$\Delta p = 0,00124 \text{ at/m}$.

Die Rechnung zeigt, daß es in diesem Falle keinen Zweck hat, das Öl höher als auf 30° zu erwärmen. Von da ab geht nämlich die laminare Strömung in die turbulente über, so daß der Reibungswiderstand ansteigt, obwohl die Zähigkeit des Öles mit höherer Temperatur günstiger wird.

Über 50° Temperatur wird allerdings der Einfluß der Zähigkeit wieder größer, so daß der Reibungsverlust weiter absinkt. Es muß also jeweils die Frage geprüft werden, ob eine höhere Erwärmung des Öles zulässig bzw. zweckmäßig ist.

Auf die Gesamtlänge stellt sich also der Druckabfall bei 30°

$$\Delta p = 15000 \cdot 0,00108 = 16,2 \text{ at.}$$

Dieser Wert zeigt die reinen Reibungsverluste in einer waagerechten Leitung an, also ohne Berücksichtigung der geodätischen Förderhöhe.

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 bei diesem Zustand die gleiche Temperatur und diese Verdampfungstemperatur (steht die Flüssigkeit unter dem Atmosphärendruck, so bezeichnet man die zugehörige Temperatur als „Siedepunkt“) hat also bei ieder gegebenen Spannung einen ganz bestimmten Wert.

Bei einem Druck von 1 ata (= 1 kg je cm² abs.) beträgt diese Temperatur genau 99,08° C, während bei 5 ata die Temperatur 151,1° C, bei 20 ata 211,39° C usw. beträgt. Ausgehend von dem Beispiel für Luft könnte man nun annehmen, daß Dampf von z. B. 20 ata 211,39° 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 feinverteilter 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 besteht jedoch noch ein dritter Zustand, der des überhitzten Dampfes kurz Heißdampf genannt, der nach Überschreiten der Verdampfungstemperatur vorliegt, also dadurch gekennzeichnet ist, daß die Tempera-

tur 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 dem 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 Zahlentafeln oder Linientafeln bedienen, um diese Größen zu bestimmen. Für Sattedampf ist eine Zahlentafel leicht aufzustellen, und eine Interpolation zwischen den Werten liefert brauchbare Ergebnisse. Für überhitzten Dampf jedoch ist der Gebrauch von Linientafeln, in denen Zwischenwerte leicht abgelesen werden können, mehr zu empfehlen. Siehe Dampftabellen von Koch [90] sowie solche von Knoblauch, Raisch und Hausen [89].

Hat man diese Tafeln nicht zur Hand, so kann das spezifische Volumen für überhitzten Wasserdampf nach der Formel von Mollier berechnet werden:

$$v = \frac{1}{\gamma} = \frac{47,1 \cdot (t + 273)}{10000 \cdot p} - \mathfrak{B}_1 - \mathfrak{B}_2 \cdot \left(\frac{p}{100}\right)^2 \text{ in m}^3/\text{kg}, \quad (40)$$

darin bedeuten:

p = absoluter Dampfdruck in at abs.,

t = Dampftemperatur in °C.

$t = 100$	150	200	250	300	350	400	450	500 °C
$\mathfrak{B}_1 = 0,0249$	0,0163	0,0113	0,008	0,006	0,0045	0,0035	0,0027	0,0022
$\mathfrak{B}_2 = 1,9$	0,323	0,0677	0,0166	0,0046	0,0014	0,00048	0,00018	0,00007

2. Allgemeines bezüglich Berechnung der Dampfleitungen.

Bei der Planung bzw. Bemessung 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 Abschnitt A, Teil I, Betrachtungen angestellt wurden, um diesem Punkt durch Schaltung usw. Rechnung zu tragen.

2. Die Wirtschaftlichkeit, die durch den Druckabfall zwischen Kessel und Turbine beeinflusst wird.

Die Ermittlung des wirtschaftlichsten Druckabfalls erfordert umfangreiche Berechnungen mit Rücksicht auf den Belastungswert des betreffenden Werkes. Hierbei kann man heute bei Überschlagsrechnungen von dem Wärmeverlust der Dampfleitungen — der durch die neuzeitlichen guten Isolierungen stark herabgesetzt werden kann — und der dafür erforderlichen geringen Erhöhung der Kesselleistung absehen. Der wirtschaftlichste Druckabfall ergibt sich dann aus dem Vergleich der Brennstoffkosten zur Erhöhung der Dampfmenge und dem Kapitalaufwand (für größeren Rohrdurchmesser!) zur Verminderung des Druckabfalles.

Prof. Denecke [109] hat zur genauen Errechnung wirtschaftlichster Rohrdurchmesser¹ für Kraftwerksanlagen bei Berücksichtigung des günstigsten Druckabfalles, der Temperatur- bzw. Wärmeverluste sowie der Anschaffungskosten und Verzinsung Formeln aufgestellt, nach denen man die wirtschaftlichste Geschwindigkeit bzw. den „billigsten“ Rohrdurchmesser $(D_b = D_\zeta \frac{A \text{ (Reibungsfaktor)}}{B \text{ (Kapitalfaktor)}})$ 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 ± 2 vH für solche Fälle ergibt, wo L nicht ungewöhnlich lang ist und wo auch Einzelwiderstände, wie Krümmer, Armaturen usw. vorhanden sind:

$$D_b = D_k + 2,8 \cdot \beta \cdot \frac{1}{\Sigma \zeta} \text{ in mm} \quad (41)$$

und

$$v_b = \frac{353,7}{\gamma_m \cdot D_b^2} \cdot G \text{ in m/s.} \quad (8)$$

D_k errechnet sich aus

$$D_k = \frac{D_\zeta}{\sqrt[5]{\frac{3,03 \cdot p \cdot \varepsilon_r}{\Phi \cdot z \cdot H \cdot z \cdot P} + 1}}, \quad (42)$$

wobei

$$D_\zeta = \sqrt[5]{\frac{776 \cdot c_p \cdot \delta_p}{w \cdot \gamma \cdot \delta_t}} \cdot \sqrt[5]{\frac{\Sigma \zeta}{\Phi L}} \cdot \sqrt[5]{G^3}. \quad (43)$$

¹ Siehe auch R. Biel [102].

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;
 L Leitungslänge in m;
 v_b wirtschaftlichste Geschwindigkeit in m/s;
 γ spezifisches Dampfgewicht in kg/m³;
 D_b billigster Durchmesser in mm;
 D_k Kostendurchmesser in mm (Berücksichtigung der Kapitalkosten);
 D_z Widerstandsdurchmesser in mm;
 c_p spezifische Dampfwärme in kcal/kg °C;
 w stündlicher Wärmeverlust je m² Rohroberfläche;
 δ_p stündlicher Dampfverbrauch je 1 at Druckabfall;
 δ_t stündlicher Dampfverbrauch je 1° Temperaturabfall;
 Σz Summe aller Einzelwiderstände;
 Φ prozentuale Oberflächenvergrößerung durch Flanschen, Absperrorgane usw.
 p Prozentsatz der Verzinsung und Abschreibung;
 ϵ_r Preiserhöhung in RM für Vergrößerung der Rohrdurchmesser um 1 mm;
 *H stündlicher Dampfverbrauch je 1 m² Abkühlfläche;
 z Zahl der jährlichen Betriebsstunden;
 P Dampfkosten je kg (in RM);
 β Reibungszahl nach Fritzsche [siehe Gl. (46b)].

a) Wahl der Geschwindigkeit.

Bezüglich der Dampfgeschwindigkeit ist zu beachten, daß diese bei steigenden Drücken mit Rücksicht auf das wachsende γ 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 eine kleinere Geschwindigkeit wählen.

Mit Rücksicht auf eventuelle Gewährleistungsforderungen 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 Druckabfalls langer Leitungen bzw. solcher mit viel Einzelwiderständen darauf geachtet werden, abschnitts-

weise zu rechnen und dabei die jeweils in Frage kommenden w und $v = 1/\gamma$ einzusetzen, da diese beiden Werte entsprechend der Druckverminderung ständig wachsen. Im weiteren soll jedoch noch ein anderer Weg gezeigt werden.

Bei der allgemeinen Berechnung von Dampfleitungen geht man davon aus, daß der Druckabfall möglichst gering sein soll. 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

$$G = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot w \cdot \gamma \quad \text{kg/s}, \quad (7)$$

woraus

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot G}{\pi \cdot w \cdot \gamma}} \quad \text{in m},$$

wobei zu beachten ist, daß G — hier — in kg/s eingesetzt ist, während die zu fördernden Dampfmenen meist in kg/h angegeben werden, wonach

$$d = \sqrt{\frac{G \text{ (kg/h)}}{2827,4 \cdot \gamma \cdot w}} \quad \text{in m} \quad (44)$$

sein würde. Diese Gl. oder die Gl. (8a) dient bei kurzen Leitungen ohne besondere Errechnung oder Berücksichtigung des Druckabfalles bei Annahme einer mittleren Geschwindigkeit zur Ermittlung des Durchmessers.

Bei längeren und verzweigten Leitungen muß man — worauf schon eingangs hingewiesen war — die Berechnung unter Berücksichtigung des Druckabfalls vornehmen.

c) Druckabfall.

Für die Berechnung des Druckabfalls sind ähnliche Gesichtspunkte, wie sie bei der 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 $Re = 2320$ und ist also durch die Beziehung gegeben:

$$w_k = \frac{2320 \cdot \nu}{d} \quad \text{in m/s}. \quad (45)$$

Auf Grund der von Dr.-Ing. Speyerer [97] oder Sigwart [96] ermittelten Werte der Zähigkeit des Wasserdampfes errechnen sich nach

Formel (45) etwa folgende Werte für die kritische Geschwindigkeit bei verschiedenen Rohrweiten.

Zahlentafel 5. Kritische Geschwindigkeit des Wasserdampfes in m/s.

Druck p ata	Temperatur $^{\circ}\text{C}$	Zähigkeitszahl $\eta \cdot 10^6$ kg s/m ²	Spezifisches Gewicht η kg/m ³	Durchmesser des Rohres in mm				
				15	50	100	250	500
0,2	60	1,10	0,128	7,85	3,92	1,96	0,785	0,392
1,0	99	1,28	0,58	2,01	1,01	0,50	0,201	0,101
2,0	120	1,38	1,11	1,12	0,57	0,28	0,112	0,057
8	170	1,70	4,07	0,37	0,185	0,095	0,037	0,018
8	300	2,20	3,01	0,66	0,335	0,166	0,066	0,034

Im Abschnitt A I des ersten Teiles und auch in diesem Abschnitt wurde schon erwähnt, daß für Dampfleitungen Geschwindigkeiten von 20 bis 60 m/s zur Verwendung kommen. Ein Blick auf vorstehende Tafel lehrt uns demnach, daß in praktischen Fällen die kritische Geschwindigkeit immer überschritten wird und der Widerstand folglich mit dem Quadrat der Geschwindigkeit verhältnismäßig zunimmt.

Der Widerstand einer Dampfleitung bei gegebener durchfließender Dampfmenge kann ebenfalls nach Gl. (9) oder (10) bzw. das λ nach Gl. (28) oder aus Abb. 99 ermittelt werden.

Bisher bestanden aber Schwierigkeiten in bezug auf die Ermittlung der Reynoldsschen Zahl Re , da noch nicht genügend Unterlagen über die Zähigkeit des Dampfes zur Verfügung standen.

Aus diesem Grunde wurde früher zumeist die von Fischer aufgestellte und jetzt inzwischen überholte Formel

$$\Delta p = \beta \frac{L}{d} \cdot w^2 \cdot \gamma \quad \text{in at} \quad (46)$$

benutzt, wobei β ein auf Grund von Versuchen festgelegter Widerstandsbeiwert ist, der nach Eberle:

$$\beta = 10,5 \cdot 10^{-8} \quad (46a)$$

und nach Fritzsche:

$$\beta = \frac{9,4}{10^{-8} (\gamma \cdot w)^{0,148} \cdot d^{0,269}} \quad (46b)$$

beträgt.

Der in der ersten Auflage dieses Buches — den damaligen Gepflogenheiten der Praxis entsprechend — beibehaltene Aufschlag von 50 vH auf den Widerstandsbeiwert von Fritzsche war durch die Unsicherheit des vorhandenen praktischen Versuchsmaterials begründet. Es waren nur wenige, zudem auch nicht genügend genau durchgeführte Meß-

ergebnisse aus der Praxis vorhanden, und diese wenigen Angaben widersprachen sich zum Teil auch noch sehr stark. Dieser Umstand nötigte zu einem Sicherheitszuschlag, um bei der Ausrechnung der häufig unter Vertragsstrafe verlangten Gewährleistungswerte keine Nackenschläge zu erhalten.

Jetzt, nachdem zahlreiche durchgeführte Messungen eine Prüfung der Rechnungsergebnisse gestatten, ist ein Sicherheitszuschlag in dieser Höhe unnötig. Das von E. Zimmermann [143] auf Grund der BEWAG-Messungen gezeigte Rechnungsverfahren für die Bestimmung des Druckverlustes in Dampfleitungen weist eine hohe Wahrscheinlichkeit für die Übereinstimmung mit der Praxis auf.

Dieses Verfahren stützt sich auf die bekannte Grundgleichung (9) für den Druckverlust. Die von Speyerer [97] und Sigwart [96] in der letzten Zeit vorgenommenen Versuche zur Bestimmung der Zähigkeit von Heißdampf ermöglichen auch eine genaue Bestimmung der Reynoldsschen Zahl, so daß mit Hilfe dieser auch der Reibungsbeiwert λ ermittelt werden kann.

In bezug auf die Bestimmung der Reibungszahl λ sind die inzwischen durchgeführten zahlreichen Messungen an ausgeführten Anlagen von ausschlaggebender Bedeutung.

Dieses Berechnungsverfahren hat den großen Vorteil, daß keine durch Näherungsformeln bestimmten Widerstandsbeiwerte eingeführt werden. Jede Näherung hat nur zwischen bestimmten Grenzen Gültigkeit, und es besteht daher stets die Gefahr, daß man bei Nichteinhaltung dieser Grenzen Fehlschläge erlebt.

Die Zähigkeit des Dampfes kann der Abb. 98 entnommen werden¹.

Für die Berechnung werden folgende Voraussetzungen gemacht:

1. Es soll das quadratische Widerstandsgesetz, wie es in der Gl. (9) zum Ausdruck kommt, gelten.
2. Die nach dem gleichen Verfahren hergestellten Rohre sollen bei gleichen Durchmessern stets die gleiche Rauigkeit haben.

Im folgenden werden diese beiden Annahmen noch einer genaueren Betrachtung unterzogen.

Zunächst möge das Rechnungsverfahren kurz erläutert werden.

Es sind, wie schon erwähnt, eine größere Anzahl von Messungen an Rohrleitungen verschiedener Durchmesser usw. in erster Linie von der BEWAG durchgeführt worden. Die Ergebnisse sind unter Zugrundelegung der Gl. (9) in der Form ausgewertet worden, daß aus dem gemessenen Druckverlust und den Zustandsgrößen des Dampfes und der bekannten Rohrlänge und dem Durchmesser die Reibungszahl λ errechnet wurde. Gleichzeitig wurde die Reynoldssche Zahl Re für jeden Einzelfall genau bestimmt. So konnten die errechneten λ -Werte über

¹ Nach Sigwart [96].

der Reynoldsschen Zahl aufgetragen werden, und es entstand die in Abb. 99¹ gezeigte Kurvenschar.

Die von Zimmermann untersuchten Rohre waren durchaus verschiedener Herkunft und auch unterschiedlicher Herstellungsart. Sie ergaben trotzdem eine auffallend einheitliche Rauigkeitskennlinie, so daß wohl als bewiesen gelten kann, daß handelsübliche, gewalzte Stahl-

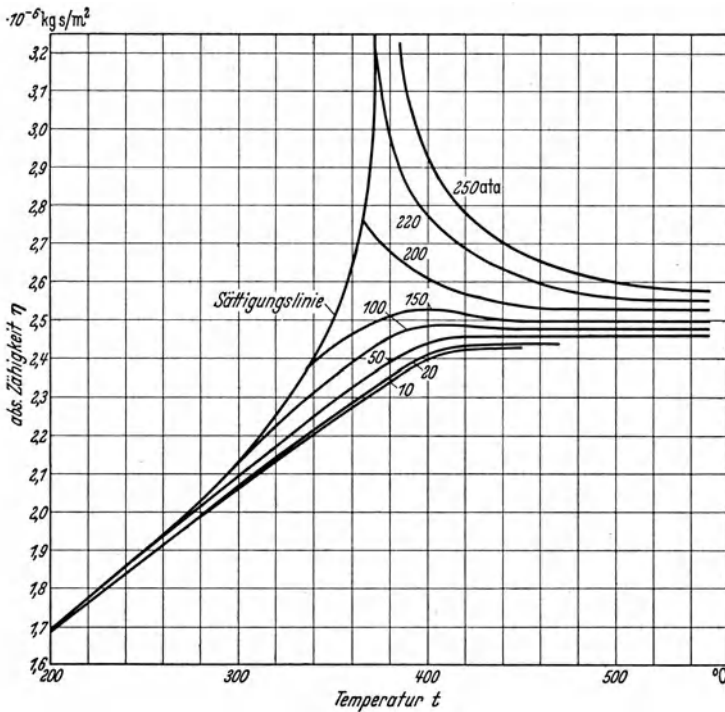


Abb. 98. Absolute Zähigkeit η von Heißdampf. Aus Sigwart [96].

rohre von NW 50 bis 450 im Mittel stets die gleiche Rauigkeit aufweisen.

Für längere Leitungen aus solchen Rohren mit normalen Strömungsgeschwindigkeiten können die Angaben der Abb. 99 ohne Zuschlag eingesetzt werden. Für sehr kurze Leitungsteile mit hoher Belastung empfiehlt Zimmermann [145] einen Zuschlag von 5 vH. Im übrigen gibt er für höhere Geschwindigkeiten dehnbarer Stoffe Zuschläge für zusätzlichen Druckverlust durch Beschleunigung gemäß nachstehender Zahlentafel an:

¹ E. Zimmermann [145].

Zuschläge für zusätzlichen Druckverlust.

Strömungsgeschwindigkeit m/s		50	100	150
Überhitzter Dampf	Zuschlag %	1	5	10
Stadtgas rd. 20°	Zuschlag %	2	8	15
Luft rd. 20°	Zuschlag %	3	15	30

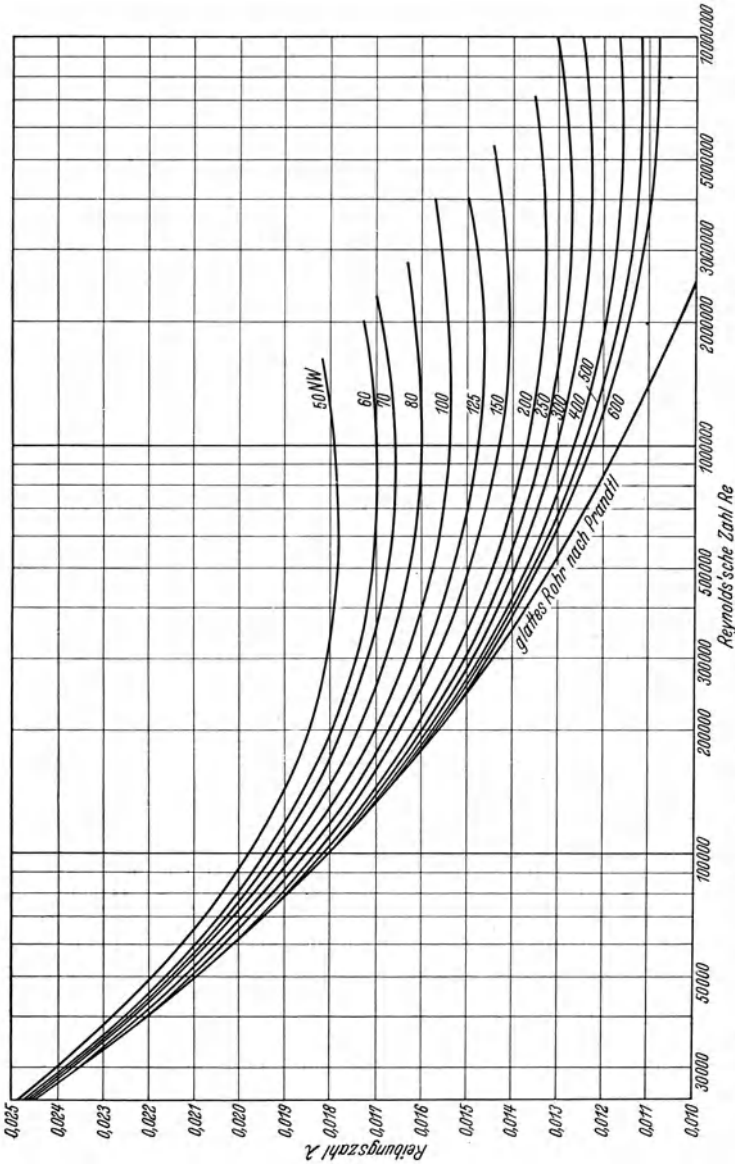


Abb. 99. Reibungswert λ abhängig von Re für gerades Rohr (nach Messungen der BEWAG). Aus Zimmermann [145].

Die Versuche von Zimmermann wurden nicht nur an einzelnen Rohren, sondern hauptsächlich an längeren Rohrstrecken vorgenommen.

Man sieht aus Abb. 99, daß mit abnehmendem Re der Einfluß der Rohrrauigkeit in den Hintergrund tritt, bis schließlich bei sehr kleinen Reynoldsschen Zahlen für alle Durchmesser nur noch eine Linie — die Prandtl'sche Grenzkurve — gilt.

Nach dem Ähnlichkeitsgesetz kann man nun aus dieser Abbildung umgekehrt für jeden beliebigen Strömungsfall zu einem bestimmten Re einen dem Durchmesser entsprechenden λ -Wert entnehmen.

Es sei gleich an dieser Stelle hervorgehoben, daß noch weitere ausführliche Versuchsunterlagen von der BEWAG veröffentlicht wurden [143, 144]. Die hierfür angestellten Versuche zeichnen sich durch äußerst große Genauigkeit aus und umfassen Rohrdurchmesser von 100 bis 500 NW [142].

Es seien noch die gemachten Voraussetzungen für die Druckverlustformel erläutert.

Bei der Auswertung der Versuchsergebnisse seitens der BEWAG wurde zur Ermittlung der Rohrreibungszahl λ die Grundgleichung (9) angewandt. Es wurde also das quadratische Widerstandsgesetz zugrunde gelegt, so daß es richtig ist, das gleiche Gesetz auch für die Berechnung des Druckverlustes als gültig anzunehmen.

Die Berechnung des Druckverlustes erfolgt nun folgendermaßen:

Aus den gegebenen Zustandsgrößen p_1 , t_1 und γ_1 des Dampfes am Anfang der Leitung wird zunächst unter Zuhilfenahme der Abb. 98 die absolute Zähigkeit η in kg s/m^2 bestimmt, diese dann in die Gl. (11) oder (11a) eingesetzt und somit die Reynoldssche Zahl Re errechnet. Aus Abb. 99 entnimmt man zu dem ermittelten Re und dem gegebenen Rohrdurchmesser d die Reibungszahl λ .

Mit diesem λ -Wert kann nun die Berechnung des Druckverlustes nach Gl. (9) oder (10a) erfolgen.

Setzt man in Gl. (9) den Rohrdurchmesser d in mm und für die Geschwindigkeit w den Ausdruck nach Gl. (8) ein, so geht die Gl. (9) in die Form

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{639 \cdot L \cdot G^2}{\gamma \cdot d_{\text{mm}}^5} \text{ in at} \quad (47)$$

über. Die Dampfmenge G muß in kg/h eingeführt werden.

Der Rechnungsgang möge an einem Beispiel erläutert werden:

Beispiel 8. Es sei der Spannungsabfall für eine 700 m lange Leitung $d = 180$ m l. W. zu ermitteln, wenn stündlich 5240 kg Dampf mit einem Anfangszustand von $p_1 = 3,46$ ata und $t_1 = 200^\circ \text{C}$ durchströmen. Die Einzelwiderstände ergeben eine zusätzliche Länge von 228 m.

Das spezifische Gewicht beträgt hierbei $\gamma = 1,58 \text{ kg/m}^3$. Die Zähigkeit des Dampfes ermittelt man aus Abb. 98 zu

$$\eta = 1,685 \cdot 10^{-6} \text{ kg s/m}^2.$$

und nimmt man ferner an, daß q und c_p über die Leitungslänge gleich bleiben, so bekommt man mit

$$\gamma = \gamma_1 \frac{p}{p_1} \cdot \frac{T_1 \cdot c_p \cdot G}{T_1 \cdot c_p \cdot G - q \cdot L} \text{ kg/m}^3$$

in der gleichen Weise für den Druckverlust die Beziehung:

$$\Delta p = p_1 \left[1 - \sqrt{1 - 1275 \cdot \lambda \frac{G^2 \cdot L}{d_{\text{mm}}^5 \cdot p_1 \cdot \gamma_1} \left(1 - \frac{0,5 \cdot q \cdot L}{T_1 \cdot c_p \cdot G} \right)} \right] \text{ at,} \quad (52)$$

also eine sehr ähnliche Form wie Gl. (50).

Man sieht, daß der Temperaturverlust den Druckverlust herabsetzt, was ja auch verständlich ist.

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 schwieriger und man wird in ähnlicher Weise, wie in Abschnitt II/B für Wasser gezeigt, auf Grund der Gl. (31) und der Werte für ζ den zusätzlichen Druckverlust bestimmen müssen.

Einfacher und besonders bei langen Leitungen auch genauer erfolgt die Berechnung des Spannungsabfalles einschließlich Bogen, Formstücke und Absperrorgane so, daß die Summe der Einzelwiderstände $\Sigma \zeta_x$ mit Hilfe der Gl. (35) in eine gleichwertige Rohrlänge umgewandelt und diese zur gestreckten Rohrlänge hinzugezählt wird.

Es können die im Abschnitt II/B angegebenen ζ -Werte auch für Dampf oder beliebige andere Flüssigkeiten angewandt werden, wenn man die Reynoldssche Zahl entsprechend berücksichtigt.

Für Wasserabscheider und Dampfsammler gilt das früher schon Gesagte. Wegen der großen Ausführungsverschiedenheiten lassen sich schwer allgemeingültige ζ -Werte angeben, und es muß diese Annahme von Fall zu Fall der ausführenden Rohrleitungsfirma überlassen werden.

Beispiel 9. Die Werte für nachstehendes Beispiel sind einigen von der Ilse Bergbau A. G. an der — durch meine Firma verlegten — Ferndampfleitung von Grube Ilse bis Grube Renate durchgeführten und dem Verfasser freundlich zur Verfügung gestellten Druckverlustmessungen entnommen.

Es handelt sich um eine Leitung 400 NW ($d = 399$ mm), deren gerade Länge $L_g = 2970$ m beträgt. Die Dampfmenge ist $G = 42100$ kg/h und der Anfangszustand $p_1 = 12,84$ ata und $t_1 = 305^\circ$ C.

Hierfür ist $\gamma_1 = 4,87$ kg/m³

und $\eta_1 = 2,085 \cdot 10^{-6}$ kg s/m².

Damit ist nach Gl. (11a)

$$Re = \frac{36 \cdot 42,1 \cdot 10^6}{399 \cdot 2,085} = 1820000.$$

Hierbei kann man setzen

$$\frac{p_1^2 - p_2^2}{2} = \frac{(p_1 - p_2)(p_1 + p_2)}{2} = \Delta p \frac{(p_1 + p_2)}{2}$$

$$\frac{p_1 + p_2}{2} = p_m = p_1 - \frac{\Delta p}{2},$$

also

$$\frac{p_1^2 - p_2^2}{2} = \Delta p \left(p_1 - \frac{\Delta p}{2} \right) = p_1 \cdot \Delta p - \frac{(\Delta p)^2}{2}.$$

Für die quadratische Gleichung der Form

$$(\Delta p)^2 - 2p_1 \cdot \Delta p + 2C = 0$$

findet man nach der Hütte die Lösungen

$$\Delta p = p_1 \pm \sqrt{p_1^2 - 2 \cdot C},$$

oder wenn man p_1^2 aus der Wurzel zieht:

$$\Delta p = p_1 \cdot \left[1 - \sqrt{1 - \frac{2C}{p_1^2}} \right]^*,$$

somit erhält man:

$$\Delta p = p_1 \left[1 - \sqrt{1 - \frac{2 \cdot \lambda}{156,5 \cdot 10^{10}} \cdot \frac{G^2}{d_m^5} \cdot \frac{L}{p_1 \cdot \gamma_1}} \right] \text{ at.} \quad (49)$$

Hier ist d in m und G in kg/h einzusetzen. Will man aber d in mm verwenden, so geht die Gl. (49) in die Form über:

$$\Delta p = p_1 \left[1 - \sqrt{1 - 1275 \cdot \lambda \frac{G^2 \cdot L}{d_{mm}^5 \cdot p_1 \cdot \gamma_1}} \right] \text{ at,} \quad (50)$$

wobei p_1 in ata einzusetzen ist.

Dieses ist die Formel für eine beliebig lange Leitung.

Ist der Enddruck p_2 gegeben, und es soll der Druckverlust bzw. der Anfangsdruck bestimmt werden, so formt sich die Gl. (50) um in

$$\Delta p = p_2 \left[\sqrt{1 + 1275 \cdot \lambda \frac{G^2 \cdot L}{d_{mm}^5 \cdot p_2 \cdot \gamma_2}} - 1 \right] \text{ at.} \quad (51)$$

Der Vollständigkeit halber sei nachstehend kurz gezeigt, daß auch der Temperaturabfall in ähnlicher Art berücksichtigt werden kann.

Setzt man mit genügender Genauigkeit für den Temperaturverlust

$$\Delta t = \frac{q \cdot L}{c_p \cdot G} \text{ in } ^\circ \text{C,}$$

wobei

$$\left. \begin{array}{l} q = \text{Wärmeverlust in kcal/m} \cdot \text{h} \\ c_p = \text{spezifische Wärme in kcal/kg } ^\circ \text{C} \\ G = \text{Dampfmenge in kg/h} \end{array} \right\} \text{ (s. Abschnitt E, Wärme-} \\ \text{schutz);}$$

* Da Δp höchstens nur gleich p_1 sein kann, hat die zweite Lösung der Gleichung (+ - Zeichen vor dem Wurzelzeichen) keinen Sinn.

Damit ist die Reynoldssche Zahl nach Gl. (11a)

$$Re = \frac{36 \cdot 5,24 \cdot 10^6}{180 \cdot 1,685} = 622000.$$

Hierfür ermittelt man bei $d = 180$ aus der Abb. 99 den Reibungswert

$$\lambda = 0,0143,$$

also nach Gl. (47)

$$\Delta p = 0,0143 \frac{639 \cdot (700 + 228) \cdot 5240^2}{1,58 \cdot 180^5} = 0,78 \text{ at.}$$

Der für diese Leitung unter den gleichen Bedingungen gemessene Druckverlust beträgt 0,84 at, d. h. er ist 7,7 vH höher.

Der Unterschied wird dadurch bedingt, daß hier die Veränderung des spezifischen Gewichtes in der langen Leitung unberücksichtigt blieb. Die Erhöhung der Geschwindigkeit infolge der Druckabnahme verursacht einen zusätzlichen Druckabfall.

Die im weiteren beschriebene genaue Rechnungsweise unter Berücksichtigung der Veränderlichkeit des γ -Wertes ergibt für obige Verhältnisse

$$\Delta p = 0,89 \text{ at.}$$

Dieser Wert stimmt sehr gut mit dem gemessenen überein.

Für kurze Leitungen oder solche, wo der Druckverlust an sich gering ist (z. B. Niederdruckleitungen), ist die Gl. (47) genau genug. Bei langen Leitungen begeht man aber unter Umständen einen nicht unerheblichen Fehler, wenn man mit dem Anfangszustand des Dampfes rechnet. Durch den jeweils fortschreitenden Druckabfall verändert sich nämlich das spezifische Volumen des Dampfes und die Geschwindigkeit wächst an. Diese ist also stets am Anfang der Leitung kleiner als am Ende. Da der Druckverlust mit dem Quadrat der Geschwindigkeit wächst, wird er also in Wirklichkeit größer sein als die Rechnung ergibt.

Um den tatsächlichen Verhältnissen näherzukommen, muß man also die Veränderlichkeit des Dampfolumens berücksichtigen.

Das kann man auf zwei Arten machen:

a) indem man entweder den Druckverlust schätzt und danach den zwischen Anfangs- und Endzustand entsprechenden mittleren Wert für γ einsetzt;

b) indem man die lange Leitung in mehrere kurze Strecken unterteilt und abschnittsweise rechnet.

Der erste Weg ist unsicher und mühevoll, da man sich beim Schätzen von Δp leicht irren kann und daher die Rechnung wiederholen muß. Das zweite Verfahren ist auch umständlich, weil man ebenfalls mehrere Abschnitte durchrechnen muß. Zudem findet man auch selten Angaben in bezug auf γ für Zwischenwerte von p und t .

Es soll daher eine allgemeingültige Formel entwickelt werden.

Die allgemeine Differentialgleichung für den Druckverlust lautet:

$$\frac{dp}{dl} = \frac{\lambda \cdot (w^2 \cdot \gamma)}{2 \cdot g \cdot d \cdot 10000} \quad (48)$$

Auf der rechten Seite der Gleichung sind nur die in Klammern stehenden Größen w und γ veränderlich. Strenggenommen ist auch λ veränderlich, da es von der Reynoldsschen Zahl abhängt, in der die Geschwindigkeit enthalten ist. Die Veränderung von λ in Abhängigkeit von w ist aber so geringfügig, daß man λ ohne weiteres für den gegebenen Fall als Festwert ansehen kann.

Um nur eine Veränderliche zu haben, setzen wir nach Gl. (8) ein:

$$w = \frac{G}{2825 \cdot \gamma \cdot d^2} \text{ m/s}$$

und bekommen

$$\frac{dp}{dl} = \frac{\lambda}{2g \cdot 10000} \cdot \frac{G^2 \cdot \gamma}{d \cdot 7,98 \cdot 10^6 \cdot \gamma^2 \cdot d^4} = \frac{\lambda}{156,5 \cdot 10^{10}} \cdot \frac{G^2}{d^5} \cdot \frac{1}{\gamma}$$

Die Veränderlichkeit des spezifischen Gewichtes kann man wie folgt ausdrücken:

$$\gamma = \gamma_1 \cdot \frac{p}{p_1} \cdot \frac{T_1}{T},$$

wobei die Werte ohne Index den jeweils an einem beliebigen Punkt der Leitung herrschenden Dampfzustand kennzeichnen und die mit Index 1 versehenen am Anfang der Leitung vorliegen.

Zur Vereinfachung kann man die Temperaturabhängigkeit des γ -Wertes vernachlässigen. Erstens ist der Temperaturabfall bei den neuzeitlichen Isolierungen sehr gering. Zweitens beeinflusst der dadurch gemachte unbedeutende Fehler das Ergebnis nach der sicheren Seite¹.

Wir setzen also ein

$$\gamma = \gamma_1 \frac{p}{p_1}$$

und erhalten

$$\frac{dp}{dl} = \frac{\lambda}{156,5 \cdot 10^{10}} \cdot \frac{G^2}{d^5} \cdot \frac{p_1}{p \cdot \gamma_1}$$

bzw.

$$p \cdot dp = \frac{\lambda}{156,5 \cdot 10^{10}} \cdot \frac{G^2}{d^5} \cdot \frac{p_1}{\gamma_1} \cdot dl$$

und integrieren in den Grenzen zwischen p_1 und p_2

$$\frac{p_1^2 - p_2^2}{2} = \frac{\lambda}{156,5 \cdot 10^{10}} \cdot \frac{G^2}{d^5} \cdot \frac{p_1}{\gamma_1} \cdot L.$$

¹ Der Fehler beträgt z. B. bei $t_1 = 300^\circ$ und $\Delta t = 30^\circ$ nur $\sim 2,7$ vH nach der sicheren Seite.

Aus Abb. 99 entnimmt man

$$\lambda = 0,0121 .$$

An Einzelwiderständen besitzt die Ferndampfleitung folgende:

9 Bogen 90° $R = 4d$ glatt	je	0,12 =	1,08
2 Etagenbogen	je	0,15 =	0,30
1 Lyrabogen glatt $A = 9000$	je	0,57 =	0,57
9 „ „ $A = 8500$	je	0,57 =	5,13
7 „ „ $A = 8000$	je	0,57 =	4,00
3 „ „ $A = 6000$	je	0,57 =	1,71
1 Parallel-Absperrschieber o. Leitrohr	je	0,25 =	0,25
2 Wasserabscheider (tangential).	je	3,0 =	6,00
		<u>$\Sigma \zeta =$</u>	<u>19,04</u>

nach Gl. (34) folgt

$$L_{\zeta} = 19,04 \frac{0,399}{0,0121} = 628 \text{ m} .$$

Hinzu kommt noch die gestreckte Länge der Lyrabogen, d. h. rund jeweils ihre doppelte Ausladung

$$L_{Lyr} = 18 + 9 \cdot 17 + 7 \cdot 16 + 3 \cdot 12 = 319 \text{ m} .$$

Die Gesamtlänge ist also

$$L = 2970 + 628 + 319 = 3917 \text{ m} .$$

Um ein möglichst genaues Ergebnis zu bekommen, seien die Wärmeverluste ebenfalls berücksichtigt.

Bei einer Isolierstärke von 100 mm und einer Wärmeleitzahl von 0,06 kann man aus Abb. 104 für ein $t_1 - t_a = 305 - 15 = 290^\circ \text{ C}$ ablesen:

$$q = 270 \cdot 1,00 = 270 \text{ kcal/m} \cdot \text{h} .$$

Die spezifische Wärme des Dampfes ist nach Abb. 105

$$c_p = 0,5 \text{ kcal/kg}^\circ \text{ C} .$$

Eingesetzt in Gl. (52):

$$\begin{aligned} \Delta p &= 12,84 \left[1 - \sqrt{1 - 1275 \cdot 0,0121 \frac{42100^2 \cdot 3917}{399^5 \cdot 12,84 \cdot 4,87} \left(1 - \frac{0,5 \cdot 270 \cdot 3289}{578 \cdot 0,5 \cdot 42100} \right)} \right] , \\ &= 12,84 \left[1 - \sqrt{1 - 0,1694 (1 - 0,0365)} \right] , \\ &= 12,84 \left[1 - \sqrt{0,8367} \right] = 1,09 \text{ at} . \end{aligned}$$

Gemessen wurde in dieser Leitung unter den gleichen Bedingungen ein Druckverlust von

$$1,08 \text{ at} ,$$

womit eine sehr gute Übereinstimmung erwiesen ist.

Rechnet man das gleiche Beispiel ohne Berücksichtigung der Wärmeverluste, so fällt der Ausdruck in der runden Klammer fort und man erhält gemäß Gl. (50)

$$\Delta p = 12,84 \left[1 - \sqrt{1 - 0,1694} \right] = 1,14 \text{ at} ,$$

d. h. ein entsprechend sichereres Ergebnis.

Für den ersten Entwurf ist vorstehende Rechnungsweise zu umständlich, da es dann ja zunächst darauf ankommt, die Rohrdurchmesser festzulegen und sich ungefähr über den voraussichtlichen Spannungsabfall zu unterrichten.

134 Berechnung von Rohrleitungen, Druckverlust, Wärmeverlust, Festigkeit.

In solchen Fällen genügt es, die vorläufige Rechnung mit dem β -Wert von Fritzsche oder Eberle unter Benutzung der Gl. (46) durchzuführen. Um für Erstentwürfe auch diese Ausrechnung zu ersparen, liegt dem Buche (lose in der Tasche) die Tafel X bei.

An Hand des nachstehenden Beispiels soll der Rechnungsgang erläutert werden.

Beispiel 10. Gegeben sind

$$\begin{aligned} G &= 3,24 \text{ t/h} \\ p_1 &= 3,49 \text{ ata} \\ t_1 &= 205^\circ \text{ C.} \end{aligned}$$

Der zulässige Druckverlust der Leitung von 700 m Länge soll den Wert von 0,35 at nicht übersteigen. Als Einzelwiderstände sind vorhanden

- 30 Bogen 90° glatt ($R = 4d$)
- 3 Krümmer 90° ($R = 1d$)
- 2 Wasserabscheider (normal)
- 1 Parallelschieber.

Gesucht ist der erforderliche Rohrdurchmesser und der genaue Druckverlust.

Für Einzelwiderstände schätzt man zunächst 40 vH von der Gesamtlänge, d. h.

$$L = \text{rd. } 280 \text{ m,}$$

so daß die Gesamtlänge $L = 980 \text{ m}$ beträgt.

Die Linientafel X gibt nicht den Druckverlust, sondern das Verhältnis

$$\frac{\Delta p}{p_1} = \frac{\text{Druckverlust}}{\text{Anfangsdruck}}$$

an. In unserem Fall ist Bedingung:

$$\frac{\Delta p}{p_1} = \frac{0,35}{3,49} = 0,1.$$

Geht man in der Abbildung von diesem Wert über $L = 980 \text{ m}$ in das Linienfeld der Rohrdurchmesser und andererseits von $t_1 = 205^\circ \text{ C}$ über $p_1 = 3,49 \text{ ata}$, über $G = 3,24 \text{ t/h}$ bis in das Linienfeld des Rohrdurchmessers, so kreuzen sich die beiden Ablesefaden ungefähr auf der gedachten Linie $d = 185 \text{ mm}$. Das wäre also der gesuchte Rohrdurchmesser.

Legt man die NW 175 zugrunde, so hat man 191 mm ä. \varnothing $5,5 \text{ mm}$ Wand, d. h. $d = 180 \text{ mm}$.

Jetzt soll mit diesem Rohrdurchmesser der Druckverlust genau nachgerechnet werden.

$$\begin{aligned} \text{Spezifisches Gewicht } \gamma_1 &= 1,58 \text{ kg/m}^3 \\ \text{abs. Zähigkeit } \eta &= 1,7 \cdot 10^{-6} \text{ kg s/m}^2 \end{aligned}$$

$$Re = 36 \frac{3,24 \cdot 10^6}{180 \cdot 1,7} = 382\,000,$$

hierfür aus Abb. 99

$$\lambda = 0,01495.$$

Die Einzelwiderstände sind nach Abb. 78

30 Bogen 90° je 0,13	= 3,9
3 Krümmer 90° je 0,33	= 0,99
2 Wasserabscheider je etwa 5	= 10,00
1 Schieber je 0,3	= 0,3
	$\Sigma \zeta = 15,19$

Gleichwertige Rohrlänge

$$L_{\zeta} = 15,19 \frac{0,180}{0,01495} = 183 \text{ m.}$$

Gesamtlänge $L = 700 + 183 = 883 \text{ m}$

Eingesetzt in Gl. (50):

$$\begin{aligned} \Delta p &= 3,49 \left[1 - \sqrt{1 - 1275 \cdot 0,01495 \frac{3240^2 \cdot 883}{180^5 \cdot 3,49 \cdot 1,58}} \right], \\ &= 3,49 \left[1 - \sqrt{1 - 0,1695} \right], \\ &= 3,49 \cdot 0,0885 = 0,309 \text{ at.} \end{aligned}$$

Gemessen wurde in dieser Leitung unter den gleichen Bedingungen **0,3 at** Druckabfall.

Alle Rechnungsbeispiele wurden absichtlich den Betriebsverhältnissen ausgeführter Anlagen angepaßt. Auf diese Weise ist auch gleichzeitig ein Vergleich der Rechnungsergebnisse mit den Messungen möglich.

Man sieht, daß der von E. Zimmermann [145] angegebene Weg einen hohen Grad der Genauigkeit aufweist. Damit dürfte die bisher vorhandene Unsicherheit in bezug auf die Druckverlustberechnung behoben sein.

In Ferndampfleitungen ist der Anteil der Einzelwiderstände (Bogen, Lyraausgleicher usw.) verhältnismäßig gering. Daher spielt es hier keine große Rolle, daß die ζ -Werte vorläufig noch nicht genügend durch Messungen erforscht sind. Man kann trotzdem mit einer guten Übereinstimmung zwischen Vorausberechnung und späterer Messung rechnen.

Bei Kraftwerksleitungen, wo eine große Häufung an Einzelwiderständen wie T-Stücken, Krümmern, Bogen, Schiebern usw. vorliegt, ist der Anteil dieser an der rechnerischen Gesamtlänge naturgemäß sehr groß. Infolge der noch bestehenden Ungenauigkeit in bezug auf die ζ -Werte für die Einzelwiderstände könnte in diesem Fall mit einem etwas größeren Fehler gerechnet werden. Aus diesem Grunde empfiehlt sich bei der Berechnung von Kraftwerksleitungen ein Sicherheitszuschlag von 10 bis höchstens 20 vH.

e) Linientafel zur Ermittlung des Druckverlustes.

Tafel X (lose in der Tasche) gibt die Möglichkeit, rasch und bequem aus den gegebenen Größen die gesuchten Werte ohne Rechenarbeit zu ermitteln. In dem Beispiel 10 des letzten Abschnittes wurde die Handhabung der Tafel bereits kurz erwähnt.

Der Linienzug $a-b-c-d-e-f-g$ mit den Werten des Beispiels 9 gibt

$$\frac{\Delta p}{p_1} = 0,09$$

und da $p_1 = 12,84 \text{ ata}$ ist, ermittelt man $\Delta p = 0,09 \cdot 12,84 = 1,155 \text{ at}$, d. h. fast den gleichen Wert wie nach Gl. (50).

Im übrigen erhält man nach dieser Tafel nicht in allen Fällen so genaue Werte, denn es mußten beim Entwurf derselben mit Rücksicht auf die notwendige logarithmische Lösung gewisse Vereinfachungen der Druckverlustformel Gl. (50) vorgenommen werden.

Es empfiehlt sich daher, die Tafel X nur für Überschlagsrechnungen zu gebrauchen und für die genaue Ermittlung die Gl. (50) bzw. (52) zu benutzen.

Eine weitere Tafel IX ermöglicht die Bestimmung des Rohrdurchmessers oder der Dampfgeschwindigkeit.

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:

$$P \cdot v = R \cdot T. \quad (53)$$

R stellt die sogenannte Gaskonstante dar,

P ist der Druck in kg/m^2 (mm WS),

v spezifisches Volumen in m^3/kg und

T absolute Temperatur [Gl. (2)].

Für ein beliebiges Gewicht (G in kg) bei einem beliebigen Volumen (V in m^3) gilt die Zustandsgleichung:

$$P \cdot V = G \cdot R \cdot T. \quad (54)$$

Rechnet man statt mit dem spezifischen Volumen mit dem spezifischen Gewicht, so kommt statt Formel (53) folgende in Frage:

$$\gamma = \frac{P}{R \cdot T}. \quad (55)$$

Das Luftgewicht G (kg/h) errechnet sich zu

$$G = Q_h \cdot \gamma = Q_h \cdot \frac{P}{R \cdot T}, \quad (56)$$

so daß sich also bei Einführung der Daten für einen Ansaugzustand

$$\begin{aligned} & P_0, t_0 \\ [P_0 = 760 \text{ mm QS} = 10333 \text{ kg/m}^2, \quad R = 29,27; \\ & t_0 = 0^\circ, \quad T = 273 + t_0 \quad (\gamma_0 = 1,293)] \end{aligned}$$

das fortzuleitende Luftgewicht

$$G = \sim 1,3 \cdot Q_h \tag{57}$$

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 Festwerte einiger Gase:

Zahlentafel 6. Physikalische Werte einiger Gase.

Gas	Zeichen	Spezifisches Gewicht bei 20° und 1 ata kg/m³	Gas-konstante R mkg/kg °C	Spezifische Wärme für 1 kg in kcal/kg °C	
				c_p	c_v
Sauerstoff	O ₂	1,288	26,5	0,218	0,156
Stickstoff	N ₂	1,128	30,26	0,249	0,178
Luft	—	1,170	29,27	0,24	0,172
Kohlensäure	CO ₂	1,771	19,27	0,21	0,165
Kohlenoxyd	CO	1,127	30,29	0,250	0,179
Leuchtgas ¹	—	0,455	75,7	0,545	0,413
Generatorgas ¹	—	1,073	31,8	0,26	0,186
Hochofengas ¹	—	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:

$$Q = G \cdot c_p \cdot (t_2 - t_1) \text{ kcal/h,} \tag{58}$$

falls die Erwärmung bei gleichbleibendem Druck und

$$Q = G \cdot c_v \cdot (t_2 - t_1) \text{ kcal/h,} \tag{58a}$$

wenn die Erwärmung bei gleichbleibendem Volumen erfolgt.

Im allgemeinen gilt die erste Bedingung, und die Berechnung der Wärmemengen bzw. der Temperaturerhöhung hat nach Gl. (58) zu erfolgen.

¹ 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.

2. Druckverlust.

a) Luftleitungen.

Für die Ermittlung des Druckverlustes in Luftleitungen dürften neben der bisher meistens benutzten Formel von Riedler

$$\Delta P = \frac{\beta}{1000} \cdot \gamma \cdot w^2 \cdot \frac{L}{d} \quad \text{in kg/m}^2 \quad (59)$$

mit dem Wert G in kg/h, d in m

$$\beta = \frac{2,86}{G^{0,148}} = 51 \cdot \lambda, \quad (60)$$

die für Dampfleitungen angegebenen Gl. (47) bis (50) mit gutem Erfolg angewandt werden. Nach dem Ähnlichkeitsgesetz sind bekanntlich bei gleich großen Reynoldsschen Zahlen zwei Strömungen unabhängig von der Art der Flüssigkeit mechanisch ähnlich. Zwischen gasförmigen Flüssigkeiten, wie es Dampf und Luft sind, müßte daher eine gute Übereinstimmung der Kennlinien für die Reibungszahl λ zu erwarten sein.

Die oben genannte Gl. (60) für β ergibt nach entsprechender Umformung

$$\lambda = 0,087 \frac{d^{-0,148}}{Re^{0,148}}, \quad (d \text{ in m}) \quad (60 a)$$

was gegenüber Gl. (29) auf zu kleine Werte von λ und also auch von β schließen läßt. Für Luft wurde $\eta = 1,845 \cdot 10^{-8}$ (bei 1 ata und 15° C) eingesetzt.

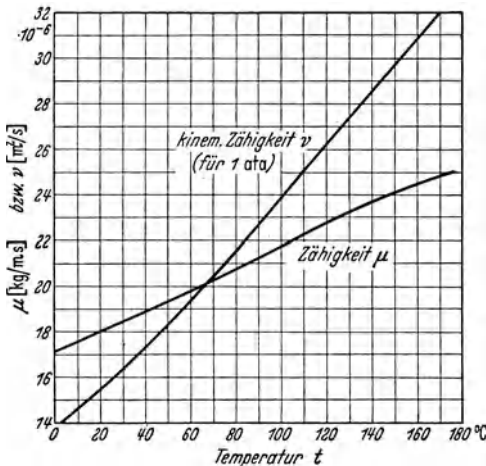


Abb. 100. Kinematische Zähigkeit von Luft, abhängig von der Temperatur.

In jedem Fall wird die für Dampf gezeigte Berechnungsart auch bei Luft und ähnlichen Gasen mit hoher Wahrscheinlichkeit ebensogut stimmen. Die von J. Maercks [118] durchgeführten Versuche an Druckluftleitungen 50 und 94 mm l. W. wurden vom Verfasser an Hand der Dampfformel unter Zuhilfenahme der Abb. 99 nachgerechnet und eine sehr gute Übereinstimmung gefunden. Die weiter folgenden Berechnungsbeispiele sollen dieses noch besser beleuchten.

Für die genannte Druckverlustberechnung ist die Kenntnis der Zähigkeit der Luft erforderlich.

Aus der Abb. 100 kann die kinematische Zähigkeit der Luft für 1 ata und verschiedene Temperaturen entnommen werden.

Will man die Zähigkeit der Luft bei einem anderen Druck ermitteln, so gelten folgende Umrechnungsformeln:

kinematische Zähigkeit

$$\nu_{p,t} = \frac{\mu_t}{\gamma_{p,t}} \text{ in m}^2/\text{s} \quad (61)$$

oder

$$\nu_{p,t} = \frac{\nu_{t(1 \text{ ata})}}{p_{\text{ata}}} \text{ in m}^2/\text{s}, \quad (61 \text{ a})$$

daraus absolute Zähigkeit

$$\eta_{p,t} = \nu_{p,t} \cdot \frac{\gamma_{p,t}}{9,81} \text{ in kg s/m}^2. \quad (62)$$

Mit Hilfe dieser Umrechnung kann die Zähigkeit der Luft für jeden beliebigen Betriebszustand (p, t) bestimmt und so die Reynoldssche Zahl für den jeweiligen Strömungsfall aus Gl. (11) oder (11a) berechnet werden.

Aus der Abb. 99 entnimmt man die Reibungszahl λ und setzt diese in die Gl. (9) oder (47) für den Druckverlust ein. In der gleichen Art findet man auch die ζ -Werte für die Einzelwiderstände und ermittelt aus diesen entweder den zusätzlichen Druckverlust nach Gl. (31) oder die gleichwertige Rohrlänge nach Gl. (34), die zu der Gesamtlänge der Rohrleitung zugeschlagen wird.

Selbstverständlich kann für besonders lange Luftleitungen oder bei großem Druckverlust die Gl. (50) mit Vorteil benutzt werden, und es gilt in bezug auf diese Rechnungsart das im Abschnitt Dampfleitungen (II/C 2c) Gesagte.

An Hand der erwähnten Meßergebnisse von J. Maercks [118] wird in einem Rechenbeispiel die gute Übereinstimmung zwischen Rechnung und Messung gezeigt.

Beispiel 11. In einem 6 m langen Rohr von 94 mm l. W. wurde Druckluft von $p_1 = 4,5 \text{ atü}$ und $t_1 = 22^\circ \text{ C}$ mit einer Geschwindigkeit von $w = 10 \text{ m/s}$ durchgedrückt.

Das spez. Gewicht der Luft am Anfang der Leitung ist nach Gl. (55)

$$\gamma_1 = \frac{55000}{29,27 \cdot 295} = 6,37 \text{ kg/m}^3;$$

aus Abb. 100 ermittelt man für $t = 22^\circ$ die kinematische Zähigkeit für 1 ata

$$\nu_{(1 \text{ ata})} = 15,6 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

und auf den Anfangszustand nach Gl. (61 a) umgerechnet

$$\nu_{p,t} = \frac{15,6 \cdot 10^{-6}}{5,5} = 2,84 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$Re = \frac{w \cdot d}{\nu} = \frac{10 \cdot 0,094 \cdot 10^6}{2,84} = 331000.$$

140 Berechnung von Rohrleitungen, Druckverlust, Wärmeverlust, Festigkeit.

Hierfür aus Abb. 99 für $d = 94 \text{ mm}$

$$\lambda = 0,01635.$$

Nach Gl. (9) folgt

$$\Delta P = 0,01635 \frac{6 \cdot 6,37 \cdot 100}{0,094 \cdot 19,62} = 33,9 \text{ kg/m}^2.$$

Gemessen wurde ein Druckabfall von $32,5 \text{ kg/m}^2$, was eine große Genauigkeit der Rechnung beweist.

Beispiel 12. Ein Verdichter saugt $22 \text{ m}^3/\text{min}$, bezogen auf den Ansaugzustand (1 ata, 20° C), an und drückt 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 stündliche Gewicht der Luft beträgt

$$G = 60 \cdot 22 \cdot \gamma_1 \text{ kg/h.}$$

Das spezifische Gewicht der angesaugten Luft, γ_0 , errechnet sich aus Gleichung (55)

$$\gamma_0 = \frac{10000}{29,27 \cdot 293} = 1,17 \text{ kg/m}^3 \text{ (1 ata, } 20^\circ \text{ C).}$$

Das stündliche Gewicht der angesaugten Luft ist

$$G = 1320 \cdot 1,17 = 1540 \text{ kg/h.}$$

Das spezifische Gewicht der verdichteten Luft ist

$$\gamma_1 = \frac{70000}{29,27 \cdot 303} = 7,9 \text{ kg/m}^3 \text{ (7 ata, } 30^\circ \text{ C).}$$

Die Geschwindigkeit

$$w = \frac{354 \cdot 1540}{7,9 \cdot 4900} = 14,1 \text{ m/s.}$$

Aus Abb. 100 folgt

$$\nu_{p,t} = \frac{16,4 \cdot 10^{-6}}{7,0} = 2,34 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$Re = \frac{14,1 \cdot 0,07 \cdot 10^6}{2,34} = 422000$$

$$\lambda = 0,0169$$

$$\Delta P = 0,0169 \frac{100 \cdot 7,9 \cdot 14,1^2}{0,07 \cdot 19,62} = 1935 \text{ kg/m}^2 = 0,1935 \text{ at.}$$

In diesem Zusammenhang sei auf den von Lummert entwickelten Rechenschieber SR 726¹ für Gasrohrberechnung für Hoch- und Niederdruck hingewiesen (s. AWF-Mitteilungen 1936, Heft 12), der auf folgender Gleichung aufgebaut ist:

$$p_a^2 - p_c^2 = 812,2 \cdot Z \cdot Q_n^{1,875} \cdot \frac{L}{d^5} \text{ ata}^2 \quad (63)$$

¹ Zu beziehen durch den Beuth-Verlag, Berlin SW 19.

darin bedeuten:

- Z = Gaszahl je nach Art des Gases (z. B. für Luft $Z = 94$);
 Q_n = Gasmenge in m^3/h bei 15°C und 760 mm QS ;
 L = Rohrlänge in km ;
 d = Rohrdurchmesser in mm .

Es werden außerdem noch Vervielfältigungszahlen für verschiedene Gastemperaturen angegeben.

Für vorstehendes Beispiel ergibt sich nach dieser Gl. (63) ein Druckverlust

$$\Delta p = 0,23 \text{ at.}$$

Nachstehend einige Angaben¹ 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 6mal soviel als beim Meißeln und Stemmen von Hand.

2. Eine Preßluftnietkolonne von 3 Mann (ein Nietwärmer, ein Nieter, ein Gegenhalter) leistet mit einem Niethammer annähernd $\frac{1}{3}$ 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 Kesselsteinabklopfen 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 Luftverdichter angesaugter Luft je nach Art und Größe des Werkzeuges mit $\frac{1}{3}$ bis $\frac{1}{2} \text{ m}^3$ für jedes Werkzeug einzusetzen, so daß man also folgende Durchschnittswerte wählen kann:

Leichte Meißelhämmer	etwa $\frac{1}{4} \text{ m}^3$
Schwere Meißelhämmer und leichte Niethämmer	„ $\frac{1}{2}$ „
Schwere Niethämmer	„ $\frac{3}{4}$ „
Bohrmaschinen	„ 1 „
Stampfer	„ $\frac{1}{3}$ „
Nietfeuer, Kesselsteinabklopfen und Gegenhalter	„ $\frac{1}{8}$ „

¹ Siehe Taschenbuch für Preßluftbetrieb der Frankfurter Maschinenbau A.G.

Die vorstehenden Werte sind so bemessen, daß sie Undichtheiten mit 10 bis 15 vH einschließen.

Die Größe des Luftverdichters 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 Kesselsteinabklopper), sind die genannten Werte voll einzusetzen. Bei größeren Anlagen ist 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 vH der angeschlossenen Werkzeuge gleichzeitig im Betrieb sind.

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 cm² Leitungsquerschnitt. Bei Saugleitungen von mehr als 10 m³ 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 vH größer angenommen werden. Verteilende Werkstatteleitungen erhalten bis 50 m Länge 40 mm l. W., darüber hinaus 50 bis 60 mm l. W. 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.

b) Gasleitungen.

Bei Gasleitungen kommt für die Berechnung des Fortleitungswiderstandes ebenfalls die Grundformel (9)

$$\Delta P = \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{w^2}{2g} \cdot \gamma \text{ kg/m}^2$$

in Frage.

Die Verwendung der Abb. 99 (λ -Werte für Dampfleitungen) bei der Berechnung von Gasleitungen ergibt nur annähernd genaue Werte. Biel [101] veröffentlichte Druckverlustmessungen an verschiedenen Gasleitungen und berechnete hiernach den Reibungswert λ . Für die gleichen Verhältnisse wurden vom Verfasser unter Zuhilfenahme der Abb. 99 die Reibungswerte ermittelt und den gemessenen gegenübergestellt. In der Zahlentafel 7 findet man die zugehörigen Zahlenangaben.

Zahlentafel 7¹. Meßwerte aus verschiedenen Gasfernleitungen.

Aus Messungen berechnet										
Rohr- durch- mes- ser d mm	Länge L m	Q_0 760 mm 15° C m ³ /h	p_a ata	p_e ata	t °C	w_{mittel} m/s	beob- achtet λ	Re	Ge- brauchs- formel λ	BE- WAG aus Abb. 99 λ
Versuch Towl $s = 0,64$ Schmiederohr, Muffenverbindungen										
203,7	113 166	6585	14,765	2,803	10	6,4	0,0143	632 500	0,0164	0,01415
Versuch Küßnacht $s = 0,443$ Geschweißtes nahtloses Rohr										
100	3497	603	1,853	1,288	11	8,35	0,0197	92 100	0,023	0,019
Versuch Delitzsch $s = 0,578$ Geschweißtes nahtloses Rohr										
175	7448	668	1,3744	1,1951	15	5,88	0,0235	70 500	0,0222	0,0195
150	1551	698	1,1145	1,0508	15	10,5	0,0214	88 500	0,0221	0,0187

In vorstehender Zahlentafel ist auch die von Biel [101] vorgeschlagene „Gebrauchsformel“ für Gasberechnung ausgewertet. Dieser Formel liegt eine Reibungszahl

$$\lambda = \frac{0,249 \cdot \nu^{0,148}}{Q_0^{0,126}} \tag{64}$$

zugrunde. Darin bedeuten:

- ν = kinematische Zähigkeit des Gases in m²/s;
- Q_0 = angesaugte Gasmenge in m³/h, bezogen auf 760 mm QS und 15° C.

Bei Stadtgas vom relativen Gewicht $s = 0,51$ und einer kinematischen Zähigkeit $\nu = 25 \cdot 10^{-6}$ m²/s vereinfacht sich die Gl. (64) in

$$\lambda = \frac{0,052}{Q_0^{0,126}} \tag{65}$$

Bei langen Gasleitungen empfiehlt es sich, ebenfalls die Gl. (50) sinngemäß anzuwenden.

Für die Beurteilung der Strömungsvorgänge in Gasleitungen ist die Kenntnis der Zähigkeit des Gases unentbehrlich. Diese hängt von der Gaszusammensetzung und dem Druck bzw. der Temperatur ab. Die Abb. 101 und 102² ermöglichen die Bestimmung der kinematischen Zähigkeit eines Gases oder Gasgemisches, wenn sein relatives Gewicht s (bezogen auf Luft = 1) bekannt ist.

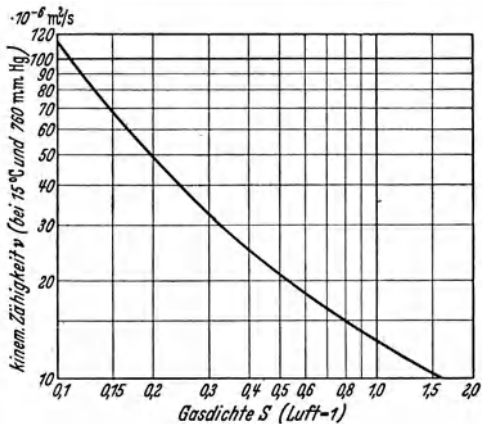


Abb. 101. Kinematische Zähigkeit ν von Gasen bei 15° C und 760 mm QS. Aus Richter [130].

¹ Teilauszug aus Biel [101].

² Aus Richter [130].

Die Abhängigkeit der kinematischen Zähigkeit verschiedener Gase von der Temperatur kann der Abb. 103 entnommen werden. Die Abbildung ist für 1 ata entworfen,

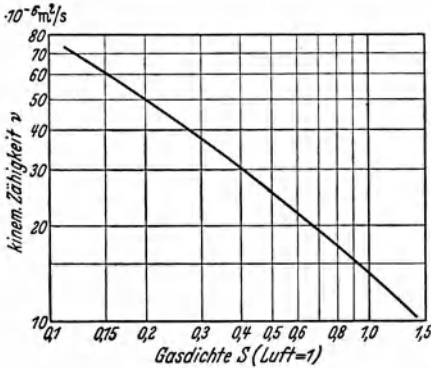


Abb. 102. Kinematische Zähigkeit ν von Gasgemischen bei 15° C und 760 mm QS. Aus Richter [130].

so daß mit Hilfe der Gl. (61a) die Umrechnung für jeden beliebigen Druck erfolgen kann. Daraus kann dann die absolute Zähigkeit η gemäß Gl. (62) ermittelt werden.

Im Schrifttum findet man noch weitere Hinweise und Angaben über die Zähigkeit der Gase, so z. B. bei Richter [130] und Brückner [53].

Auch die Biel-Lummert-Formel (63) (AWF-Mitteilungen 1936, Heft 12) bzw. die für Niederdruckberechnungen bequemere Form

$$(P_a - P_e) \cdot \frac{P_m}{10333} = 3,93 \cdot 10^6 \cdot Z \cdot Q_n^{1,875} \frac{L}{d^5} \text{ mm WS} \quad (66)$$

Auch die Biel-Lummert-

Formel (63) (AWF-Mitteilungen

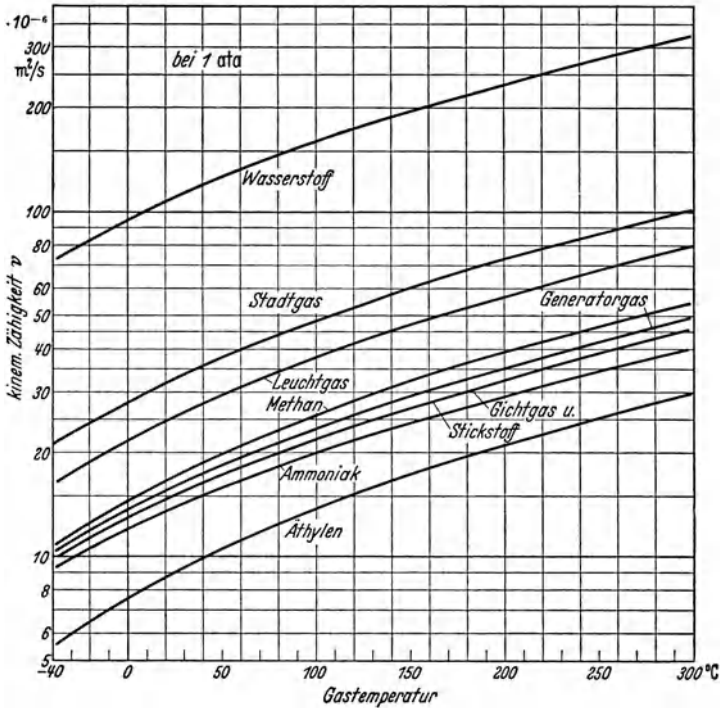


Abb. 103. Kinematische Zähigkeit ν von Gasen bei 1 ata abhängig von der Temperatur.

mit den gleichen Bezeichnungen ist in diesem Zusammenhang zu empfehlen. Die Gaszahl Z berücksichtigt die Eigenschaften des jeweiligen Gases. Die Umrechnung für verschiedene Temperaturen erfolgt unter Zuhilfenahme von besonderen Vervielfältigungszahlen C_4 .

In nachstehender Zahlentafel 8 ist eine Zusammenstellung der spezifischen Gewichte γ , der Dichteverhältnisse s und der Gaskonstanten R verschiedener Gase gegeben. In der rechten Spalte ist auch die jeweilige Gaszahl Z (nach Biel-Lummert) vermerkt.

Beide Gl. (63) und (66), d. h. also für Hoch- und Niederdruck werden vom Verein der Gas- und Wasserfachmänner als Berechnungsgrundlagen anerkannt.

Der Vollständigkeit halber sei auf die sehr ausführliche Formelzusammenstellung für Gasrohrberechnung und kritische Beurteilung von Biegeleisen [100] hingewiesen.

Zahlentafel 8. Spezifisches Gewicht, Dichteverhältnis und Gaskonstante von gasförmigen Flüssigkeiten¹.

Gasbezeichnung	γ bei 0° und 760 mm QS kg/m ³	Relatives Gewicht $s = \gamma/\gamma_L$ (Luft = 1)	Gas- konstante R m kg/kg ° C	Gaszahl Z nach Biel- Lummert
Sauerstoff	1,429	1,106	26,50	103,5
Stickstoff	1,251	0,9674	30,26	91,2
Wasserstoff	0,08987	0,06951	420,6	9
Luft	1,293	1,0000	29,27	94,2
Kohlenoxyd	1,250	0,967	30,29	91,1
Kohlensäure	1,977	1,529	19,27	141
Methan	0,717	0,554	52,90	56,4
Azetylen	1,171	0,912	32,59	86,5
Äthylen	1,261	0,975	30,25	92
Äthyläther	3,300	2,586	30,1	—
Wasserdampf ²	—	—	47,1	—
Benzoldampf	3,480	2,690	10,9	—
Ammoniakdampf	0,771	0,596	49,8	59
Schwelgas v. Steinkohlen	0,698	0,542	54,0	53,9
Leuchtgas I ³	0,504	0,387	75,7	37,2
Leuchtgas II	0,491	0,380	77,1	37,2
Koksofengas	0,530	0,409	71,6	42,1
Wassergas	0,711	0,549	53,3	54,5
Mischgas	1,125	0,866	33,8	82,4
Luftgas	1,190	0,917	35,8	87
Gichtgas	1,255	0,972	31,9	91,7
Mondgas	1,060	0,817	30,1	78,2
Schwefelwasserstoff . . .	1,540	1,190	25,08	111,0

¹ Aus Richter [130].

² Hoch überhitzt.

³ Nach Hütte: Des Ingenieurs Taschenbuch, 26. Aufl. Bd. 2 (1931) S. 576.

c) Graphische Ermittlung des Druckverlustes bei Luft- und Gasleitungen.

Für allgemeine Überschlagermittlungen — besonders von Werksgasleitungen — kann vorteilhaft die Tafel XII (lose in der Tasche) Verwendung finden.

Diese Tafel ist unter Benutzung der Gl. (63) von Biel-Lummert entworfen worden, jedoch mit dem Unterschied, daß L in m und nicht in km eingesetzt wird.

Die Tafel gilt für alle gebräuchlichen Gase, die durch die jeweilige relative Dichte s berücksichtigt sind. Für die Gasmenge Q ist die Ansaugmenge bezogen auf 15°C und 760 mm QS in m^3/h einzusetzen. 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 Tafel auf das Ansaugvolumen $= G/\gamma$ umgerechnet werden.

Ein auf der Tafel gegebenes Rechenbeispiel erläutert die Handhabung derselben und zeigt auch die zusätzlich noch auszuführende Rechnung.

E. Wärmeschutz.

Der Zweck einer Rohrleitung ist, Dampf oder Gas in möglichst wirtschaftlicher 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 Abschnitten wurde gezeigt, wie die Druckverluste errechnet werden und welchen Weg man zu beschreiten hat, um diese einzuschränken.

In diesem Abschnitt soll auch die immerhin wesentliche Frage der Wärmeverluste behandelt werden. Mit Rücksicht auf das zahlreiche über diesen Gegenstand vorliegende Sonderschrifttum brauchen nur die wichtigsten Gesichtspunkte kurz gestreift zu werden.

Zum eingehenden Studium dieser Frage sei auf das im Anhang gegebene Schrifttumverzeichnis verwiesen.

1. Allgemeine Betrachtungen über Wärmeübertragung.

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 außerordentlich 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 Temperaturunterschieden 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 Mittels zur Wand,
2. Leitungswiderstand der Wand,
3. Übergangswiderstand der Wand zum kälteren Mittel.

Die Größen dieser Widerstände sind von vielen Bedingungen abhängig; die für 1. und 3. maßgebenden Wärmeübergangszahlen (WÜZ. = α) sind abhängig von der Oberflächenbeschaffenheit der Wand, von der Art und gegebenenfalls dem Strömungszustande der Flüssigkeit, von den Temperaturen und von dem Druck; der Widerstand der Trennungswand ist abhängig von der Wärmeleitfähigkeit und von der Wanddicke.

Faßt man alle Einflüsse in einer Wärmedurchgangszahl zusammen, so ist die durchgehende Wärmemenge:

$$Q = k \cdot F \cdot (t_1 - t_2) \cdot z \text{ kcal.} \quad (67)$$

In dieser Gleichung ist:

Q die Wärmemenge in kcal;

F die Fläche in m^2 ;

t_1, t_2 die Temperatur der Flüssigkeiten in $^\circ\text{C}$;

z die Zeit in h;

k die Wärmedurchgangszahl in $\text{kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$.

In bezug auf die Abhängigkeit von k sei auf das Schrifttum verwiesen.

In dieser Form gelten obige Betrachtungen für eine ebene Wand.

Für ein zylindrisches Rohr von der Länge L , dem Innendurchmesser d_i und dem Außendurchmesser d_a , alles in m ausgedrückt, gilt folgende Beziehung:

$$Q = 2 \cdot \pi \cdot k \cdot L (t_1 - t_2) \cdot z \text{ kcal.} \quad (68)$$

Für k gilt hier eine andere Beziehung als oben für eine ebene Wand angegeben, nämlich:

$$\frac{1}{k} = \frac{2}{\alpha_i \cdot d_i} + \frac{1}{\lambda} \ln \frac{d_a}{d_i} + \frac{2}{\alpha_a \cdot d_a}. \quad (68a)$$

λ bedeutet die Wärmeleitfähigkeit für die Rohrwandung. Bei isolierten Lei-

tungen gilt (mit λ_a für die Isolierung) folgende Beziehung:

$$\frac{1}{k} = \frac{2}{\alpha_i \cdot d_i} + \frac{2}{\alpha_a \cdot d_a} + \frac{1}{\lambda_i} \ln \frac{d_r}{d_i} + \frac{1}{\lambda_a} \ln \frac{d_a}{d_r}. \quad (68b)$$

Diese Formeln wurden hier lediglich zum Verständnis der Zusammenhänge angegeben. Das Rechnen nach diesen Gleichungen ist jedoch unzuverlässig und viel zu umständlich; es sei daher auf die „Regeln für die Prüfung von Wärme- und Kälteschutzanlagen“, VDI-Verlag 1930 verwiesen, wo ein für die Praxis geeignetes Rechenverfahren angegeben ist.

Die im Rohrleitungsbau vorkommenden Aufgaben können mit praktisch ausreichender Genauigkeit an Hand der nebenstehenden Abb. 104 gelöst werden. Das angegebene Beispiel macht eine weitere Erläuterung überflüssig.

In diesem Fall ist ein Wert λ eingeführt, der die Wärmeleitfähigkeit der betriebsfertig ausgeführten Isolierung darstellt.

Die Wärmeleitfähigkeiten sind von der Art der Isolierung stark abhängig. Die jeweiligen Werte werden von den Isolierfirmen stets angegeben.

Für Planungen seien in Zahlentafel 9 einige Werte für λ angegeben¹.

2. Wärmeverlustberechnung einer Ölfernleitung².

Gegeben ist:

Heizölleitung.	
Rohrdurchmesser	250/267 mm
Länge der Leitung	15000 m
Heizöl.	
Spezifisches Gewicht	1 100 kg/m ³
Spezifische Wärme	0,4 kcal/kg °C
Durchflußmenge	275 m ³ /h
Anfangstemperatur	+ 80 °C
Geforderte Mindesttemperatur	+ 30 °C
Lage der Leitung.	
Im Betonrohr	350/410 mm Dmr.
Erddeckung	1,50 m

Für die Berechnung der Wärmeverluste ist der Aufsatz von O. Kri-scher, „Die Wärmeverluste von Rohrleitungen im Erdreich“³ zu-grunde gelegt worden.

Der Verfasser hat auf Grund eigener Untersuchungen unter Heran-ziehung der in dem Schrifttum angegebenen Arbeiten anderer Forscher

¹ Die vollständigste Zusammenstellung von Wärmeleitfähigkeiten findet sich in Mitteilungen aus dem Forschungsbereich für Wärmeschutz (E. V.), München, Heft 5, Dezember 1924 von E. Schmidt.

² Von der Fa. Rheinhold & Co., Berlin, zur Verfügung gestellt.

³ Beiheft zum Gesundheits-Ingenieur, Reihe I, Heft 33, Jahrg. 1934.

Wärmeleitzahl des Isoliermaterials λ in $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{st}^{-1}\cdot\text{C}^{-1}$

Isolierstärke a in mm

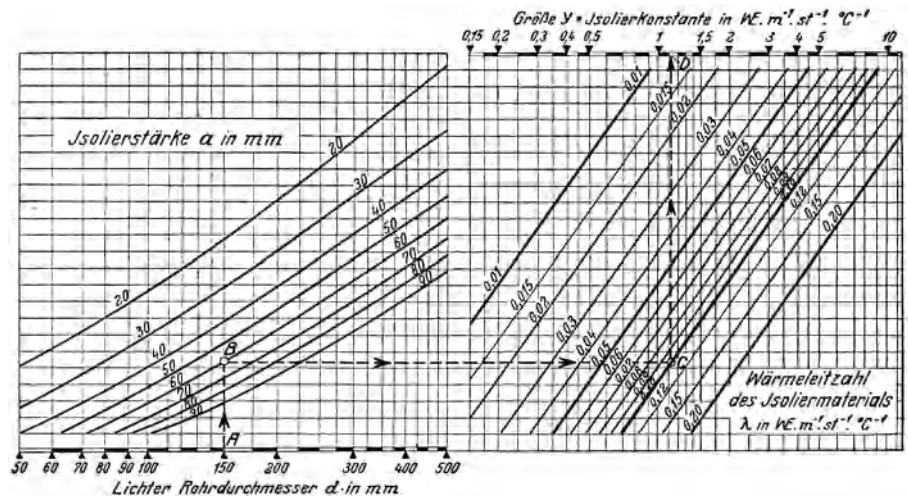
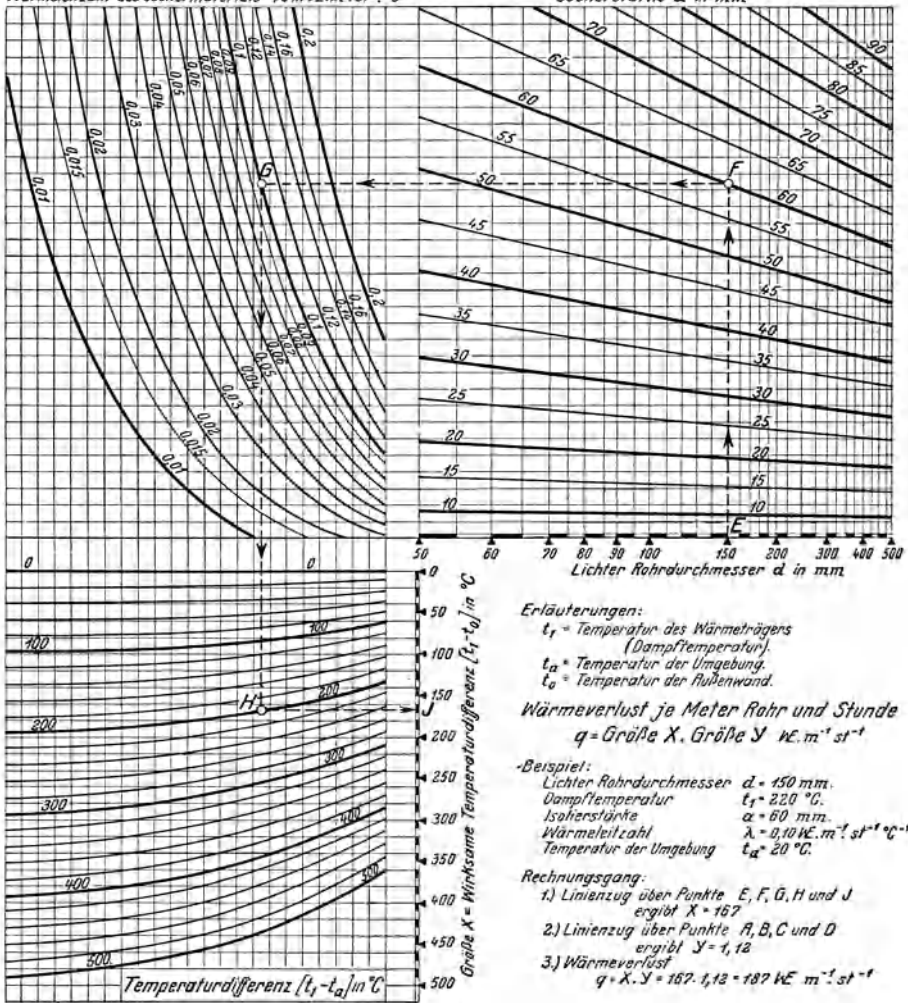


Abb. 104. Wärmeverluste in isolierten Rohrleitungen. [Stefnemann, A.: AEG-Mitt. Nr. 9 u. 10 (1923).]

Zahlentafel 9.

Isolierstoff bzw. Isolierart	Temperaturgrenze ° C	Mittleres Raumgewicht kg/m ³	Wärmeleitzahl (λ)	
			0	20
			ent-	
			0	35
Wärmeschutz				
Auf kalte und warme Objekte aufzubringen.				
Mineralwolle (Schlackenwolle)				
Stopfung				
mit Blechmantel	800	300	0,039	0,041
mit Hartmantel	800	350	0,044	0,046
allein, ohne Schutzmantel	800	225	0,036	0,037
Glaswatte und -gespinst				
mit Blechmantel	450	375	0,030	0,032
mit Hartmantel	450	425	0,037	0,038
Matten allein, ohne Schutzmantel	450	100	0,029	0,031
Gebrannte Kieselgurschalen und Steine				
mit Kieselgurabglättung				
leicht	900	370	0,060	0,062
normal	900	480	0,075	0,077
schwer	900	650	0,100	0,104
Magnesiaschalen mit Asbestzusatz				
mit Magnesiamasse-Abglättung	300	180	0,040	0,042
Korksteinschalen für Wärmeschutz				
imprägniert und expandiert	150	280	0,042	0,044
Schnüre mit Hartmantel				
aus Schlackenwolle	650	400	0,052	0,053
aus Glasgespinst bzw. -watte	450	425	0,038	0,039
aus Asbest mit Kieselgurfüllung	500	500	0,085	0,087
aus Jute mit Kieselgurfüllung	100	475	0,065	0,067
aus Jute mit Naturkorkfüllung	100	250	0,052	0,055
aus Jute mit exp. Korkfüllung	100	220	0,044	0,046
aus Seidenzopf	100	200	0,045	0,046
aus Asbestfasern, chemisch rein	500	400	0,085	0,088
Alfol-Knitterverfahren, ohne Schutz	500	3	0,040	0,043
Nur auf warme Objekte aufzubringen				
Kieselgur-Wärmeschutzmasse				
leicht	550	350	0,054	0,055
mittel	550	500	0,065	0,067
schwer	200	700	0,090	0,093
Magnesiamasse mit Asbestzusatz	300	200	0,041	0,043
Kanalfreie Rohrverlegung ins Erdreich (nur auf kalte Objekte aufzubringen)				
„Metag“-Erdverlegungswärmeschutz				
D.R.P.-DRGM.	800	250	0,038	0,039
Kälteschutz				
Korksteinplatten } kälteimprägniert und	50	180	0,031	0,034
Korksteinschalen } expandiert	50	300	0,040	0,045
Backkorkplatten } 100 vH exp. Kork.	150	120	0,029	0,031
Backkorkschalen } 100 vH exp. Kork.	150	125	0,030	0,032

Wärmeleitzahlen für verschiedene Rohr-Isolierungen.

in kcal/mh°C bei einer mittleren Temperatur in der Isolierung von						Druck- festigkeit
50	100	150	200	250	300	
sprechend einer Dampftemperatur von etwa						kg/cm²
90	180	270	360	450	540	
0,044	0,049	0,055	0,061	0,067	0,073	6
0,049	0,053	0,058	0,063	0,068	0,074	5
0,041	0,046	0,052	0,058	0,064	0,070	—
0,035	0,043	0,051	0,064	0,078	—	6
0,041	0,050	0,058	0,068	0,081	—	5
0,034	0,042	0,050	0,063	0,076	—	—
0,065	0,070	0,076	0,082	0,090	0,097	3—4
0,080	0,086	0,092	0,097	0,102	0,108	4—7
0,110	0,120	0,125	0,130	0,135	0,140	12—20
0,047	0,051	0,055	0,060	—	—	3—4
0,051	0,058	—	—	—	—	4—5
0,055	0,060	0,064	0,069	0,073	0,078	5
0,042	0,051	0,059	0,070	0,082	—	—
0,090	0,094	0,102	0,109	—	—	—
0,070	0,075	—	—	—	—	—
0,060	0,066	—	—	—	—	—
0,057	0,063	—	—	—	—	—
0,049	—	—	—	—	—	—
0,092	0,105	0,113	0,120	—	—	—
0,047	0,053	0,059	0,066	0,072	0,078	—
0,057	0,060	0,063	0,066	0,069	0,072	2—3
0,070	0,073	0,076	0,079	0,082	0,086	2—3
0,100	0,108	0,111	0,115	—	—	3—4
0,048	0,053	0,058	0,062	—	—	—
0,043	0,048	0,054	0,060	0,066	—	für 10 t Raddruck
—	—	—	—	—	—	4
—	—	—	—	—	—	5
0,035	0,041	—	—	—	—	2
0,036	0,042	—	—	—	—	2

festgestellt, daß die Temperatur des Erdreiches in einer Tiefe von 6 bis 8 m gleichbleibend $t_E = + 11^\circ\text{C}$ beträgt und durch Änderungen der Lufttemperatur oder der Temperatur an der Erdoberfläche nicht mehr beeinflußt wird. Die Temperatur in der Achse der Rohrleitung von $h = 1,65$ m unter der Erdoberfläche errechnet sich unter der Annahme einer Temperatur der Erdoberfläche von $t_{EO} = + 2^\circ\text{C}$ und einer gleichbleibenden Erdtemperatur in $h = 6$ m Tiefe nach der Formel (69) wie folgt:

$$t_{\text{achse}} = (t_E - t_{EO}) \frac{h_{\text{achse}}}{h} + t_{EO} = (11 - 2) \frac{1,65}{6} + 2 = 4,5^\circ\text{C}. \quad (69)$$

Der Wirkungsbereich des Erdreiches kann mit 2 bis 3 m Halbmesser angenommen werden, eine Auffassung, die sich mit dem Untersuchungsergebnis von I. S. Cammerer deckt¹.

Da der Unterschied bei Annahme eines Wirkungsbereiches von 3 m gegenüber dem geringeren Wirkungsbereich unwesentlich ist, die Berechnung aber möglichst stets unter ungünstigen Voraussetzungen durchgeführt wurde, ist lediglich mit einem Wirkungsbereich von 2 m Halbmesser gerechnet worden. Ferner wurde eine Wärmeleitzahl für das Erdreich von $\lambda_E = 2,0$ kcal/mh⁰ C zugrunde gelegt und der Wärmeschutz des Betonrohres in den Wärmeschutz des Erdreiches mit einbezogen.

Die Formel für die Errechnung des Wärmeverlustes lautet:

$$q = \pi A (t_{\text{rohr}} - t_{\text{achse}}) \text{ kcal/mh}, \quad (70)$$

darin bedeutet:

$$\frac{1}{A} = \frac{1}{2\lambda_L} \cdot \ln \frac{r_{ib}}{r_{ar}} + \frac{1}{2\lambda_E} \cdot \ln \frac{r_a}{r_{ib}}. \quad (71)$$

r_{ib} = innerer Halbmesser des Betonrohres in m;

r_{ar} = äußerer Halbmesser der Heizölleitung in m;

r_a = Halbmesser des Wirkungsbereiches des Erdreiches in m.

Die gleichwertige Wärmeleitzahl der Luftschicht $\lambda_E = 0,32$ kcal/m h⁰ C wurde dem „Tabellarium aller wichtigen Größen für Wärme-, Kälte- und Schallschutz“² entnommen. Damit sind sämtliche Größen bekannt. Setzt man die so ermittelten Werte in die Gl. (71) und danach in Gl. (70) ein (für t_{achse} ist hierbei die zunächst geschätzte mittlere Rohrtemperatur der Gesamtstrecke einzusetzen), so errechnet sich ein mittlerer Wärmeverlust für die gesamte Länge der Rohrleitung von $q = 190$ kcal/m h. Der Temperaturabfall für die Gesamtlänge bestimmt sich dann rechnermäßig nach der bekannten Gl. (73):

$$\Delta t = \frac{L \cdot q}{V \cdot \gamma \cdot c} = \frac{15000 \cdot 190}{275 \cdot 1100 \cdot 0,4} = 24^\circ\text{C}.$$

¹ Cammerer: Der Wärmeverlust von Rohrleitungen im Erdreich. Arch. Wärmew. 1930, Heft 2.

² Herausgegeben von Rheinhold & Co., Berlin-Schöneberg.

Da nicht mit Genauigkeit beurteilt werden kann, wieweit die angenommenen Werte für die Wärmezahl des Erdreiches zutreffen und den örtlichen Verhältnissen entsprechen, muß ein gewisser Sicherheitszuschlag auf den errechneten Temperaturverlust vorgenommen und der Abfall mit etwa 30° C festgelegt werden.

Eine geringere Temperatur an der Oberfläche der Erde ist für die Temperatur in der Achse der Rohrleitung und damit für den errechneten Wärmeverlust von nur geringem Einfluß.

3. Temperaturverlust des strömenden Dampfes.

Bei längeren Leitungen nimmt die Dampftemperatur in der Strömungsrichtung ab und demzufolge ist auch der Wärmeverlust je 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 Cammerer¹ der Temperaturabfall aus der Gleichung

$$\ln \frac{(t_d - t_i)_a}{(t_d - t_i)_e} = \frac{L}{G \cdot c_p} \cdot \frac{q_a}{(t_d - t_i)_a} . \quad (72)$$

Darin bedeuten:

$(t_d - t_i)_a$ = bekannter Temperaturunterschied zwischen Dampf und Außenluft am Anfang der Leitung;

$(t_d - t_i)_e$ = gesuchter Temperaturunterschied zwischen Dampf und Außenluft am Ende der Leitung;

q_a = Wärmeverlust in kcal je lfd. m und Stunde am Anfang der Leitung;

G = Dampfmenge in kg/h;

c_p = spezifische Wärme des Dampfes bei der mittleren Dampftemperatur in kcal/kg °C.

Daraus berechnet sich dann der Temperaturverlust

$$\Delta t = t_{da} - t_{de} \text{ in } ^\circ\text{C} .$$

Bei Kraftwerksleitungen, deren Länge gewöhnlich nicht groß ist, kann man auch die Veränderlichkeit des Wärmeverlustes mit der Rohrlänge vernachlässigen. Dann gilt die einfache Gleichung

$$\Delta t = \frac{q \cdot L}{G \cdot c_p} \text{ in } ^\circ\text{C} . \quad (73)$$

Diese Beziehung gibt sofort den gesamten Temperaturverlust für die ganze Leitungslänge an. G ist in kg/h einzusetzen. Der Wert q ist aus Abb. 104 zu ermitteln.

¹ Cammerer [147].

154 Berechnung von Rohrleitungen, Druckverlust, Wärmeverlust, Festigkeit.

Die spezifische Wärme des überhitzten Dampfes kann aus Abb. 105 entnommen werden.

Beispiel 13. Für eine 1500 m lange Leitung 150 NW von 15 atü 350° C sei der Temperaturverlust Δt zu ermitteln. Die Dampfmenge sei $G = 8000$ kg/h. Die Tem-

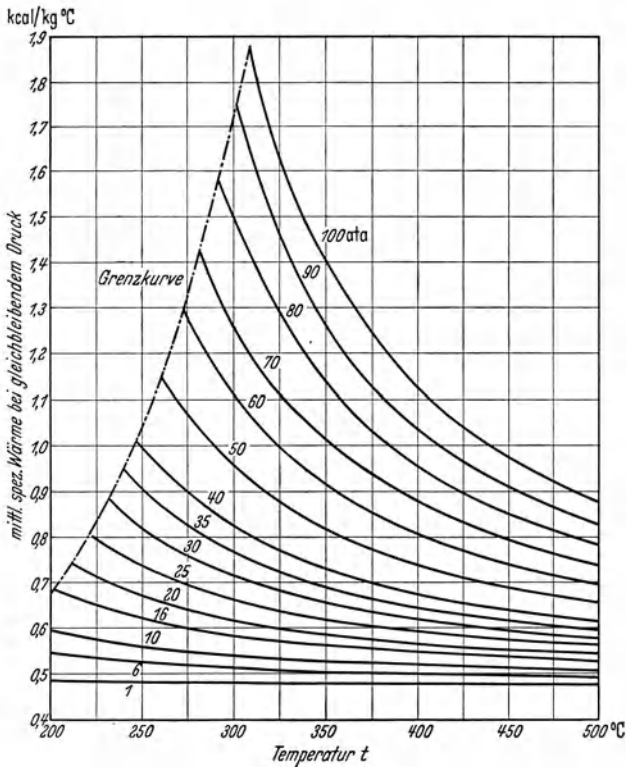


Abb. 105. Mittlere spezifische Wärme c_p von Heißdampf.

peratur der Außenluft -10° C. Aus Abb. 104 ermittelt man für ein $\lambda = 1,20$ der 60 mm starken Isolierung

$$q_a = 290 \cdot 1,35 = 392 \text{ kcal/mh}$$

und aus Abb. 105:

$$c_p = 0,56 \text{ kcal/kg } ^{\circ}\text{C}.$$

Eingesetzt in Gl. (72):

$$\ln \frac{[350 - (-10)]_a}{[t_a - (-10)]_e} = 2,303 \cdot \lg \frac{(350 + 10)_a}{(t_a + 10)_e} = \frac{1500 \cdot 392}{8000 \cdot 0,56 \cdot (350 + 10)} = 0,365,$$

daraus

$$\lg \frac{360}{(t_a + 10)_e} = \frac{0,365}{2,303} = 0,1585$$

$$\frac{360}{(t_a + 10)_e} = 1,44; \quad (t_a + 10)_e = \frac{360}{1,44} = 250,$$

daraus

$$t_{a_s} = 250 - 10 = 240^\circ \text{C}$$

und

$$\Delta t = t_{a_a} - t_{a_s} = 350 - 240 = 110^\circ \text{C}.$$

Nach der vereinfachten Gl. (73) würde man mit

$$\Delta t = \frac{392 \cdot 1500}{8000 \cdot 0,56} = 131^\circ \text{C}$$

einen zu hohen Temperaturabfall bekommen, weil hier t_{a_s} als Anfangswert auf die ganze Länge der Leitung zu ungünstig angesetzt wäre. Die Verhältnisse wurden absichtlich etwas übertrieben gewählt, um den Unterschied deutlicher zu zeigen.

Will man nun außerdem noch den Wärmeverlust für die ganze Leitungsstrecke berechnen, so kann das auf zwei Arten geschehen:

a) Bei kurzen Leitungen (Kraftwerksleitungen) genügt es, wenn der je lfd. m ermittelte Wärmeverlust mit der wirksamen Leitungslänge multipliziert wird, d. h.

$$Q = q \cdot L \text{ kcal/h.}$$

b) Bei längeren Leitungen (Fernleitungen) würde sich auf diese Art ein zu großer Wärmeverlust ergeben. Dann rechnet man genauer nach der Gl. (74)

$$Q = G \cdot c_p \cdot (t_{a_a} - t_{a_s}) \text{ kcal/h,} \quad (74)$$

wobei dann t_{a_s} aus der Gl. (72) von Cammerer genau zu ermitteln wäre.

Mit Hilfe dieser Gl. (74) kann der mittlere Wärmeverlust q_m einfach durch Division mit der Leitungslänge L ermittelt werden, also

$$q_m = \frac{G \cdot c_p \cdot (t_{a_a} - t_{a_s})}{L} = \frac{8000 \cdot 0,56 \cdot 110}{1500} = 329 \text{ kcal/mh.}$$

Dieser mittlere Wert q_m in die Gl. (73) eingesetzt, ergibt dann ebenfalls den richtigen Temperaturverlust $\Delta t = 110^\circ \text{C}$.

4. Isolierstärke.

Hinsichtlich der Wahl der Isolierstärke möge an die Bestimmung des günstigsten Leitungsdurchmessers bei Wasserversorgungen erinnert werden. Nach der Wahl des Rohrleitungsdurchmessers hat eine Rechnung zu erfolgen, wobei für verschiedene Isolierstärken ermittelt wird, wie hoch einerseits die jährlichen Aufwendungen für den Wärmeschutz (Verzinsung, Abschreibung) und andererseits diejenigen für die Wärmeverluste sind. Indem diese Werte in Abhängigkeit von der Isolierstärke in Linienform aufgetragen werden, erhält man diejenige Stärke, für welche sich die Kosten am geringsten stellen [157]. Bei Kraftanlagen ist nicht 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 [152].

Ganz besonderer Wert ist 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 Cammerer [148] zeigt, daß die in einer Isolierung aufgespeicherte Wärme ein Vielfaches der während des Betriebes je Stunde verlorengelassenen Wärme darstellt. 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 Abschnittes zeigen, daß Entwurf und Ausführung einer isolierten Leitung, die den Anforderungen der neuzeitlichen Wärmewirtschaft entsprechen soll, gründliche Nachprüfung der vorliegenden Betriebsverhältnisse unumgänglich macht. Die Planung durch die Wärmeabteilung einer bewährten Firma ist hier dringend zu empfehlen.

Im übrigen sei auf die vom Verein Deutscher Ingenieure herausgegebenen einheitlichen Lieferbedingungen und „Regeln für die Prüfung von Wärme- und Kälteschutzanlagen“¹ hingewiesen, 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, soweit es sich nicht um hohe Drücke und insbesondere hohe Temperaturen handelt. Hierfür werden jeweils besondere Gesichtspunkte angegeben und auch an Hand von Rechnungsbeispielen erläutert. Im Abschnitt G sind dann die bei der Berechnung von Höchstdruckheißdampfleitungen geltenden Richtlinien angegeben.

1. Rohre.

Bei Niederdruckleitungen ist die Beanspruchung des Werkstoffes 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 DNA durch-

¹ VDI-Verlag 1930.

geführt 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, autogengeschweißte Flußstahlrohre für ND 1 bis 6 bei NW 50 bis 2000.

DIN 2453, wassergasgeschweißte Flußstahlrohre für ND 1 bis 50 bei NW 50 bis 2000.

DIN 2452, patentgeschweißte Flußstahlrohre für ND 1 bis 50 bei NW 60 bis 400.

DIN 2448, nahtlose Flußstahlrohre (Herstellungsplan der Röhrenwerke) aus St 00.29 (handelsüblich, nicht für Heißdampf). St 35.29 oder St 45.29 bzw. St 55.29. Darin sind die jetzt allein maßgebenden Rohraußendurchmesser und die Wandstärken festgelegt. Hiervon abweichende Walzmaße werden nicht geliefert.

Das Normenblatt DIN 2401 über „Druckstufen“ ist bei der Wahl des zugehörigen Nenndruckes (ND) zu beachten.

Jedem Nenndruck sind Betriebsdrücke für „Wasser“, „Gas und Dampf“ sowie „Heißdampf bis 400° C“ zugeordnet. Diese sind dementsprechend mit Betriebsdruckstufe I, II und III bezeichnet und unter Berücksichtigung der durch den Leitungsinhalt bedingten Gefahrquellen und gleichzeitig entsprechend der Temperatur des Leitungsinhaltes gestuft, da bei höheren Temperaturen ein Absinken der Werkstoffeigenschaften eintritt.

Im Temperaturbereich von 400 bis 450° C und von 450 bis 500° C kommt eine je um 25 vH höhere Druckstufe in Frage, vorausgesetzt, daß nicht ein Sonderstahl gewählt ist, der bei diesen Temperaturen mindestens die gleichen Sicherheiten gewährt wie der übliche Stahl bei Temperaturen bis 400° C.

Es darf aber hierbei nicht übersehen werden, daß der Begriff Sicherheit in diesem Temperaturbereich eine wesentlich andere Deutung erfährt. Erstens sind die Auswirkungen der Temperatur in Form von zusätzlichen Bieungsbeanspruchungen infolge der Wärmedehnung bedeutend größer. Zweitens muß bei Temperaturen über 400° C an Stelle der Warmstreckgrenze die Dauerstandsfestigkeit des Werkstoffes als Bezugsmaß für die Sicherheit in Betracht gezogen werden. Der Begriff der Dauerstandsfestigkeit ist im Abschnitt II/G erläutert.

Reicht der Betriebsdruck nicht an die festgesetzte Höchstgrenze heran, so ist eine Überschreitung der Temperaturgrenze von 400° C in angemessenem Verhältnis zulässig.

Die festgelegten Betriebsdrücke stellen die zulässigen Höchstdrücke unter normalen Betriebsverhältnissen dar. In allen außergewöhnlichen Fällen ist zu prüfen, ob ein höherer Nenndruck, als nach den festgelegten

Richtlinien dem vorliegenden Betriebsdruck entspricht, zugrunde gelegt werden muß.

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 Formeln¹ ausgegangen:

$$s = \frac{p \cdot d}{200 \cdot k \cdot x} + c \text{ mm}, \quad (75)$$

$$k = \frac{p \cdot d}{200(s - c) x} \text{ kg/mm}^2. \quad (76)$$

d = lichter Durchmesser in mm;

p = Druck in atü;

k = zulässige Beanspruchung in kg/mm²;

s = Wandstärke in mm;

x = 1 bei nahtlosen Rohren (auch gußeisernen oder Stahlgußrohren) und 0,9 bei geschweißten Rohren, unabhängig von der Schweißung;

c = der Sicherheitszuschlag = 1 mm für Abrosten und Herstellungsungenauigkeit usw. Bei erhöhter Rostgefahr ist der Zuschlag c entsprechend größer zu wählen.

Die zulässige Beanspruchung k ist abhängig vom Werkstoff und von den jeweiligen Betriebsverhältnissen. Man setzt z. B. für

Wasserrohre aus Gußeisen $k = 2,5 \text{ kg/mm}^2$

und aus Stahlguß $k =$ bis $6,0 \text{ kg/mm}^2$.

Für Flußstahlrohre ist man bei der Festlegung der genormten Wandstärken von der Bruchfestigkeit ausgegangen. Entsprechend dem DIN-Blatt 2413 ergeben sich dann folgende zulässigen Höchstbeanspruchungen:

Zahlentafel 10. Zulässige Höchstbeanspruchung für Rohrberechnung.

Flußstahl bei einer Festigkeit	Rechnungs- festigkeit	I (Wasser)	II (Gas und Dampf)	III (Heißdampf)
		Sicherheit 4,5	Sicherheit 5,6	Sicherheit 7,1
34—45 kg/mm ²	36 kg/mm ²	8 kg/mm ²	6,4 kg/mm ²	5 kg/mm ²
45—55 kg/mm ²	45 kg/mm ²	10 kg/mm ²	8 kg/mm ²	6,4 kg/mm ²

Der Wert für Heißdampf sollte aber nicht ohne Prüfung zugrunde gelegt werden. Für Heißdampf bis 400° C muß zweckmäßig die Warmstreckgrenze des Werkstoffes in Rechnung gesetzt werden, was eine Verschiebung des Ergebnisses bedeutet.

¹ Berechnung von Hochdruckrohren siehe Abschnitt II/G 2.

In der Praxis hat sich die Formel (77) für die Wandstärke von Heißdampfleitungen eingebürgert, und zwar:

$$s = \frac{p \cdot d \cdot S}{200 \cdot \sigma_{str}} + c \text{ in mm.} \quad (77)$$

Die Bedeutung der Werte ist die gleiche wie oben:

σ_{str} = Warmstreckgrenze des Werkstoffes in kg/mm² bei Betriebstemperatur;

S = Sicherheitszahl gegenüber der Streckgrenze (wird gewöhnlich je nach den zu erwartenden zusätzlichen Beanspruchungen zwischen 2,2 und 2,4 gewählt).

Die Formel gilt, wie später gezeigt wird, strenggenommen nur bis zu einem Verhältnis

$$\frac{\text{Wandstärke}}{\text{Innendurchmesser}} \text{ kleiner als } 0,1.*$$

Bei starkwandigen Rohren mit einem Verhältnis $s/d = 0,1$ und mehr ergibt sich gegenüber der genauen Formel ein beachtlicher Fehler von 10 bis 15 vH. Die Wandstärken werden also zu niedrig ermittelt. Im Abschnitt G/3 wird auf diesen Umstand noch näher eingegangen.

Für Stahlgußrohre gelten grundsätzlich die gleichen Richtlinien. Im DIN-Blatt 2412 sind die maßgebenden Gesichtspunkte für die Berechnung der Stahlgußwandstärke festgelegt und die zulässigen Beanspruchungen angegeben.

Rechenbeispiel 14. 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 10 kg/mm² gewählt werden?

Die lichte Weite ist nach Formel (8) oder Tafel I zu bestimmen. Diese ergibt $d = 276$ mm, 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:

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{\gamma \cdot w^2}{2g} = 0,025 \frac{800}{0,275} \cdot \frac{1000 \cdot 1^2}{2 \cdot 9,81} = 3710 \text{ kg/m}^2 = 0,37 \text{ at.}$$

Obgleich sich dieser Widerstand aus der mittleren Geschwindigkeit errechnet 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 (75) ergibt sich:

$$s = \frac{275 \cdot 80}{200 \cdot 10 \cdot 1} + 1 = 12 \text{ mm.}$$

Diese Wandstärke gilt für nahtlose Rohre und ist entsprechend dem in Abschnitt I/G Gesagten nur für die untere Zone auszuführen und nach oben gestaffelt

* Siehe v. Jürgenson [173].

schwächer zu wählen. Diese errechnete Wandstärke stimmt auch mit den Angaben des DIN-Blattes 2451 für ND 80, NW 275, $s = 12$ mm, überein.

Ein Beispiel für die Berechnung einer Dampfleitung ist später im Zusammenhang mit dem Entwurf einer kleinen Gesamtanlage gegeben.

Es sei nochmals darauf hingewiesen, daß für Heißdampfleitungen die Warmstreckgrenze nur bis zu einer Temperatur von 400°C einzusetzen ist. Darüber hinaus muß die Dauerstandfestigkeit auch für die Berechnung der Wandstärke zugrunde gelegt werden.

Die Ermittlung der Wandstärke stellt nur einen Teil der notwendigen Berechnung dar. Nachdem die Anlage entworfen ist, müssen die zusätzlichen, durch die Wärmedehnung, Winddruck, Eigengewicht usw. hervorgerufenen Kräfte und Spannungen so genau wie möglich ermittelt und mit der Beanspruchung durch den Innendruck [Gl. (76)] zu einer Gesamtspannung zusammengesetzt werden¹. Diese muß gegenüber der Streckgrenze (bzw. bei über 400° gegenüber der Dauerstandfestigkeit) eine Sicherheit von mindestens 1,25 bis 1,5 ergeben. Andernfalls muß entweder die Wandstärke vergrößert oder die Elastizität der Leitungen durch günstigere Anordnung verbessert werden.

Die Festigkeitseigenschaften, wie Warmstreckgrenze und Dauerstandfestigkeit der gebräuchlichsten Werkstoffe, sind in einer Tafel im Abschnitt II/G angegeben.

2. Berechnung der Rohre von Turbinenleitungen.

a) Gegen Innendruck.

Wie bereits in Abschnitt II/B 4 angeführt, liegt der Berechnung der Betriebsdruck p (= statischer Druck + Druckanstieg) = $H/10$ (in at) zugrunde.

Die Wandstärke errechnet sich nach Formel (75) mit

$$s = \frac{p \cdot d}{200 \cdot k \cdot x} + c, \text{ mm}$$

wobei k bei nahtlosen oder wassergasgeschweißten Rohren aus St 35.29 = 10 kg/mm^2 bei aufgelöster Leitung und

9 kg/mm^2 bei geschlossener Leitung

$$\text{und } x = \left\{ \begin{array}{l} 1 \quad \text{bei nahtlosen} \\ 0,9 \quad \text{bei wassergasgeschweißten} \end{array} \right\} \text{ Rohren}$$

angesetzt wird.

Der „Rostzuschlag“ c kann bei Turbinenleitungen des guten Anstriches bzw. bei verdeckter Verlegung des guten äußeren Schutzes wegen vernachlässigt oder mit 1 mm angesetzt werden.

¹ Siehe Abschnitt II/F 4g.

b) Gegen Außendruck.

In erster Linie interessiert, welche Mindestwandstärke gegenüber dem äußeren Atmosphärendruck bei eintretender Luftleere erforderlich ist. Als Faustformel diene

$$s = 0,01 d \text{ mm}, \quad (78)$$

wobei allerdings beachtet werden muß, daß die Rohrleitung — wenn sie auch dem äußeren Atmosphärendruck standgehalten hat — durch eintretende Wasserschläge gesprengt werden kann. Diese Gefahr tritt ein, wenn beim Entwurf der Leitung nicht darauf geachtet wird, daß die

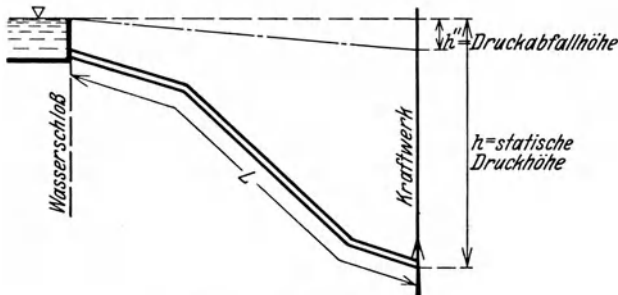


Abb. 106. Belastungsschaubild.

„Druckabfalllinie“ die Rohrachse an keiner Stelle schneiden darf (siehe Abb. 106). Es würde dann der Wasserstrang „abreißen“ und das Rohr durch die eintretende Luftleere flachgedrückt oder durch die nach einiger Zeit wieder zusammenstoßenden Wassermassen eventuell zerstört werden.

Der „Druckabfall“, der — im Gegensatz zum „Druckanstieg“ — beim Öffnen der Absperrorgane sich einstellt, kann nach der Faustformel

$$k'' = 20 + 0,1 \cdot h \text{ in m} \quad (79)$$

berechnet werden.

Für die Berechnung der Wandstärke gegen den von allen Seiten gleichmäßig wirkenden Außendruck p in kg/cm^2 kann die Mayersche Formel Anwendung finden, die lautet:

$$s = d \cdot \sqrt[3]{\frac{x \cdot p}{2 \cdot E}} \text{ in mm}, \quad (80)$$

wobei für die Sicherheitszahl x eingesetzt wird:

für im Erdreich verlegte Leitung $x = 2$,

für oberirdisch verlegte Leitung $x = 4$,

$E = 2000000 \text{ kg/cm}^2$ (Elastizitätsmodul).

3. Berechnung der Flansche und Flanschverbindungen.

Eines der schwierigsten Abschnitte des Rohrleitungsbaues stellt der richtige Entwurf, die Bemessung und Berechnung der Flansche und ihrer Verbindungen dar.

Soweit es sich um normale Betriebsverhältnisse handelt, kann man, ohne zu rechnen, die in der Praxis vielfach bewährten Dinormen zugrunde legen. Sowohl die Flansche als auch die Schrauben sind für die gleichen Durchmesser und Druckbereiche — wie vorstehend für Rohre angeführt — in den Normen ebenfalls festgelegt. Bei zweckmäßiger Wahl der Flanschbauarten und vernünftiger Verlegung kommt man hierbei immer ohne Schwierigkeiten aus.

Es erübrigt sich daher, die Berechnung genormter Flansche für mittlere Betriebsverhältnisse nach den Normblättern DIN 2505 bis 2507 zu erläutern. Für Hochdruckleitungen kommt die Anwendung dieser Normblätter, wie im Abschnitt II/G 4 erläutert wird, nicht in Frage, sondern es kommt da ein besonderes Verfahren in Anwendung.

Die Befestigung der Flansche erfolgt entweder durch Gewinde (Gewindeflansche) oder durch Aufwalzen (Walzflansche), gegebenenfalls durch eine zusätzliche Nietung gesichert, oder durch Anschweißen an das Rohr

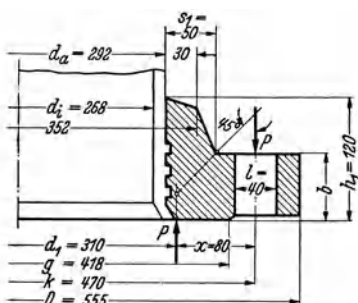


Abb. 107. Aufwalzflansch.

(Vorschweißflansche). Es ist wichtig zu wissen, wann die Sicherheitsnietung anzuwenden ist.

Damit die Betriebssicherheit bei Anwendung von Walzflanschen nicht gefährdet wird, sollen nachstehende Zahlen, die an Hand verschiedener Versuche ermittelt wurden, nicht überschritten werden:

Zahlentafel 11. Erforderlicher Haftwiderstand für Walzflansche.			
Rohre bis Nennweite 100;		Haftwiderstand etwa 30 kg/cm ²	} bei 5facher Sicher- heit
„ von „	125 bis 200;	„ „ 35 „	
„ „ „	225 „ 300;	„ „ 40 „	
„ „ „	325 „ 400;	„ „ 45 „	

Nachstehend soll die Prüfung der Walzsicherheit an Hand eines Beispiels erläutert werden.

Beispiel 15. Für den untersten Teil einer Steigeleitung NW 275 von 800 m Höhe soll der in Anlehnung an DIN ND 100 entworfene Aufwalzflansch nach Abb. 107 in bezug auf die Walzsicherheit geprüft werden.

Die Gesamthöhe des Flansches mit Kragen sei unter Berücksichtigung einer eventuellen Nietung mit $h_1 = 120$ mm angenommen. Die Höhe der Abfasung sei $a = 10$ mm.

Hieraus ergibt sich die Walzfläche

$$W = d_a \cdot \pi \cdot (h_1 - a) = 29,2 \cdot \pi \cdot (12 - 1) = \sim 1000 \text{ cm}^2.$$

Die durch den Innendruck $p = 80 \text{ atü}$ bedingte Haftkraft folgt aus

$$P_w = \frac{\pi}{4} \cdot d_a^2 \cdot p = \frac{\pi}{4} 29,2^2 \cdot 80 = 53\,500 \text{ kg}.$$

Daraus der erforderliche Haftwiderstand

$$W_h = \frac{P_w}{W} = \frac{53\,500}{1000} = 53,5 \text{ kg/cm}^2.$$

In diesem Fall ist also der erforderliche Haftwiderstand wesentlich höher als die vorhin genannten höchstzulässigen Werte. Es ist daher zusätzlich eine Sicherheitsnietung erforderlich.

Zweckmäßig wird man die Zahl N der Nieten entweder gleich der Zahl der Schrauben „A“ oder $A/2$ wählen.

Hier soll zunächst $N = A/2 = 6$ angenommen werden. Den Nietdurchmesser wollen wir mit $d_n = 22 \text{ mm}$ annehmen. Der Gesamtquerschnitt der 6 Nieten ist somit $Q = \frac{d_n^2 \cdot \pi}{4} \cdot N = 2280 \text{ mm}^2$. Als Scherspannung sei $K_s = 10 \text{ kg/mm}^2$ zugelassen. Die 6 Nieten sind also in der Lage, folgende Kraft allein aufzunehmen:

$$P_n = Q \cdot K_s = 2280 \cdot 10 = 22\,800 \text{ kg}.$$

Der nun noch durch Walzung aufzunehmende Haftwiderstand „ W_h “ würde noch betragen:

$$W_h = \frac{P_w - P_n}{W} = \frac{53\,500 - 22\,800}{1000} = 30,7 \text{ kg/cm}^2.$$

Die Ausführung würde also vollkommen ausreichen und auch genügende Sicherheit gegen eventuell auftretende Wasserschläge bieten. Durch die Nieten tritt bekanntlich ein Verlust an Rohrwandung ein, der sich wie folgt ermittelt: $V = 6 \cdot 22 \cdot 12 = 1580 \text{ cm}^2$, und es würde in diesem Falle ein tatsächlicher Rohrquerschnitt von

$$Q_1 = \frac{d_a^2 \cdot \pi}{4} - \frac{d_i^2 \cdot \pi}{4} - V = \left(\frac{29,2^2 \cdot \pi}{4} - \frac{26,8^2 \cdot \pi}{4} \right) - 1580 = 9000 \text{ mm}^2$$

vorhanden sein.

Die Zugbeanspruchung des Rohres beträgt:

$$K_z = \frac{53\,500}{9000} = \sim 6 \text{ kg/mm}^2.$$

Falls jedoch $N = 12$ Nieten zur Verwendung gelangen, würde zwar der Haftwiderstand geringer, jedoch aber auch der Rohrquerschnitt nicht um 1580, sondern um 3160 mm^2 geschwächt werden. Die sich nun ergebende Zugbeanspruchung im Rohr würde

$$K_z = \frac{53\,500}{7400} = \sim 7,25 \text{ kg/mm}^2$$

betragen. Beim Flansch wäre strenggenommen ebenfalls der Verlust durch die Nieten zu berücksichtigen, jedoch kann infolge der viel größeren Kragenstärke hiervon Abstand genommen werden.

Aufwalzbordring mit losem Flansch.

Da für Steigleitungen sehr oft drehbare Flanschen Verwendung finden, soll nachstehend noch der Aufwalzbordring mit losem Flansch behandelt werden (s. Abb. 108).

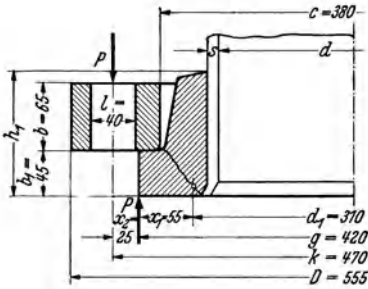


Abb. 108. Bund mit losem Flansch.

Die Rechnung für den Bund erfolgt sinngemäß genau so wie für einen festen Flansch. Die Schraubkraft wird am äußeren Rand des Bundes angreifend gedacht.

Für höhere Drücke sei hinsichtlich der Berechnung auf Abschn. II/G 4 verwiesen.

Wie leicht nachgewiesen werden kann, braucht ein auf Biegung berechneter Bund auf Abscheren nicht geprüft zu werden, da die Scherspannung bei normalen Abmessungen sehr klein ausfällt. Anders ist die Sache bei den sog. Bördeln, die eine wesentlich geringere Stärke haben als der Bund und daher sowohl auf Biegung als auch auf Abscherung sehr hoch beansprucht werden. Hier ist eine sorgfältige Prüfung unerlässlich.

Die Berechnung der Walzung und Nietung erfolgt für den Aufwalzbordring genau so wie für den Aufwalzflansch.

Die Berechnung der losen Flansche ist für genormte Abmessungen bis ND 40 überflüssig (DIN 2650—2656). Für Hochdruckleitungen sind im Abschnitt II/G 4 auch Richtlinien für die Berechnung der losen Flansche gegeben.

4. Die Wärmedehnung und ihre Wirkungen.

Alle zur Fortleitung von Dampf, Gas und warmen Flüssigkeiten dienenden Rohrleitungen sind infolge der Erwärmung durch das Strömungsmittel größeren Längenänderungen unterworfen. Diese dürfen beim Entwurf und Bau von Neuanlagen und ihrer Einzelteile keinesfalls vernachlässigt werden, da sonst die Sicherheit des Betriebes gefährdet wird.

Die zweckmäßige Gestaltung der Rohrleitung unter dem Gesichtspunkt der Wärmedehnung und die Berechnung der durch sie hervorgerufenen Kräfte und Spannungen bildet mit die wichtigste Aufgabe des Fachingenieurs und stellt die höchsten Anforderungen an seine Erfahrung und sein Können.

Deswegen soll diesem Abschnitt ein breiter Raum gewidmet werden.

Die Längenausdehnung der Rohrleitungen ist annähernd verhältnismäßig der Temperatur und beträgt für Flußstahl etwa 1,2 mm je lfd. m Rohr und 100° C Temperaturunterschied. Bei Kupfer ist mit rd. 1,8 mm zu rechnen.

Die Wärmedehnungszahl verändert sich aber mit der Temperatur und ist auch von der Zusammensetzung des Werkstoffes abhängig.

Für die gebräuchlichsten Rohr- und Flanschenstähle sind die entsprechenden Dehnungswerte in cm/m bei verschiedenen Temperaturen in Abb. 109 angegeben.

So dehnt sich 1 m Rohr aus St 34.29 bei Erwärmung von 0 auf 350° C um 0,435 cm, während 1 m Rohr aus einem molybdänlegierten Stahl bei 450° C um 0,665 cm wächst.

Auch der Elastizitätsmodul E verändert sich mit der Temperatur (s. Abb. 110) und soll in die Rechnung unter Berücksichtigung der betriebswarmen Leitung eingesetzt werden.

Streng theoretisch könnte diese Längenausdehnung durch eine entsprechende Druckbeanspruchung, die von den einzelnen Festpunkten aufgenommen 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 muß die Rohrführung zweckmäßig so ausgebildet werden, daß die durch Richtungswechsel entstehenden natürlichen Schenkel der Rohrleitung durch ihre elastische Verbiegung die auftretenden Wärmedehnungen aufnehmen können.

Wo das nicht möglich ist, müssen besondere Ausgleichsvorrichtungen, wie U-Bogen, Lyrabogen, Stopfbüchsen, Metallschläuche usw., vorgesehen werden, um den Dehnungsausgleich ohne Gefährdung der Rohrleitung zu erzielen.

Ganz gleich, welche Ausgleichsarten gewählt sind, muß durch richtige Anordnung und Ausführung der Festpunkte dafür gesorgt sein, daß die durch das elastische Verformen der Ausgleichsarten entstehenden

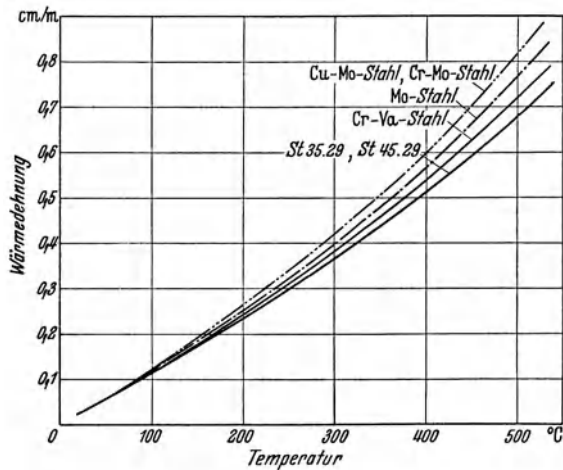


Abb. 109. Wärmedehnung verschiedener Rohrwerkstoffe.

Kräfte sicher aufgenommen werden. Auch das Gewicht der Rohrleitung mit Isolierung darf man nicht vernachlässigen.

Die Anordnung und Bauart der Rohrunterstützung muß mit großer Sorgfalt und Sachkenntnis geprüft und zweckmäßig gewählt werden. Gewähren nämlich die zwischen den Festpunkten vorgesehenen Lagerungen, Aufhängungen usw. dem Rohr keine oder nicht genügende

Bewegungsfreiheit, so treten wesentlich höhere Beanspruchungen auf, als sie rechnermäßig ermittelt wurden.

Die Ausbildung der Unterstüzungen selbst wird im Abschn. III/D behandelt.

Falls die Wärmedehnung durch entsprechende Rohrleitungsführung aufgenommen werden kann, so sind möglichst 90°-Bogen mit einem Biegungshalbmesser = 4 bis 5 NW zu verwenden, wobei zu beachten

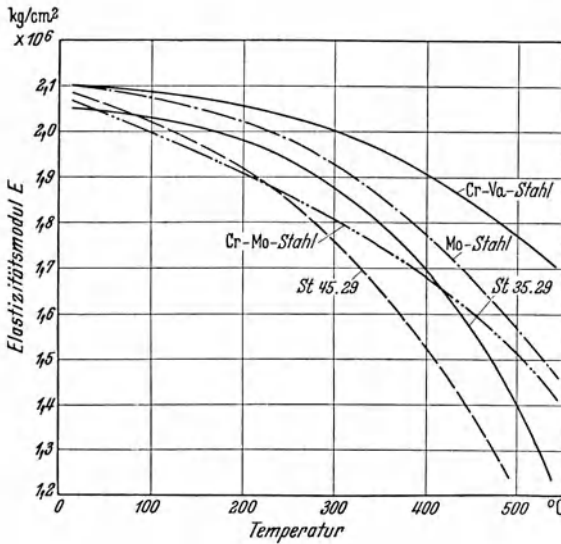


Abb. 110. Elastizitätsmodul verschiedener Rohrwerkstoffe.

ist, daß immer der kürzere Schenkel die größere Beanspruchung erleidet.

Es soll in folgendem für einzelne häufig vorkommende Rohrformen und Ausgleicher die Berechnung der Kräfte und Spannungen angegeben und an Hand von Beispielen erläutert werden.

An dieser Stelle sei nochmals darauf hingewiesen, daß im Rahmen dieses Buches nur einfache Berechnungsverfahren und Formeln angegeben werden können. Diese sind auf sorgfältiger theoretischer Entwicklung aufgebaut und haben sich in der Praxis bewährt. Sie besitzen einen vollkommen ausreichenden Genauigkeitsgrad und geben die Kräfte und Spannungen im richtigen Verhältnis zueinander wieder.

Den Aufbau der Formeln wiederzugeben, ist hier weder möglich noch erforderlich. Dieser nützt dem Betriebsmann und dem entwerfenden Ingenieur doch nicht viel. Außerdem wäre die Übersicht gestört. Überall, wo es nötig ist, sind die Grenzen der Gültigkeit oder die für die Entwicklung der Formeln gemachten Annahmen angegeben.

Für ein genaueres Studium all dieser Fragen bzw. zwecks Berech-

nung irgendeines beliebig geformten Rohrsystems sei auf das grundlegende Buch von H. v. Jürgenson [173] verwiesen.

Nach Möglichkeit wurde versucht, die erforderliche Rechenarbeit durch Gebrauch von Linientafeln zu erleichtern. Diese Linientafeln sind auf Grund genauer und zum Teil recht umständlicher Formeln entworfen und ergeben zuverlässigere Werte, als wenn man das Rechenverfahren für den praktischen Gebrauch vereinfacht angegeben hätte.

a) Normaler Lyrabogen.

Diese Art der Ausgleicher stellt die bekannteste und am häufigsten angewandte Form von Ausgleichern dar (Abb. 111).

Um für die Berechnung eine brauchbare Grundlage zu schaffen, seien folgende Annahmen gemacht:

1. Sämtliche Halbmesser R sind unter sich gleich,
2. der untere Abstand der beiden Bogen voneinander sei $b = R$,
3. die Neigung der beiden seitlichen geraden Schenkel zur Waagerechten sei 70° .

Daraus ergibt sich die in Abb. 111 dargestellte Form, die sich in der Praxis gut bewährt hat. Dann gelten folgende Gleichungen:

Für die größte Biegungsspannung im Scheitel

$$\sigma_b = \frac{E \cdot D}{10^6} \cdot \frac{\Delta_H}{A^2 \cdot C_0} \cdot \frac{100 - V}{100} \text{ in kg/mm}^2 \quad (81)$$

und für die Reaktionskraft

$$H = \frac{E \cdot J}{10^6} \cdot \frac{\Delta_H}{A^3 \cdot C_2} \cdot \frac{100 - V}{100} \text{ in kg.} \quad (82)$$

Darin bedeuten:

E = Elastizitätsmodul des Rohrwerkstoffes bei der Betriebstemperatur in kg/cm^2 ,

$J = \frac{\pi}{64} (D^4 - d^4)$ = Rohrträgheitsmoment in cm^4 ,

Δ_H = Gesamtaufnahme in cm,

A = Ausladung des Lyrabogens in m,

D = Rohraußendurchmesser in cm,

V = Vorspannung in vH.

Die Beiwerte $C_0 = \frac{C_1}{\beta}$ und C_2 stellen das zusammenfassende Ergebnis einer umständlichen Formel dar und können aus den Abb. 112 und 113 entnommen werden. Diese Beiwerte sind abhängig von der Wand-

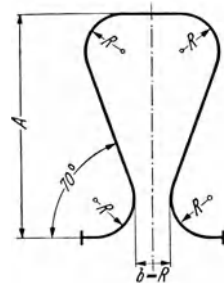


Abb. 111. Normaler Lyrabogen-Ausgleicher.

stärke s , dem Außendurchmesser D , ferner von dem Verhältnis $x = R/D$ und dem Verhältnis A/R .

Für diese Verhältniszahlen sind die Werte D , R und A in beliebiger, aber gleicher Maßeinheit einzusetzen.

Sie berücksichtigen ferner die Wirkung der Querschnittsabflachung des Rohres nach der Theorie von Kármán [173], welche nicht nur auf

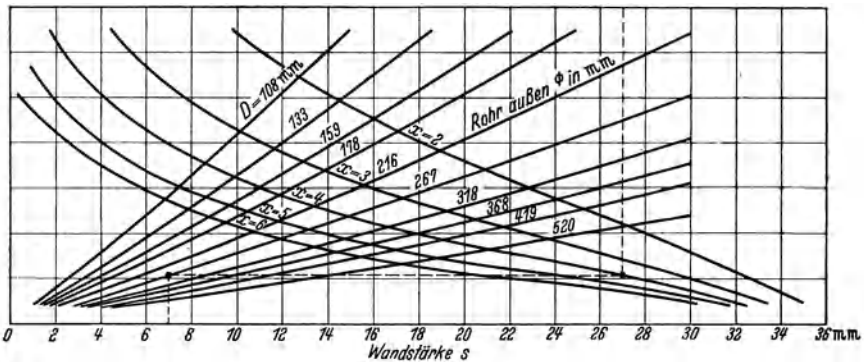
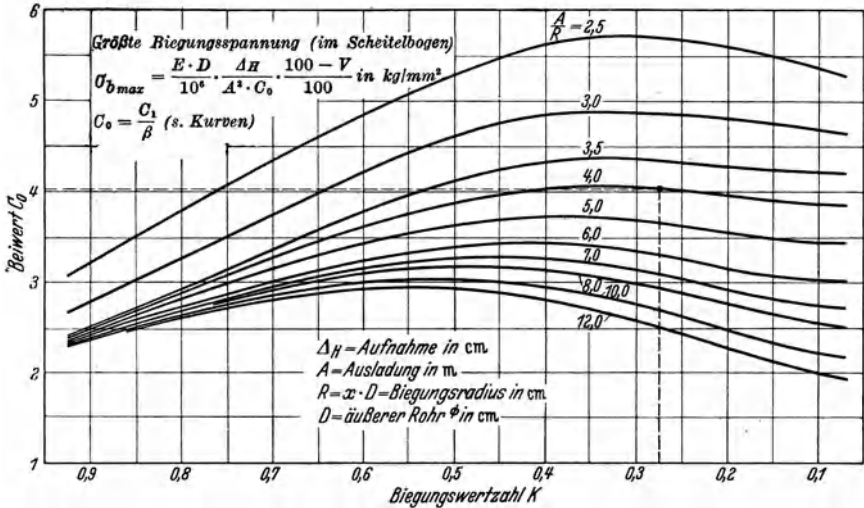


Abb. 112. Biegungsspannung im Lyrabogen nach Abb. 111.

die Festpunktkraft H , sondern in noch weit größerem Maße auf die Höhe der maßgebenden Biegungsbeanspruchung σ_b Einfluß hat. Daher ist im Gegensatz zu der Abb. 102 in der zweiten Auflage dieses Buches jetzt an Stelle von C_1 der Beiwert $C_0 = C_1 : \beta$ eingeführt, der unmittelbar aus der Linientafel Abb. 112 abgelesen werden kann.

Beispiel 16. Für eine gerade 50 m lange Leitung 250 NW bei 300° C Dampf-temperatur sei ein Lyrabogen zu bestimmen und die Reaktionskraft zu berechnen.

Die Rohrabmessungen sind $D = 267 \text{ mm}$, $s = 7 \text{ mm}$. Aus den Abbildungen 109, 110 wird für den Stahl St 34.29 eine Dehnungszahl $\alpha = 0,36 \text{ cm/m}$ und $E = 1,875 \cdot 10^6 \text{ kg/cm}^2$ bestimmt, also $\Delta_H = 0,36 \cdot 50 = 18 \text{ cm}$.

$V = 50 \text{ vH}$ sei die Vorspannung.

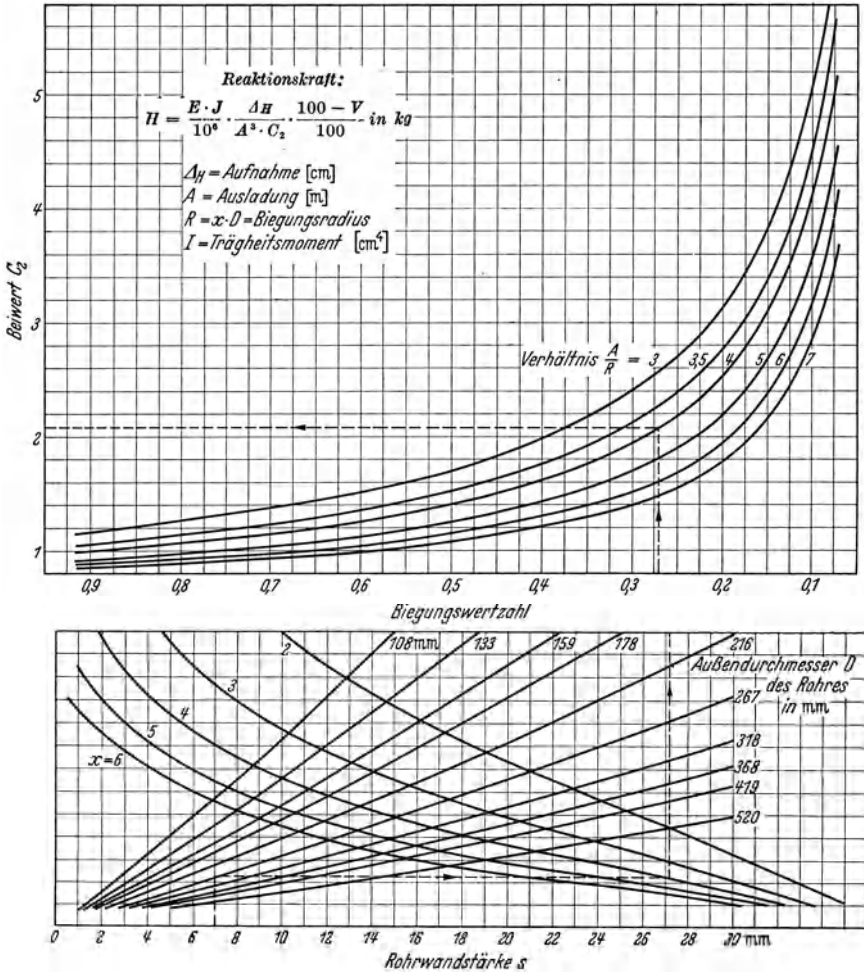


Abb. 113. Schubkraft in einem Lyrabogen nach Abb. 111.

Die zulässige Biegungsspannung sei $\sigma_0 = 7 \text{ kg/mm}^2$. Aus der Formel (81) ermittelt man

$$\sigma_0 = \frac{1,875 \cdot 10^6 \cdot 26,7 \cdot 18}{10^6 \cdot A^2 \cdot C_0} \cdot \frac{100 - 50}{100} = \frac{450}{A^2 \cdot C_0}$$

Nehmen wir zunächst $A = 3 \text{ m}$ an.

$$R = x \cdot NW = 4 \cdot 250 = 1000 \text{ mm, also } x = 4$$

170 Berechnung von Rohrleitungen, Druckverlust, Wärmeverlust, Festigkeit.

und
$$\frac{A}{R} = \frac{3 \text{ m}}{1 \text{ m}} = 3 \quad \text{und} \quad A^2 = 9.$$

Aus Abb. 112 ermittelt man $C_0 = 4,85$, damit ergibt sich

$$\sigma_b = \frac{450}{9 \cdot 4,85} = 10,3 \text{ kg/mm}^2.$$

Diese Beanspruchung erscheint zu hoch. Der Versuch mit $A = 4 \text{ m}$, d. h. $A^2 = 16$ und $A/R = 4$ führt zu $C_0 = 4,02$ und somit

$$\sigma = \frac{450}{16 \cdot 4,02} = 7,0 \text{ kg/mm}^2.$$

Im folgenden Abschnitt g) wird gezeigt, wie man diese Biegungsspannung in einfacher Weise zu einer resultierenden Gesamtspannung zusammensetzt und danach prüfen kann, ob diese noch innerhalb der zulässigen Grenzen liegt, d. h. ob die gewählte Ausladung für den Lyrabogen ausreicht.

Jetzt wird die Reaktionskraft auf die Festpunkte bestimmt:

$$J = \frac{\pi}{64} (26,7^4 - 25,3^4) = 4830 \text{ cm}^4,$$

eingesetzt

$$H = \frac{1,875 \cdot 10^6 \cdot 4830 \cdot 18}{10^6 \cdot 4,0^3 \cdot C_2} \cdot \frac{100 - 50}{100} = \frac{1275}{C_2}.$$

Aus Abb. 113 wird $C_2 = 2,06$ bestimmt, also

$$H = \frac{1275}{2,06} = 620 \text{ kg}.$$

Ein nach dieser Art berechneter und versuchsmäßig geprüfter Lyrabogen 400 NW ergab in bezug auf die Reaktionskraft nur etwa 15 vH Abweichung.

Diese Abweichung ist dadurch zu erklären, daß der Versuchsbogen im Scheitelpunkt keine Gerade, sondern eine Bogenstrecke von $2R$ Halbmesser besaß. Damit ist ein hoher Genauigkeitsgrad erreicht, der sonst durch keine andere vereinfachte Formel gewährleistet ist.

Unter Benutzung der Abb. 112 ist in der Zahlentafel 12 die Aufnahmefähigkeit von Lyrabogen gemäß Abb. 111 für verschiedene Nennweiten, Ausladungen und Temperaturen zusammengestellt. Der Innendruck von 25 atü (bis 275 NW) bzw. 20 atü ist darin gemäß Abschnitt g) ebenfalls berücksichtigt, wobei die Sicherheit gegenüber der Warmstreckgrenze des Rohrstahles St 35.29 mit 1,5 in Rechnung gesetzt wurde.

Die Zahlentafel ist unter Zugrundelegung einer Vorspannung $V = 50 \text{ vH}$ nach der Formel

$$\Delta_H = \frac{100}{100 - V} \cdot \frac{\left(\frac{\sigma_{0,2}}{1,5} - \sigma_a\right) \cdot 10^6 \cdot A^2 \cdot C_0}{E \cdot D} \quad (83)$$

Zahlentafel 12. Dehnungsaufnahme von Glattrohr-Lyra-Ausgleichern.
(Werkstoff St 35.29.)

Rohr NW	Maxi- mal- druck atü	Tem- pera- tur °C	Ausladung <i>A</i> in mm																		
			1000	1250	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000	6000	7000							
50 57 × 2,75	25	200	74	106	146	242															
		300	60	86	119	197															
		400	46	66	91	51															
80 89 × 3,25	25	200	59	80	107	168	244														
		300	47	64	86	135	196														
		400	36	48	64	101	147														
100 108 × 3,75	25	200		76	96	151	212														
		300		61	77	121	170														
		400		45	57	90	127														
125 133 × 4	25	200			88	130	180	242													
		300			70	103	147	192													
		400			51	76	107	141													
150 159 × 4,5	25	200			85	120	162	219	278												
		300			67	95	128	173	220												
		400			49	69	93	126	160												
175 191 × 5,25	25	200				111	148	188	246												
		300				87	117	148	194												
		400				63	84	107	140												
200 216 × 6	25	200				110	144	182	231	283											
		300				87	114	144	182	224											
		400				63	82	104	132	162											
225 241 × 6,25	25	200					139	175	215	264											
		300					109	137	170	208											
		400					78	98	122	149											
250 267 × 6,5	25	200					135	166	201	244	295	344									
		300					105	130	157	191	231	270									
		400					74	92	111	135	164	191									
275 292 × 7	25	200						165	198	235	278	332									
		300						129	144	183	216	259									
		400						91	109	130	153	184									
300 318 × 7,5	20	200						169	201	240	280	322	432	540							
		300						133	159	190	222	254	342	426							
		400						97	116	138	162	185	249	311							
350 368 × 8	20	200							196	229	263	302	386	497							
		300							155	181	208	238	305	393							
		400							112	130	150	172	220	283							
400 419 × 9,5	20	200								225	259	292	372	467							
		300								177	204	230	293	369							
		400								128	148	166	212	267							
500 521 × 11,5	20	200	Gültig für 50 vH Vorspannung und $R = 4 d$										210	245	283	349	423				
		300											165	193	222	274	333				
		400											119	139	161	198	241				

errechnet; bei anderen Vorspannungen müssen die angegebenen Werte für die Aufnahmefähigkeit mit dem Wert $\frac{50}{100 - \bar{v}}$ multipliziert werden.

Es sei noch bemerkt, daß für den Biegungshalbmesser $R = 4d$ eingesetzt wurden. Bei $R = 3d$ ist die Aufnahmefähigkeit wesentlich kleiner.

Die größte mögliche Vorspannung ist nicht etwa 100 vH, wie häufig angenommen wird, sondern kleiner (bei 400° etwa 72 vH) und ermittelt sich nach der Formel (bei gleicher Sicherheit S im kalten und betriebswarmen Zustand)

$$V_{\max} = \frac{n}{1 + n} \cdot 100, \tag{84}$$

worin

$$n = \frac{E_w}{E_k} \cdot \frac{\sigma_{0,2}(k)}{\sigma_{0,2}(w) - 1,5 \cdot \sigma_a} \tag{84a}$$

S = Sicherheit gegenüber der Streckgrenze $\sigma_{0,2}(w)$,
 Index (w) bedeutet den betriebswarmen Zustand,
 Index (k) bedeutet den kalten Zustand.

b) U-Bogenausgleicher.

Die dem Lyrabogen verwandte Art des Ausgleichers stellt der U-Bogen nach Abb. 114 dar. Die Verhältnisse weichen wenig von denjenigen des Lyrabogens ab. Der U-Bogen ist nicht so elastisch wie der Lyrabogen und ergibt infolgedessen sowohl größere Kräfte als auch höhere Beanspruchungen.

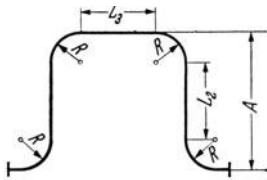


Abb. 114. U-Bogenausgleicher.

Es erübrigt sich die Angabe einer besonderen Rechnungsweise für den U-Bogen. Es genügt vollkommen, wenn man die Kraft und die Biegungsspannung für einen Lyrabogen gleicher Ausladung bestimmt und

die so erhaltenen Werte für den U-Bogen um etwa 15 bis 20 vH höher setzt.

Dieses Verhältnis hat sich beim Vergleich der nach genauer Rechnung ermittelten Werte bestätigt.

Es sei lediglich noch der Hinweis gegeben, daß die Bedingungen um so günstiger werden, je länger man den Schenkel L_3 wählt. Über das Maß $L_3 = 2 \cdot A$ sollte man aber nicht gehen, da dann wieder die Kräfte und Spannungen zu steigen beginnen.

Ferner muß erwähnt werden, daß die Abb. 112 und 113 unter der Voraussetzung entworfen wurden, daß an beiden Seiten des Lyrabogens (bzw. U-Bogenausgleichers) je 1 freier Rohrschenkel von mindestens $6 \cdot R$ vorhanden ist. Die erste zwangsläufige Führung des Rohres soll also in diesem Abstand angenommen werden. Ist dieser Schenkel kürzer, so werden die Kräfte und Spannungen größer.

c) Einfacher Winkelbogen.

Alle Überschlagsformeln für diese Form von Rohrbögen (Abb. 115) kranken daran, daß sie einen sehr beschränkten Geltungsbereich haben. Dadurch leidet die allgemeine Anwendungsmöglichkeit, und es können leicht verhängnisvolle Fehler gemacht werden.

Andererseits ist die genaue Berechnung umständlich und zeitraubend und ist aus diesem Grunde für den Praktiker kaum von Nutzen.

Es empfiehlt sich daher auch hier die Rechnung unter Zuhilfenahme von Linientafeln, die auf Grund des genauen Verfahrens entworfen wurden und für alle Verhältnisse gültige bequem ablesbare Werte geben.

Für den Aufbau der Linientafeln wurde ein Kunstgriff benutzt, ähnlich, wie es bei der Lösung von schwierigen Integralen oder Differentialgleichungen üblich ist. Auf diese Weise entstanden verblüffend einfache Rechnungsformeln. Außerdem wurden die Tafeln für einen bestimmten Rohrwerkstoff (St 34.29) und eine bestimmte Temperatur (400°C) aufgestellt. Diese Maßnahme war nötig, da sonst zu viele Veränderliche vorhanden wären, die das Verfahren umständlich machen würden.

Die Umrechnung für andere Werkstoffe und Temperaturen erfolgt ganz einfach mit Hilfe einer Hilfszahl, die aus Abb. 117 abgelesen werden kann.

Die Werte der Abb. 116 gelten unter Zugrundelegung einer Vorspannung von 50 vH.

Für den einfachen Winkelbogen nach Abb. 115 gelten unter diesen Umständen folgende Formeln:

$$\sigma_b = a \frac{D}{L} \text{ für Punkt I in kg/mm}^2 \quad (85)$$

bzw.

$$\sigma_b = b \frac{D}{L} \text{ für Punkt II in kg/mm}^2, \quad (85a)$$

$$H = H_0 \frac{J}{L^2} \text{ in kg (in Richtung von } L_1), \quad (86)$$

$$V = V_0 \frac{J}{L^2} \text{ in kg (in Richtung von } L_2). \quad (86a)$$

Die Gesamtkraft

$$P = \sqrt{H^2 + V^2} \text{ in kg.} \quad (86b)$$

Hierbei bedeuten:

D = Rohraußendurchmesser in m,

$L = L_1 + L_2$ = gestreckte Länge in m,

a = Einheitsspannung in kg/mm² aus Abb. 116,

$J = \frac{\pi}{64} (D^4 - d^4)$ = Rohrträgheitsmoment in cm⁴, (D und d in cm)

H_0 und V_0 = Einheitskräfte in kg m²/cm⁴ aus Abb. 116.

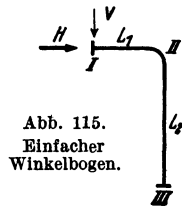


Abb. 115.
Einfacher
Winkelbogen.

174 Berechnung von Rohrleitungen, Druckverlust, Wärmeverlust, Festigkeit.

Beispiel 17. Winkelbogen $L_1 = 6$ m, $L_2 = 12$ m, $D = 267$ mm, $s = 7$ mm, $J = 4830$ cm⁴ soll für eine Temperatur von 350° C geprüft werden.

Es ist $L_2/L_1 = 12/6 = 2$ und $L_1 + L_2 = 18$ m und somit aus Abb. 116:

$$a = 555 \text{ kg/mm}^2$$

$$H_0 = 16,5$$

$$V_0 = 52,5 .$$

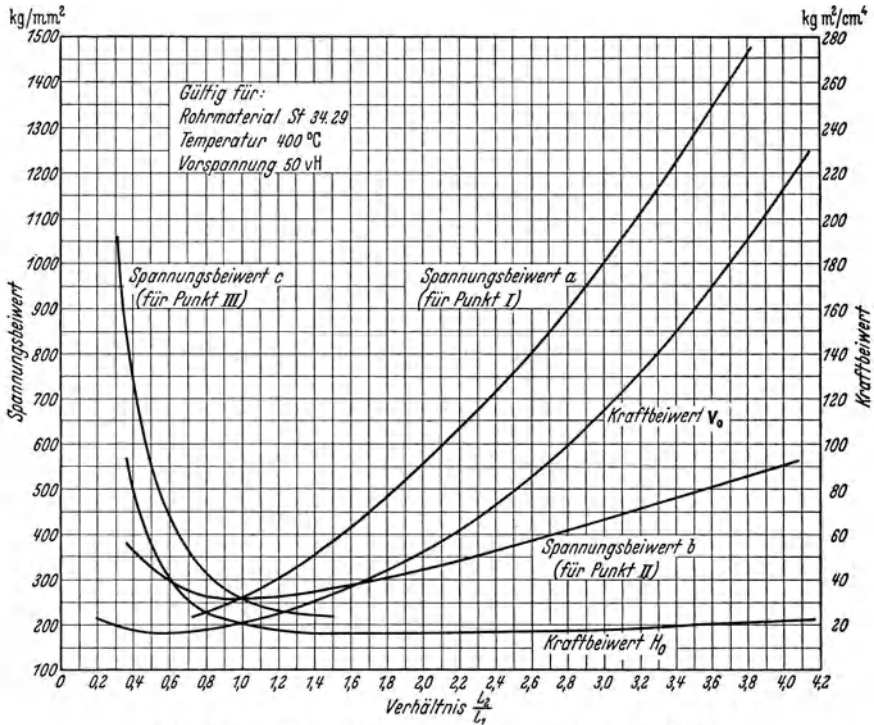


Abb. 116. Biegungsspannungen und Kräfte in einem Winkelbogen.

Daraus berechnen sich

$$\sigma_b = 555 \frac{0,267}{18} = 8,23 \text{ kg/mm im Punkt I}$$

$$H = 16,5 \frac{4830}{18^2} = 246 \text{ kg}$$

$$V = 52,5 \frac{4830}{18^2} = 784 \text{ kg .}$$

Da der Winkelbogen nicht für 400°, sondern für 350° C berechnet werden sollte, werden die erhaltenen Werte mit der Hilfszahl aus Abb. 117 multipliziert.

Diese ist bei 350° C für St 34.29 = 0,9. Dann sind endgültig:

$$\sigma_b = 8,23 \cdot 0,9 = 7,40 \text{ kg/mm}^2$$

$$H = 246 \cdot 0,9 = 221 \text{ kg}$$

$$V = 784 \cdot 0,9 = 705 \text{ kg}$$

bei einer Vorspannung von 50 vH.

Will man statt dessen z. B. eine Vorspannung von $V = 60$ vH berücksichtigen, so rechnet man die Werte im Verhältnis

$$\frac{100 - V}{50} = \frac{100 - 60}{50} = \frac{40}{50} = 0,8$$

um.

Wie man sieht, ist diese Rechnung außerordentlich einfach und trotzdem sehr genau.

Die größte Beanspruchung tritt stets an der Einspannstelle des kürzeren Schenkels auf.

An dieser Stelle muß zweckmäßig auf einen Umstand hingewiesen werden, der sehr häufig in Unkenntnis der Zusammenhänge übersehen wird.

Neben dem Schenkelverhältnis ist die gestreckte Rohrlänge von äußerst großer Bedeutung für die Beanspruchungen. Bei genügend großer Länge der einzelnen Schenkel wird sogar bei einem an sich ungünstigen Schenkelverhältnis die Beanspruchung geringer ausfallen. Umgekehrt sind die Spannungen auch bei dem günstigsten Verhältnis $L_2/L_1 = 1$ jedoch kleiner Schenkellänge sehr hoch. Das ersieht man am besten an Hand folgenden Beispiels:

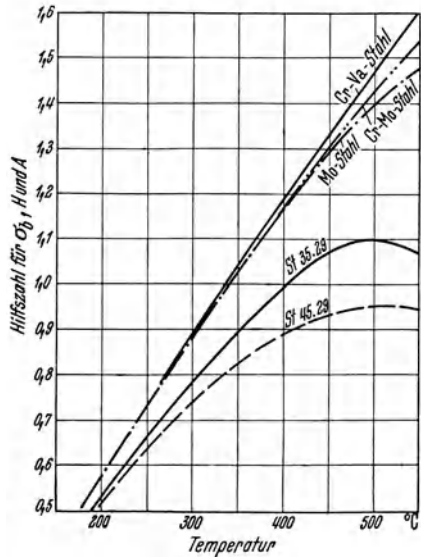


Abb. 117. Hilfszahlen zur Umrechnung auf verschiedene Temperaturen und Werkstoffe (zu Abb. 116, 119, 121).

$$L_1 = 2 \text{ m}, \quad L_2 = 2 \text{ m} \quad \text{also} \quad \frac{L_2}{L_1} = 1$$

$$D = 267 \text{ mm}, \quad a = 260,$$

dann ist

$$\sigma_b = 260 \frac{0,267}{4} = 17,35 \text{ kg/mm}^2.$$

Im anderen Falle ist:

$$L_1 = 8 \text{ m}, \quad L_2 = 24 \text{ m} \quad \text{also} \quad \frac{L_2}{L_1} = 3$$

und

$$L = 8 + 24 = 32, \quad a = 1000,$$

$$\sigma_b = 1000 \frac{0,267}{32} = 8,35 \text{ kg/mm}^2.$$

Also trotz des ungünstigen Schenkelverhältnisses beträgt die Beanspruchung nur die Hälfte.

Noch stärker wirkt sich das bei den Kräften aus, da dort die gestreckte Länge in der 2. Potenz erscheint.

d) Gleichschenkliger Z-Bogen.

In ähnlicher Weise berechnet man auch diese ebenfalls häufig vorkommende Rohrform (Abb. 118).

Die Gleichungen sind dieselben wie für den Winkelbogen. Nur die Beiwerte werden aus Abb. 119 entnommen.

Biegungsspannungen im Punkt I und IV:

$$\sigma_b = a \frac{D}{L} \text{ in kg/mm}^2, \tag{85}$$

im Punkt II und III:

$$\sigma_b = b \frac{D}{L} \text{ in kg/mm}^2, \tag{85a}$$

Reaktionskräfte:

in Richtung von L_1

$$H = H_0 \frac{J}{L^2} \text{ in kg}, \tag{86}$$

in Richtung von L_2

$$V = V_0 \frac{J}{L^2} \text{ in kg}, \tag{86a}$$

wobei $L = L_1 + L_2 + L_3$ in m ist.

Die Umrechnung auf verschiedene Werkstoffe und Temperaturen wird

in der gleichen Weise mit Hilfe der Werte aus Abb. 117 vorgenommen.

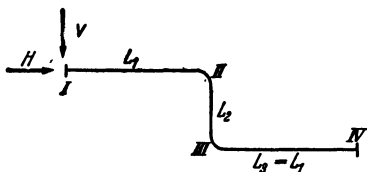


Abb. 118. Doppelter Winkelbogen (Z-Bogen).

Bei ungleich langen Schenkeln L_1 und L_3 ist die Aufstellung von Linietafeln möglich [173], aber wesentlich schwieriger, und die Einfachheit der Rechnung wird dadurch beeinträchtigt. Ist der Unterschied zwischen

L_1 und L_3 nicht groß, so kann die Rechnungsweise ohne Bedenken beibehalten werden, da der Fehler kaum ins Gewicht fällt.

Die Gesamtkraft berechnet sich nach der Formel

$$P = \sqrt{H^2 + V^2} \text{ in kg}$$

und verläuft in schräger Richtung (geometrische Zusammensetzung) durch den Schwerpunkt des Systems.

e) Symmetrischer Umbogen.

Die Berechnung des in Abb. 120 dargestellten Umbogens erfolgt in der gleichen Weise, wie es für den Winkelbogen gezeigt war.

Die größte Beanspruchung tritt an der Einspannstelle der Schenkel L_1 und L_3 auf.

Die Gleichungen sind für Punkt I und IV :

$$\sigma_b = a \frac{D}{L} \text{ in kg/mm}^2, \tag{85}$$

für Punkt II und III :

$$\sigma_b = b \frac{D}{L} \text{ in kg/mm}^2 \tag{85a}$$

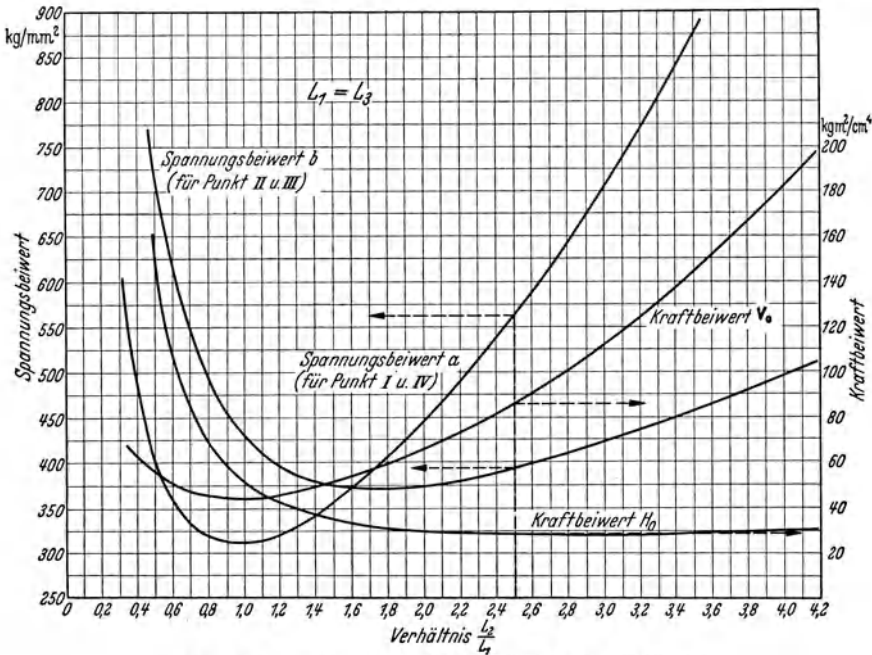


Abb. 119. Biegungsspannungen und Kräfte in einem Z-Bogen.

und für die Reaktionskraft:

$$P = H = H_0 \cdot \frac{J}{L^2} \text{ in kg}, \tag{86}$$

wobei wieder $L = L_1 + L_2 + L_3$ in m ist.

Die Werte für a , b und H_0 werden der Abb. 121 entnommen.

Für die Umrechnung auf verschiedene Temperaturen und Werkstoffe benutzt man die Hilfwerte aus Abb. 117.

Eine ausführliche Zusammenfassung eigener und fast aller anderen auf diesem Gebiet entwickelten Berechnungsverfahren für Rohrsysteme von der einfachsten bis zur kompliziertesten Form enthält das Buch „Elastizität und Festigkeit“¹, wo unter anderem auch ähnliche Linien-

¹ H. v. Jürgensonn [173].

tafeln zur bequemen Berechnung einfacher Rohrsysteme angegeben sind.

Besondere Schwierigkeit macht die Berechnung von räumlichen Bogen, da dort sämtliche Kräfte bzw. ihre Komponenten irgendwie im Raume liegen und an jedem Punkt der Rohrleitung sowohl Biegungs- als auch Drehmomente verursachen.

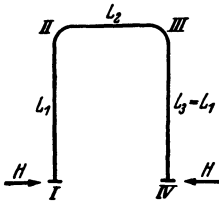


Abb. 120. Einfacher Umbogen.

S. Crocker und MacCutchan [171] haben ein Verfahren angegeben, um die Beanspruchungen und Kräfte in räumlichen Bogenrohren zu berechnen. Dieses zum Teil auf zeichnerisch zu entwerfenden Momentenschaubildern beruhende Verfahren ist so umständlich, daß es für den Praktiker, der nicht dauernd damit zu tun hat, keinen Wert hat. Die ungeheure Rechenarbeit erfordert größte Aufmerksamkeit, wobei schon kleine Fehler das Ergebnis stark beeinflussen können.

Es besteht leider keine Möglichkeit, die Berechnung beliebiger räumlicher Rohrsysteme nach einer allgemeingültigen „Standardformel“ oder mit Hilfe von Linientafeln durchzuführen. Es muß vielmehr jedes

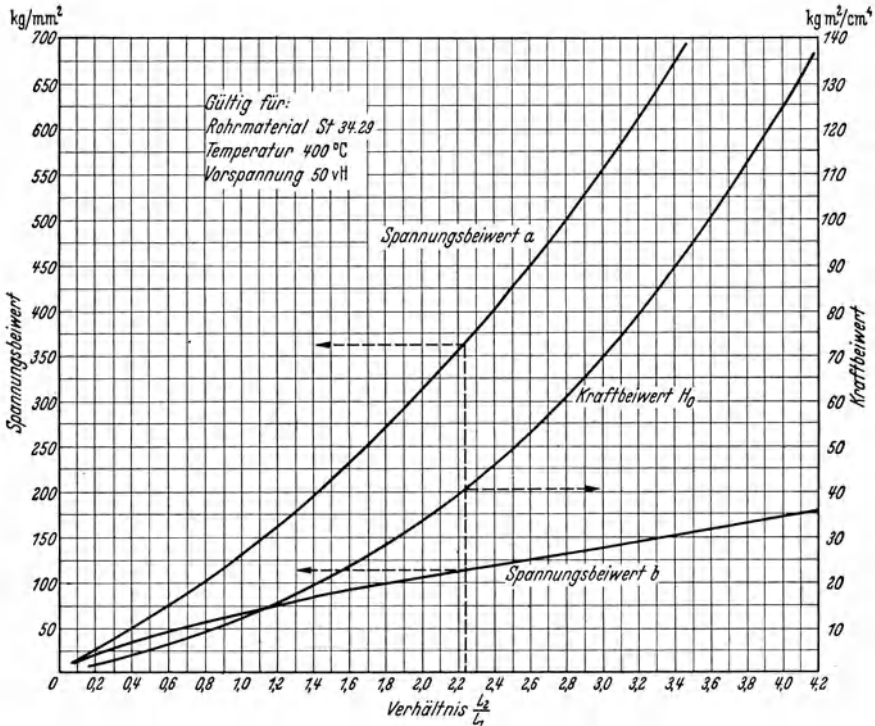


Abb. 121. Biegungsspannungen und Kräfte in einem Umbogen.

Rohrsystem ganz individuell nach einem meist recht umständlichen Verfahren berechnet werden.

Vermutlich die einfachste, auf theoretisch einwandfreier Grundlage aufgebaute Berechnungsart räumlicher Rohrsysteme ist in dem schon mehrfach erwähnten Buch „Elastizität und Festigkeit“¹ entwickelt. Es würde aber den Rahmen dieses Buches weit überschreiten, wenn dieses Verfahren hier erläutert werden sollte.

Ein ganz brauchbares, aber auch nicht sehr einfaches Rechenverfahren, welches leider auch Zeichenarbeit erfordert, wurde von Mitchell [175] ausgearbeitet. Dieses eignet sich sowohl für ebene als auch für räumliche Rohrformen.

Allerdings wird zur Vereinfachung die der Wirklichkeit nicht entsprechende Annahme gemacht, daß die Richtung der resultierenden Reaktionskraft stets parallel zur Verbindungslinie der Rohrenden ist. Das führt z. B. bei einem gleichschenkligen Z-Bogen zu dem Ergebnis, daß an den Endpunkten keine Biegungsspannungen auftreten, was nicht der Fall ist. Dort sind im Gegenteil die größten Beanspruchungen, was aus der Abb. 119 zu ersehen ist. Immerhin gibt dieses Verfahren die Möglichkeit, in verhältnismäßig einfacher Art auch räumliche Bogen zu berechnen. Hierauf wird im Abschnitt G besonders eingegangen.

f) Metallschläuche.

Ein in letzter Zeit sehr häufig angewendetes Ausgleichsmittel stellen die Metallschläuche dar. Der Einbau der Schläuche ist mit Richtungswechsel in der Rohrleitung verbunden, da die Ausgleichsbewegung des Metallschlauches quer zu seiner Achse erfolgt.

Die Bestimmung der jeweils erforderlichen Baulänge des Metallschlauches erfolgt nach einer von der Herstellerfirma² aufgestellten Linientafel.

Für die Reaktionskräfte des Schlauches gibt der Hersteller die Faustformel an:

$$P = 3 \cdot NW \text{ kg.}$$

Damit ist die stark verbreitete Ansicht widerlegt, daß durch Einbau eines Metallschlauches (z. B. am Ein- oder Austrittsstützen der Turbine) jegliche Schubkräfte vermieden werden.

g) Ermittlung der resultierenden Gesamtspannung.

Die richtige Zusammensetzung der einzelnen meistens dreidimensional auftretenden Beanspruchungen zu einer resultierenden Gesamtspannung stellt ein sehr schwieriges und noch stark umstrittenes Problem

¹ H. v. Jürgenson [173].

² Metallschlauchfabrik G. m. b. H., Pforzheim.

dar. Hier muß also vor allen Dingen auf das Schrifttum [173] verwiesen werden.

Auf alle Fälle müssen die parallel gerichteten Spannungen algebraisch summiert werden. Die Biegungsspannung ist ihrem Wesen nach eine axiale Längsspannung, die also parallel zur Rohrachse in der Rohrwand wirkt. Andererseits werden in der Rohrwand durch den Innendruck noch zwei weitere Beanspruchungen erzeugt, und zwar

$$\sigma_a = \frac{p \cdot d^3}{400 \cdot (d + s) \cdot s} \text{ in kg/mm}^2 \text{ parallel zur Rohrachse,} \quad (87)$$

$$\sigma_{t_m} = \frac{p \cdot d}{200 \cdot s} \text{ in kg/mm}^2 \text{ tangential zum Rohrumfang.} \quad (88)$$

Es werden also σ_a und σ_b , die beide axial wirken, zusammenaddiert (dabei wird nur das positive σ_b — als Zugspannung — berücksichtigt), also

$$\sigma_{res_a} = \sigma_b + \sigma_a \text{ in kg/mm}^2. \quad (89)$$

Diese Beanspruchung wird meistens größer als σ_{t_m} und daher für die Beurteilung des Spannungszustandes maßgebend sein.

Die Sicherheit gegenüber der Streckgrenze $\sigma_{0,2}$ (bis 400° C) bzw. gegenüber der Dauerstandfestigkeit σ_D des Werkstoffes bei der vorliegenden Betriebstemperatur ist dann

$$S = \frac{\sigma_{0,2}}{\sigma_{res_a}} \text{ bzw. } \frac{\sigma_D}{\sigma_{res_a}}.$$

Die Größe der Sicherheit S wird man normalerweise zwischen 1,3 bis 1,8 wählen. Je genauer der Spannungszustand berechnet wurde, um so geringer kann der Wert S innerhalb der genannten Grenzen angesetzt werden.

Beispiel 18. Die im Beispiel 16 errechnete Biegungsspannung in einem Lyrabogen $\sigma_b = 7,0 \text{ kg/mm}^2$ soll daraufhin geprüft werden, ob sie bei einem Innendruck $p = 16 \text{ atü}$ noch zulässig ist. Nach den Gl. (87) bis (89)

$$\sigma_a = \frac{16 \cdot 253^3}{400 \cdot (253 + 7) \cdot 7} = 1,4 \text{ kg/mm}^2,$$

$$\sigma_{t_m} = \frac{16 \cdot 253}{200 \cdot 7} = 2,89 \text{ kg/mm}^2$$

$$\sigma_{res_a} = 7,0 + 1,4 = 8,4 \text{ kg/mm}^2.$$

Aus der Zahlentafel 13 ist für Rohr aus St 35.29 bei 300° C $\sigma_{0,2} = 15 \text{ kg/mm}^2$, daher die Sicherheit

$$S = \frac{15}{8,4} = 1,78,$$

also ist die Beanspruchung zulässig.

G. Hoch- und Höchstdruckanlagen.

1. Allgemeines.

Es ist schwer, die Grenzen zwischen Mittel-, Hoch- und Höchstdruckanlage zu ziehen. Was in dem einen Werk als Hochdruckanlage bezeichnet wird, ist in einem anderen schon zur Mitteldruckanlage herabgesunken, weil inzwischen neue Kessel mit wesentlich höherem Druck aufgestellt wurden.

Es ist auch nicht der Druck allein, der die wesentliche Rolle spielt. Weit wichtiger ist die Verbindung des hohen Dampfdruckes mit einer hohen Überhitzung. Drücke lassen sich im allgemeinen leichter beherrschen als hohe Temperaturen, weil mit diesen die Festigkeitseigenschaften des Werkstoffes erheblich absinken. Dazu kommen noch andere Einflüsse der Temperatur, wie Alterungserscheinungen, erhöhte Kerbempfindlichkeit und zuletzt Verzunderung.

Unter Hochdruckanlagen wird man zweckmäßig solche Anlagen verstehen, die mit Drücken zwischen 40 bis 80 atü und Temperaturen über 425° C arbeiten.

Für Anlagen mit Drücken über 80 atü und Temperaturen von 480° C an aufwärts hat man die Bezeichnung „Höchstdruckanlage“ geprägt. Dieser Name soll aber keine Begrenzung bedeuten, da die weitere Steigerung der Drücke und insbesondere der Temperaturen nur eine Werkstofffrage ist.

Aus Gründen der Vereinheitlichung wurden von der Wirtschaftsgruppe Elektrizitätsversorgung folgende Betriebsverhältnisse für Hoch- und Höchstdruckanlagen festgelegt:

Für Heißdampf:

Gruppe	A	B	C	D
Betriebsdruck	140	125	80	40 atü
Betriebstemperatur	500°	500°	500°	450° C

Für Speisewasser:

Betriebsdruck	200	180	125	60 atü
Betriebstemperatur	200°	200°	200°	150° C

Es sind bis heute schon eine große Anzahl solcher Anlagen mit 120 bis 140 atü und 500 bis 530° C gebaut worden, und man hat sowohl beim Bau als auch im späteren Betrieb umfangreiche Erfahrungen hinsichtlich des Entwurfes, der Werkstoffauswahl und der Bauart der Einzelteile sammeln können.

Nach einer Zusammenstellung von Schöne [7] hatten im Jahre 1937 zahlenmäßig 16,2 vH und dampfmengenmäßig 33 vH aller ge-

bauten Kessel Drücke über 80 bis 150 at. Das beweist wie wichtig dieses Gebiet geworden ist.

Dementsprechend ist auch die Normung auf der Grundlage des

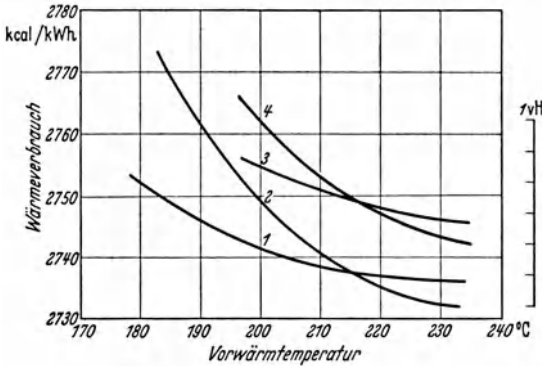


Abb. 122. Wärmeverbrauch bei 125 at Betriebsdruck mit und ohne Zwischenüberhitzung (nach H. Schult) aus H. Lent: Stahl und Eisen Nr. 19 (1938).

1 Ohne Zwischenüberhitzung; 2 Zwischenüberhitzung durch Rauchgase; 3 Zwischenüberhitzung mit kondensierendem Entnahmedampf; 4 Zwischenüberhitzung mit kondensierendem Frischdampf.

Druckstufenblattes DIN 2401 schon vor längerer Zeit bis Nenndruck 400 fortgesetzt worden. Diese Normentwürfe werden jetzt grundlegend unter Berücksichtigung der inzwischen gewonnenen Erfahrungen in eine endgültige Fassung umgearbeitet, entsprechend vervollständigt bzw. erweitert.

Die maßgebenden Normblätter sind am Schluß des Abschnittes aufgeführt.

Die Vorteile des Hochdruckdampfes bestehen in der erzielbaren Wärmeersparnis. Bei reinen Kondensationsanlagen kann die Wahl des Dampfdruckes, ob 70 oder 125 atü, noch zweifelhaft sein, da sich der Unterschied im Wärmeverbrauch zwischen Hoch- und Höchstdruckanlagen um etwa 5 vH

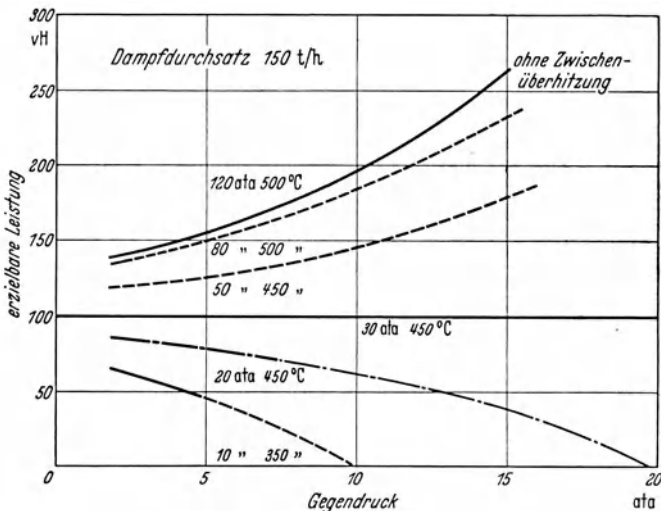


Abb. 123. Prozentuale Leistungssteigerungen bei gegebenem Gegendruck, gegebener Abdampfmenge und verschiedenen Frischdampfzuständen. Aus H. Lent: Stahl u. Eisen Nr. 19 (1938).

bewegt. Bei Spitzenkondensationswerken kann deshalb der Nutzen einer Höchstdruckanlage unter der Voraussetzung fast gleicher Anlagekosten gegenüber einer Hochdruckanlage fraglich erscheinen. Anders liegt schon der Fall, wenn hochbelastete Grundlastkondensationskraftwerke entworfen werden sollen, da alsdann die Wärmeersparnis immerhin einen Hundertsatz ausmacht, der in der Jahresbilanz eine nicht unwesentliche Rolle spielt.

Völlig eindeutig liegen dagegen die Verhältnisse bei Gegendruckkraftwerken (Abb. 123). Die Wirtschaftlichkeit von reinen Gegendruckanlagen und die Möglichkeit, bei reinem Gegendruckbetrieb Wärmeverbrauchsahlen von 1500 kcal je kWh zu erzielen, ist bekannt. Abb. 123 zeigt die bei einem als Beispiel angenommenen Dampfdurchsatz von 150 t/h mögliche Leistungssteigerung bei gegebenem Gegendruck, gegebener Abdampfmenge und verschiedenen Frischdampfzuständen.

Zusammenstellung der Normblätter für den Hochdruck-Rohrleitungsbau.

		Ausgabe
DIN 1625	Entwurf	Nahtlose Flußstahlrohre mit gewährleisteten Warmfestigkeitseigenschaften.
DIN 1629	Sept. 32	Nahtlose Flußstahlrohre, Technische Lieferbedingungen.
DIN 2401	Aug. 36	Druckstufen.
DIN 2504	Apr. 28	Flansche, Anschlußmaße für Nenndruck 64 und 100.
DIN 2442	Jan. 33	Nahtlose Gewinderohre bis Nenndruck 100 St 35.29.
DIN 2448	Jan. 40	Nahtlose Flußstahlrohre, Übersicht.
DIN 2450	Aug. 39	Nahtlose Flußstahlrohre bis Nenndruck 100 St 35.29.
DIN 2451	Aug. 39	Nahtlose Flußstahlrohre bis Nenndruck 100 St 45.29.
DIN 2456	Aug. 39	Nahtlose Flußstahlrohre bis Nenndruck 100 St 55.29.
DIN 2507	Juli 27	Schrauben, Erläuterungen zur Berechnung (in Neubearbeitung).
DIN 2507	Entwurf	Ergänzung zu DIN 2507. Richtlinien für Ausführung und Werkstoffauswahl der Schrauben.
DIN 2509	Entwurf	Hochwertige Bolzenschrauben (Ersatz für DIN Vornorm 2509).
DIN 2510	Entwurf	Bolzenschrauben und Sechskantmutter aus leg. Stahl.
DIN 2513	Aug. 36	Flansche, Vor- und Rücksprung für ND 10 bis 100.
DIN 2517	Aug. 36	Flanscheindrehung für Dichtung Rohr gegen Rohr ND 64 und ND 100.
DIN 2691	Okt. 26	Flachdichtungen für Flansche mit Nut und Feder für ND 1 bis 100.
DIN 2692	Febr. 40	Flachdichtungen für Flansche mit Vor- und Rücksprung für ND 1 bis 100.
DIN 2694	Jan. 29	Nahtlose Dichtringe für Flansche, Dichtung Rohr gegen Rohr DIN 2517.
DIN 2547	Juli 28	Stahlgußflansche Nenndruck 100 (Konstruktionsblatt).
DIN Vor-norm 2548	Sept. 40	Stahlgußflansche Nenndruck 160.
DIN Vor-norm 2549	Sept. 40	Stahlgußflansche Nenndruck 250.

- DIN Vor-
norm 2550 Sept. 40 Stahlgußflansche Nenndruck 320.
DIN Vor-
norm 2551 Sept. 40 Stahlgußflansche Nenndruck 400.
DIN 2569 Okt. 36 Gewindeflansche mit Ansatz Nenndruck 100.
DIN 2595 Okt. 36 Flansche mit hohem Ansatz für Sicherung ND 100.
DIN 2636 Aug. 36 Vorschweißflansche Nenndruck 64.
DIN 2637 März 41 Vorschweißflansche Nenndruck 100.
DIN 2638 März 41 Vorschweißflansche Nenndruck 160.
DIN Vor-
norm 2628 Juli 41 Vorschweißflansche Nenndruck 250.
DIN Vor-
norm 2629 Juli 41 Vorschweißflansche Nenndruck 320.

Teilweise sind die Normentwürfe (E) noch in Bearbeitung. Der Normenausschuß bittet ausdrücklich, von diesbezüglichen Anfragen und Bestellungen Abstand zu nehmen.

Die Wahl der Nenndruckstufe nach DIN 2401 ist nur bis zu Temperaturen von 400° C möglich. Im Temperaturbereich von 400 bis 450° C und von 450 bis 500° C kommt nach diesem Normblatt eine je um

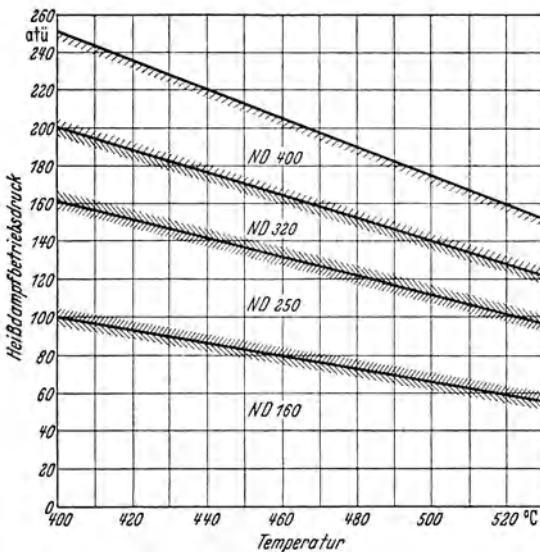


Abb. 124. Nenndruckstufen für Temperaturen über 400° C.
Aus v. Jürgensonn [3].

25 vH höhere Druckstufe in Frage. Mit Rücksicht auf die Wahl von besonders hochwertigen Werkstoffen verschiebt sich jedoch dieses Bild.

Eine in Anlehnung an bereits ausgeführte Höchstdruckanlagen aufgestellte Abb. 124 gibt die Möglichkeit, sich über den zweckmäßigsten Nenndruck bei über 400° C bequem zu unterrichten. Das schließt jedoch die Notwendigkeit einer rechnerischen Nachprüfung nicht aus.

2. Werkstoff.

Die Abhängigkeit der Werkstoffeigenschaften von der Temperatur ist bekannt. Nicht nur die Bruchfestigkeit, sondern auch die Streckgrenze sinken mit zunehmender Temperatur. Bei höheren Temperaturen ist es deshalb nicht angängig, die Festigkeit des Werkstoffes allein als Berechnungsgrundlage zu wählen. Den entwerfenden Ingenieur inter-

essiert nicht nur die Sicherheit gegen Bruch, sondern auch in mindestens dem gleichen Maße die Sicherheit gegen bleibende Formänderung.

In Abb. 125 ist die grundsätzliche Abhängigkeit der Festigkeit und Warmstreckgrenze von der Temperatur angedeutet. Selbstverständlich spielt die Art des Werkstoffes hierbei auch eine nicht unerhebliche Rolle.

Während also bei niedrigen Temperaturen bis etwa 200° C die Festigkeit zugrunde gelegt wird, muß darüber hinaus bis etwa 400° C die verbleibende Sicherheit gegenüber der Warmstreckgrenze nachgeprüft werden.

Die Streckgrenze des Werkstoffes ist diejenige Belastung, bei der im halbstündigen Zugversuch eine bleibende Dehnung von 0,2 vH nicht überschritten wird. Um also eine genügende Sicherheit gegen unzulässige bleibende Formänderungen zu haben, muß man einen ausreichenden Abstand von der Streckgrenze innehalten. Die Praxis hat gezeigt, daß das bisher angewandte Verhältnis von

$$\frac{\text{Streckgrenze}}{\text{Beanspruchung}} = \text{etwa } 2,5$$

zwar allen Anforderungen gerecht wird, jedoch mit Rücksicht auf die anzustrebende Werkstoffersparnis ohne Schaden bis auf 1,8 gesenkt werden kann.

Die Versuche haben gezeigt, daß unterhalb 400° C der Zeitfaktor keine Rolle spielt. Es ist also gleichgültig, wie lange der Versuchsstab belastet ist.

Oberhalb von 400° C bietet aber die im Kurzversuch ermittelte Streckgrenze keine ausreichende Gewähr für unzulässige Formänderungen. Unter dem Einfluß der hohen Temperatur beginnt der Werkstoff schon bei Belastungen, die unterhalb der Streckgrenze liegen, sich mehr oder weniger schnell plastisch zu verformen. Man nennt diese Erscheinung „Kriechen“, und sie stellt nicht nur eine bleibende, sondern auch eine während der ganzen Belastungszeit fortdauernde Dehnung dar.

Es mußte also eine neue Grenze gesucht werden, die als Bezugswert für die Berechnungen eingesetzt werden kann. Es hieß, eine Grenzbelastung zu finden, bei der ein anfängliches Kriechen im Laufe der Zeit bestimmt zum Stillstand kommt. Diese Grenzbeanspruchung nennt man Dauerstandsfestigkeit.

Auf Grund zahlreicher lang dauernder Versuche wurden vom DVM¹

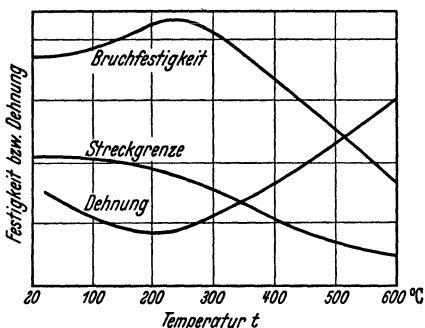


Abb. 125. Abhängigkeit der Werkstoffeigenschaften von der Temperatur.

¹ Deutscher Verband für die Materialprüfungen der Technik. Vorläufige Richtlinien zur Bestimmung der Dauerstandsfestigkeit wurden vom Verein Deutscher Eisenhüttenleute herausgegeben.

für die Ermittlung der Dauerstandsfestigkeit folgende Bedingungen festgelegt:

Die Dauerstandsfestigkeit ist diejenige Belastung, bei der während der 25. bis 35. Versuchsstunde die Dehngeschwindigkeit den Betrag von 10×10^{-4} vH je h nicht überschreitet.

Gleichzeitig muß die Bedingung erfüllt sein, daß die im Dauerstandsversuch auftretende bleibende Dehnung nach 50 h 0,2 vH nicht überschreitet. Es ergibt sich ungefähr ein in Abb. 126 gezeigter Linienverlauf.

Inzwischen hat man in der Praxis an Einzelfällen und später auch auf dem Versuchsstand festgestellt, daß die Begriffsbestimmung für die Dauerstandsfestigkeit nach DVM¹ nicht eindeutig ist. Die Extrapolation der im verhältnismäßig kurzen Versuch gewonnenen Werte

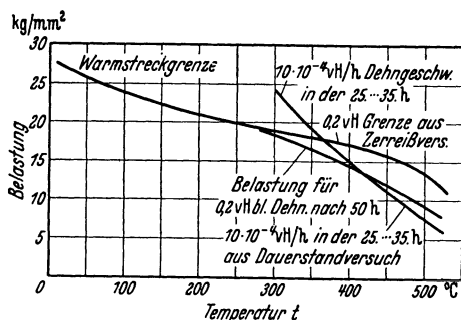


Abb. 126. Zusammenhang zwischen Dauerstandsfestigkeit und Warmstreckgrenze.

der Dauerstandsfestigkeit hat bei einzelnen Stählen zu Trugschlüssen geführt. Die mit diesen Werten belasteten Probe­stäbe sind nach einer sehr langen Zeit (über 10000 Stunden) doch gerissen. Das führte zu neuen Begriffen, dem der Zeitstandfestigkeit und der Zeitdehngrenze.

Die Zeitstandfestigkeit ist diejenige Belastung, bei der bis zu einer irgendwie festge-

legten Zeit kein Bruch erfolgt. Eine allgemeingültige Zeitbegrenzung ist bisher noch nicht erfolgt. Die Erforschung wird weiter fortgesetzt.

Die Zeitdehngrenze stellt diejenige Belastung dar, bei der ebenfalls nach einer bestimmten Zeit die bleibende Dehnung einen dem Zweck des Bauteils entsprechenden Betrag nicht überschreitet.

Bei den im Rohrleitungsbau gebräuchlichen Stählen liegt der Schnittpunkt der Zeitstandfestigkeit mit der DVM-Dauerstandsfestigkeit zu­meist so weit, daß keinerlei Bedenken zu bestehen brauchen. Einige Vorsicht ist nur bei den besonders hoch beanspruchten Bolzenschrauben am Platz. Hier wird man aber die Grenzbelastung — schon aus betrieblichen Gründen, z. B. zur Erhaltung der Vorspannung — nicht nach der Bruchgrenzlinie, sondern nach der Zeitdehngrenze festlegen. Die zugelassenen bleibenden Dehnungen für die Bolzenschrauben werden naturgemäß wesentlich kleiner als diejenigen für den Rohrwerkstoff gewählt werden müssen.

Die Dauerstandsfestigkeit ist inzwischen für alle wichtigen und

¹ Siehe Fußnote auf S. 185.

häufig vorkommenden Werkstoffe ermittelt worden. Die Werte derselben findet man in den folgenden Tafeln 13 und 14.

Als weitere wesentliche Merkmale eines Werkstoffes dienen die Dehnung (in νH) und die Kerbzähigkeit. Letztere stellt eine im Kerbschlagversuch ermittelte Arbeit dar, die aufzubringen ist, um einen gekerbten Stab zu zerschlagen. Dementsprechend wird die Kerbzähigkeit in mkg/cm^2 ausgedrückt.

Bei Hoch- und Höchstdruckanlagen kommt es also darauf an, mit Rücksicht auf die zumeist besonders hohe Temperatur Werkstoffe zu

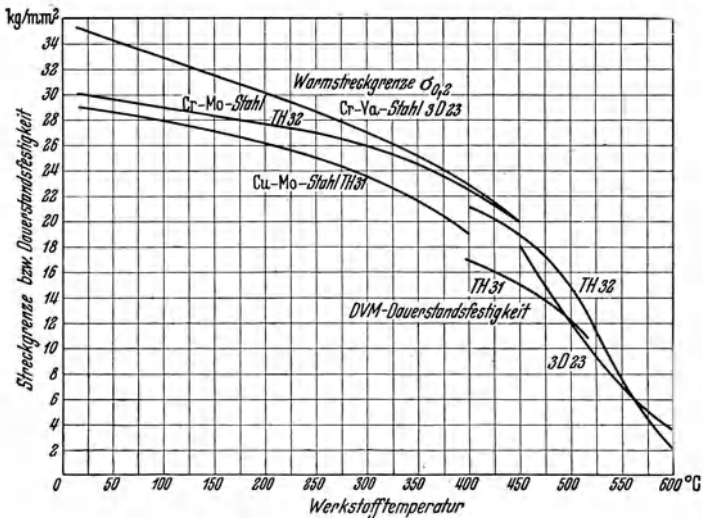


Abb. 127. Streckgrenze und Dauerstandsfestigkeit des Cu-Mo-Stahls TH 31, des Cr-Mo-Stahls TH 32 und des Cr-Va-Stahls 3 D 23.

verwenden, die bei ausreichender Dehnung eine möglichst hohe Dauerstandsfestigkeit besitzen, um die Abmessungen in erträglichen Grenzen zu halten.

Diesen Erfordernissen der technischen Entwicklung entsprechend sind von den Stahlwerken eine ganze Reihe Sonderstähle auf den Markt gebracht worden, die allen Ansprüchen bisher durchaus genügt haben. Eine Aufstellung der Werkstoffe ist in der Zahlentafel 13 gegeben.

In Abb. 127 sind die Eigenschaften einiger häufig verwendeten Sonderröhrenstähle der Deutschen Röhrenwerke AG., Düsseldorf, in Linienform dargestellt. Alle diese Stähle eignen sich auch sehr gut zur Anfertigung von Flanschen sowie Schmiedestücken überhaupt. Außerdem zeichnen sich die Stähle TH 31 und TH 32 durch hohe Beständigkeit gegenüber Säuren aus. Der Stahl 3 D 23 stellt einen Mo-freien Austauschwerkstoff für TH 32 dar und hat bereits seine Eignung nachgewiesen.

Zahlentafel 13. Eigenschaften

Stahlart	Markenbezeichnung und Lieferwerk	Verwendung	Dehnung ¹ bei 20° C	Kerbzähigkeit bei 20° C in mkg/cm ²
Unlegiert	St 35.29 (DIN 1629)	Rohre	20 vH	12
Unlegiert	St 45.29 (DIN 1629)	Rohre	17 vH	9
Unlegiert	St 42.11 (DIN 1611)	Flanschen, Schmiedestücke	20 vH	6
Unlegiert	St 50.11 (DIN 1611)	Flanschen, Schmiedestücke	18 vH	4
Mo ⁷	K 35 (FK) Marwe 14 D (MRW)	Rohre	18 vH	10
Mo—Cu ⁷	TH 30 (DRW) SK 11 (PWR) Marwe 12 P (MRW) LH 38 (MSt)	Rohre	(20 vH) ²	12 ⁵ 9 ⁶
Mo—Cu ⁷	TH 31 (DRW) SK 11 h (PWR) Marwe 13 P (MRW) LH 45 (MSt)	Rohre	(18 vH) ²	9 ⁵ 7 ⁶
Cr—Mo ⁷	Th 32 (DRW) FK 335 (FK) SK 12 (PWR) Marwe 17 L (MRW)	Rohre	(20 vH) ²	9 ⁵ 7 ⁶
Cr—Mo ⁷	TH 32 (DRW) FK 653 (FK)	Flanschen, Schmiedestücke	(19 vH) ²	9 ⁵ 7 ⁶
Cr—Al	Sicromal 8 (DRW) Sicromal 9 (DRW)	Rohre, Schmiedestücke	15 vH	
Cr—Si—Mo ⁷	Deutro CS 65 (DRW) (zunderbeständig)	Rohre und Schmiedestücke	20/25 vH	15
Cr—Si—Mo ⁷	FKB 2354 (FK) (zunderbeständig)	Rohre und Schmiedestücke	(22 vH) ²	20

¹ Dehnung bei $L = 10d$.² Dehnung Klammerwert () bei $L = 5d$.³ Streckgrenze = 0,2 vH Dehngrenze im Kurzzeitversuch.⁴ Dauerstandfestigkeit bei Dehngeschwindigkeit $10 \cdot 10^{-4}$ vH/h.

verschiedener Werkstoffe.

Festigkeit, Streckgrenze ³ und Dauerstandsfestigkeit ⁴ in kg/mm ² bei °C									
	20	100	200	300	400	450	500	550	600
Festigkeit	35/40	34	33	32	24	20	16		
Streckgrenze	23	22	19	15	11	9	7		
Dauerstandsfestigkeit					9	5	3		
Festigkeit	45/55	44	43	42	32	26	20		
Streckgrenze	26	25	21	17	13	11	9		
Dauerstandsfestigkeit					10	6	3		
Festigkeit	42/50	42	41	39	31	24	20		
Streckgrenze	23	20	17,5	13	9,5	7,5	6		
Dauerstandsfestigkeit									
Festigkeit	50/60	49	48	46	38	31	25		
Streckgrenze	27	25	22	18	14	12	10		
Dauerstandsfestigkeit									
Festigkeit	45/55	45	43	42	38	35	30		
Streckgrenze	30	29	28	25	19	17	15		
Dauerstandsfestigkeit					17	15	12		
Festigkeit	38/45	37	36	35	31	28	25	22	
Streckgrenze	26	25	24	21	17	15	13	11	
Dauerstandsfestigkeit					14	12	9	4	
Festigkeit	45/55	44	43	42	38	35	32	27	
Streckgrenze	29	28	26	24	19	17	15	13	
Dauerstandsfestigkeit					17	15	12	5	
Festigkeit	45/55	44	43	42	38	35	32	27	22
Streckgrenze	30	29	28	26	22	20	18	15	12
Dauerstandsfestigkeit					21	19	15	7	2
Festigkeit	45/55	42	41	40	36	33	30	25	20
Streckgrenze	28	27	26	24	20	18	16	13	11
Dauerstandsfestigkeit					19	17	13	6	1
Festigkeit	45/55				34		30		24
Streckgrenze	26				21		18		15
Dauerstandsfestigkeit					21		13	6	2
Festigkeit	45/55	45	45	45	42	39	35	30	25
Streckgrenze	30/40	30	30	28	26	22	20	17	15
Dauerstandsfestigkeit					25	21	15	8	3,5
Festigkeit	50/60	50	49	47	42	35	32	27	22
Streckgrenze	34	32	29	26	22	20	18	15	12
Dauerstandsfestigkeit					21	19	16	7	3

⁵ Im Anlieferungszustand.⁶ Gealtert.⁷ Diese Stähle sind z. Z. wegen Mo-Ersparnis nicht lieferbar. Austauschstähle siehe Zahlentafel 14.

Bei Temperaturen über 520 bis 530° C muß noch ein weiterer wesentlicher Umstand berücksichtigt werden. Es ist die Zunderbeständigkeit des Werkstoffes gegenüber dem Angriff des hochüberhitzten Dampfes. Hierfür eignen sich vorzüglich die Sonderstähle „Deutro CS 65 W“ und „D 45 V“¹. Selbstverständlich muß bei so hohen Temperaturen nicht nur auf die Zunderbeständigkeit der Rohre, sondern auch auf diejenige der Formstücke und Armaturen geachtet werden. Dafür sind Stahlgußsorten entwickelt worden, die ähnlich günstige Eigenschaften wie Deutro CS 65 W besitzen.

Die Prüfung und Werkstoffabnahme wird in einem besonderen Abschnitt behandelt werden.

Im Bestreben, möglichst devisensparende Werkstoffe zu verwenden, ist man in letzter Zeit dazu übergegangen, das in Deutschland nicht vorkommende Molybdän und nach Möglichkeit auch das Chrom zu vermeiden. Es sind unter diesem Gesichtspunkt neue Werkstoffe auf der Grundlage Mangan-Silizium (Mn-Si) oder Chrom bzw. Chrom-Vanadin (Cr-Va) entwickelt, die teilweise schon in längeren Versuchsreihen soweit erforscht sind, daß der Einführung in die Praxis nichts im Wege steht.

In der folgenden Zahlentafel 14 ist eine Übersicht dieser Sonderstähle (Austauschstähle) gegeben.

Für Flansche und insbesondere für Bolzenschrauben sind noch höhere Dauerstandswerte erforderlich, um die Beanspruchung dieser Teile mit Sicherheit zu meistern. Daher wird für diese Stähle Chrom und Vanadin in größeren Gehalten und teilweise auch Molybdän verwandt. Eine Übersicht dieser Stähle ist im Abschnitt G 5 gegeben.

3. Rohre für Hoch- und Höchstdruck.

Für Hoch- und erst recht für Höchstdruckrohrleitungen soll man Rohre in Handelsgüte grundsätzlich nicht verwenden. Wenn aus Billigkeits- oder anderen Gründen (geringe Menge und sehr kurzer Liefertermin) ein Sonderwerkstoff nicht in Frage kommt, soll man mindestens solche in den Güteklassen nach DIN 2450 und 2451 mit Werksattest, also Bescheinigung der geprüften Mindestwerte von Festigkeit, Streckgrenze und Dehnung vorsehen.

Im allgemeinen wird man aber bei größeren Anlagen mit hohem Druck und hoher Temperatur zusätzlich zu den technischen Lieferbedingungen DIN 1629 besondere Abnahmebedingungen vorschreiben (s. Abschnitt IV 2) und vor allen Dingen geeignete Sonderstähle wählen, die bei vorgeschriebener Sicherheit auch vernünftige Abmessungen ergeben. Aus Herstellungsgründen verlangen die Röhrenwerke Wandstärkentoleranzen von ± 15 vH wie es in DIN 1629 festgelegt ist. Die vor einiger Zeit übliche Ausführung der Rohre für Höchstdruck-

¹ Hersteller Deutsche Röhrenwerke A.G., Düsseldorf.

Zahlentafeln 14. Mo-freie bzw. Cr-arme Röhren- und Flanschenstähle.

Stahlgruppe	Markenbezeichnung	Lieferwerk ¹	Zusammensetzung (größte Richtwerte) in vH					Zugfestigkeit kg/mm ² in vH	Dehnung bei L = 5d in vH	Gewährleistete							
			C	Si	Mn	Cr	Va			Ti	Warmstreckgrenze in kg/mm ² bei		Dauerstandfestigkeit in kg/mm ² bei				
											20°	300°	350°	400°	450°	500°	550°
Mn—Si	TH 230	DRW	0,14	0,30	1,30	—	—	40/53	23	27	21	19	17	15	14	12	7
	TH 231	"	0,18	0,35	1,50	—	—	45/48	22	30	24	19	17	17	15	6	—
	BC 324	FK	0,17	0,50	1,0	—	—	47/56	24	32	23	21	19	16	19	15	6
	Marwe 127 M	MRW	0,15	0,40	1,0	—	—	45/58	22	29	22	20	19	18	17	15	12 (7)
	Sk 110	PWR	—	0,50	1,2	—	—	45/58	22	29	22	20	19	17	17	15	6
Cr—Va	3 D 23	DRW	0,18	0,30	0,70	1,40	0,35	—	50/65	20	35	27	—	22	20	18	12
	3 E 25	"	0,18	0,30	1,0	1,50	0,60	—	60/75	16	45	41	—	30	27	25	15
	Deutro D 45 V	FK	0,18	0,20	—	1,40	0,30	—	45/60	17	30	—	—	30	27	18	12
	FM 363	"	0,18	0,20	—	1,50	0,30	—	50/65	20	35	28	26	24	21	22	18
	FM 442	MRW	0,20	0,15	—	1,0	0,20	—	60/75	18/16	45	37	30	30	27	22	18
	LH 150 CV	MRW	0,15	0,20	—	1,20	0,30	—	50/65	17	35	29	27	24	21	18	12 (7)
	Marwe 230 CV	PWR	0,20	0,30	0,80	1,30	0,30	—	50/65	20	35	29	28	27	25	21	19
Sk 121	DRW	0,10	0,30	0,80	1,20	0,30	—	50/65	20	35	29	28	22	20	21	18	
Cr—Si—Ti	CS 65 W	DRW	0,10	—	—	0,30	—	0,60	45/55	17	25	—	—	—	—	14	7,5

¹ DRW = Deutsche Röhrenwerke A.G., Düsseldorf; FK = Fried. Krupp A.G., Essen; MRW = Mannesmannröhren-Werke, Düsseldorf; PWR = Preß- und Walzwerk A.G., Düsseldorf-Reisholz; MStW = Mitteldeutsche Stahlwerke A.G., Lauchhammer.

anlagen mit Mindestwand (Toleranz $-0 + 25 \text{ vH}$) kommt in Zukunft nicht mehr in Frage.

Es muß nochmals besonders betont werden, daß bei Heißdampfleitungen die Berechnung der Wandstärken durch den Nichtfachmann nur auf inneren Überdruck — selbst unter Beachtung der Sicherheitszahl $\frac{\text{Streckgrenze}}{\text{zulässige Beanspruchung}} = 2,5$ — mit der Zeit doch noch ein Zu-Bruch-Gehen der Leitung hervorrufen kann, wenn die dem Fachmann geläufigen anderen Momente außer acht gelassen werden. 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 Biegungsspannung eine Gesamtbeanspruchung ergeben, die über der zulässigen Grenze liegt, so daß mit der Zeit die Werkstoffermüdung einen Leitungsbruch herbeiführt.

Nach Festlegung der Rohrabmessungen und erfolgtem Gesamtentwurf für die Anordnung der Rohrleitungen muß — zumindest für einige kritische Punkte der Anlage — eine eingehende Durchrechnung zwecks Ermittlung der zusätzlichen Biegungsbeanspruchung vorgenommen werden.

In den „Richtlinien für den Bau von Heißdampfrohrleitungen“ 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.“

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 es ist also immer empfehlenswert, mit diesen Arbeiten Rohrleitungsfirmen zu betrauen, die gute Sondererfahrungen besitzen. Die Wahl hoher Wandstärke allein bedingt keine dauernde Betriebssicherheit; große Wandstärke macht die Rohre unelastisch, wodurch die Schubkräfte auf die Festpunkte vergrößert werden. Richtige elastische Anordnung von Heißdampfleitungen ist also eine wichtige Bedingung, um zusätzliche Beanspruchungen über das zulässige Maß hinaus zu vermeiden.

Die Berechnung der Wandstärke für Höchstdruckanlagen erfolgt nach ähnlichen Richtlinien, wie im Abschnitt F 1 beschrieben war. Es muß lediglich nach dem Vorhergesagten bei Temperaturen über 400°C die Dauerstandsfestigkeit des Werkstoffes bei Betriebstemperatur eingesetzt werden.

Wie schon im Abschnitt F angedeutet war, ergibt die Gl. (77) nur bei mittleren Wandstärken genügend genaue Werte. Die Gleichung setzt nämlich eine gleichmäßige Spannungsverteilung über die ganze Wandstärke voraus, was bei nicht zu hohen Wanddicken nur einen zu vernachlässigenden Fehler ergibt. In Wirklichkeit aber ist die Spannung an der Innenfläche des Rohres größer als außen. Außerdem macht sich bei den hohen Innendrüken der Einfluß der hierdurch hervorgerufenen Querspannungen bemerkbar. Der hierdurch entstehende Fehler ist im Abschnitt F bereits angegeben worden.

Bei einem Verhältnis $s/d = 0,1$ oder mehr ist es daher unzulässig, die einfache Kesselformel nach Gl. (77) zu verwenden. Auf Grund einer Anregung von v. Jürgensonn ist von Prof. E. Siebel¹ der Vorschlag gemacht worden, an Stelle der lichten Weite den mittleren Rohrdurchmesser $d + s$ einzuführen, um den Einfluß der Querspannungen zu berücksichtigen. Die Gleichung würde dann lauten:

$$s = \frac{p \cdot (d + s) \cdot S}{200 \cdot \sigma_D} + c \text{ in mm} \quad (90)$$

In Zusammenarbeit mit der Vereinigung der Großkesselbesitzer (VGB) ist vom Technischen Ausschuß des Rohrleitungsverbandes unter Zugrundelegung der Gleichung (90) ein auf die neuesten Forschungsergebnisse abgestimmtes Berechnungsverfahren für Rohre von Höchstdruckanlagen ausgearbeitet worden, welches demnächst veröffentlicht wird.

Die neue Formel lautet:

$$\text{Mittelwand} \quad s = \frac{p \cdot D \cdot S_t}{200 \frac{\sigma}{S_f} + p} \text{ in mm.} \quad (91)$$

Darin bedeuten:

- p = Betriebsdruck in atü,
- D = äußerer Rohrdurchmesser in mm,
- S_f = 1,8 = Sicherheitswert bezogen auf die Werkstoffeigenschaften,
- S_t = 1,1 (für Heißdampf) = Sicherheitswert im Hinblick auf Temperaturüberschreitung
bzw. = 1,0 (für Speisewasser),
- σ = Dauerstandsfestigkeit in kg/mm^2 (für Heißdampfrohre)
bzw. = Warmstreckgrenze in kg/mm^2 (für Speisewasserrohre).

Nach dieser Formel wurden vom Technischen Ausschuß des RV für alle vorkommenden Nennweiten und unter Berücksichtigung der im Abschnitt G 1 genannten genormten Betriebsverhältnisse für die jetzt gebräuchlichen Röhrenstähle die Rohrabmessungen, d. h. Außendurch-

¹ Vortrag auf der VGB-Sitzung am 20. 9. 1938 in Berlin.

messer und Wandstärke ausgerechnet und dem Walzprogramm nach DIN 2448 angepaßt. Bei zukünftigen Höchstdruck-Bauvorhaben sollen einheitlich nur diese Rohrabmessungen verwendet werden.

Die Formel (91) hat den Vorteil großer Einfachheit und berücksichtigt den Einfluß der Querspannungen in genügender Weise.

Die Entwicklung dieser Formel ist im Schrifttum [173] angegeben.

4. Flanschen.

a) Ausführungsarten.

Die normenmäßig bereits festliegenden Flanschausführungen für hohe Drücke sind in diesem Abschnitt unter 1 aufgeführt. Es sind dies der Ansatzflansch für ND 100 und die Vorschweißflanschen bis ND 160. Die Anschlußabmessungen als solche sind bereits vor längerer Zeit in den Normenblättern für Stahlgußflansche bis ND 400 vorgeschlagen. Die ausführenden Fachfirmen haben zum größten Teil diese Abmessungen bei ihren Planungen berücksichtigt.

In den Einzelheiten ließ sich eine Normung bisher nicht durchführen, da die Bauart der verwendeten Flansche noch zu verschieden war.

Die Verbindung der Flansche mit dem Rohr kann auf folgende Arten erfolgen:

- a) durch Gewinde,
- b) durch Aufwalzen,
- c) durch Auflöten,
- d) durch Aufschweißen,
- e) durch Vorschweißen,
- f) durch Aufnieten

oder durch eine Vereinigung dieser Verbindungsarten.

Während Auflöten und Aufschweißen bei Hochdruckanlagen nicht in Frage kommt und auch das Aufnieten nur vereinzelt bei nicht zu hohen Drücken und Temperaturen angewandt wird, sind die Verbindungsarten unter a) und e) noch sehr gebräuchlich.

Das Aufwalzen ist bei größeren Wandstärken (über 10 mm), wie solche bei hohem Druck und größeren Rohrdurchmessern nötig sind, nicht mehr genügend sicher durchzuführen. Früher hat man sich in solchen Fällen durch zusätzliche Nietung geholfen, geht aber von dieser Ausführung infolge häufig eingetretenen Undichtwerdens in den Nietlöchern ab.

Für Hoch- und Höchstdruckanlagen kommen von den genannten Ausführungsarten also nur noch die Gewinde- und die Vorschweißflanschen ernstlich in Betracht. In Abb. 128 und 129 sind diese Bauarten dargestellt.

Die Erhöhung der Dampftemperatur brachte es mit sich, daß auch

diese beiden Bauarten etwas in den Hintergrund rückten. Der Wärme- fluß von innen nach außen bedingt eine höhere Temperatur der Innen- teile gegenüber dem Außenrand der Flansche. Dadurch treten hohe zusätzliche Ringspannungen im Flanschteller auf. Um diesem Nachteil zu begegnen, wurde die Bauart gemäß Abb. 130 mit losem Ringflansch entwickelt. Hier kann sich das Rohr mit dem Bund unabhängig vom Flansch ausdehnen. Der Bund kann entweder als Vorschweißbund (Abb. 130) oder als angestauchter Bund (Abb. 137) ausgebildet werden. Beide Ausführungsarten sind bei einwandfreier Schweißung einander nahezu gleichwertig.

Während der Vorschweißbund im Schmiedever- fahren gepreßt wird, erfolgt die Herstellung der Stauchbunde durch mehrmaliges Stauchen des ver- stärkten Rohrendes bis zur endgültigen Form. Der Stauchprozeß wird in mehreren Hitzen und all- mählich fortschreitend durchgeführt, wodurch ein einwandfreies Gefüge und richtiger Faserverlauf im Bund gewährleistet sind.

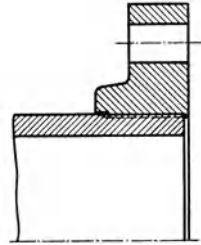


Abb. 128. Hochdruck-
Gewindeflansch.

Eine andere Ausführungsart stellt der angerollte Bördel nach Abb. 131 dar. Daß hier der gefährliche Querschnitt des Bördels wesentlich kleiner als beim Bund und daher auch viel stärker auf Biegung beansprucht ist, leuchtet ohne weiteres ein. Auch ist es nicht mög- lich, Linsendichtungen zu verwenden, da die hier- für notwendige Eindrehung den Bördel unzulässig schwächen würde.

Ein weiterer sehr erwünschter Vorteil der losen Hinterlegflansche ist ihre wesentlich größere Elastizität gegenüber festen Flanschen. Dadurch werden, besonders im Anfahrbetrieb, die Bean- spruchungen der Schrauben günstiger.

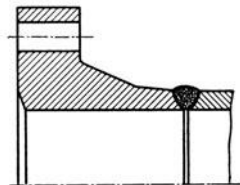


Abb. 129. Hochdruck-Vor-
schweißflansch mit Ein-
drehung für Linsendichtung.

Außerdem seien noch die Bauarten gemäß Abb. 132 und 133 erwähnt, die zuweilen für nicht zu hohe Drücke Anwendung finden. Der ring- verstärkte Bund nach Abb. 132 stellt eine billigere Abart des Stauch- bundes dar, nebst der meiner Firma geschützten Abart für Baustellen- paßrohre.

Die Abmessungen der Ringflansche werden zumeist in Anlehnung an die genormten Anschlußmaße für Stahlgußflansche gewählt. Für die Blattstärke der Ringflansche fehlen bisher genormte Maße. Diese müssen also durch Rechnung ermittelt werden. Man geht auch hier — wie schon früher erwähnt wurde — von einer Entwurfskizze aus und ermittelt an Hand der gewählten Abmessungen die auftretende Beanspruchung. Auf Grund dieser kann man feststellen, ob die gewählte Blattstärke genügt, oder ob sie verkleinert oder vergrößert werden soll.

Es sollen im Abschnitt b) die Richtlinien dafür gegeben werden.

Die Ausbildung der Dichtfläche hängt von den Betriebsverhältnissen und von der zu verwendenden Dichtung ab. Nach den Normen soll man Flanschen mit glatter Dichtfläche nur bis 32 at verwenden und darüber hinaus Vor- und Rücksprung vorsehen.

Durch die Schutzhülse bei den Bundflanschen gemäß Abb. 132 ist der Vor- und Rücksprung zu vermeiden und dadurch bessere Ausbaumöglichkeit der Rohre gegeben. Bei den jetzt für Hochdruckanlagen fast immer verwendeten Stahldichtungen ist ein „Herausfliegen“ wie bei den Faserdichtungen nicht mehr in dem Maße zu befürchten.

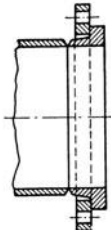


Abb. 130. Vorschweißbund mit loseem Flansch.

Eine aus Amerika stammende und bei uns weiter entwickelte Flanschverbindung ist in Abb. 134 dargestellt. Die Stauchbunde werden mit besonderen Ansätzen versehen und die Dichtfläche der Bunde so sorgfältig und plan „tuschiert“, daß die beiden aufeinanderliegenden Flächen dampfdicht sind. Die Arbeit des Tuschierens erfordert sehr viel Erfahrung und Sorgfalt und lohnt sich nur für Höchstdruckleitungen.

Diese Art der Flanschverbindungen hat sich sehr gut bewährt und ist in sehr großer Anzahl für Höchstdruckanlagen angewandt worden. Sie ist weniger temperaturempfindlich als eine sonst gleiche, aber mit einer besonderen Dichtung versehene Flanschverbindung.

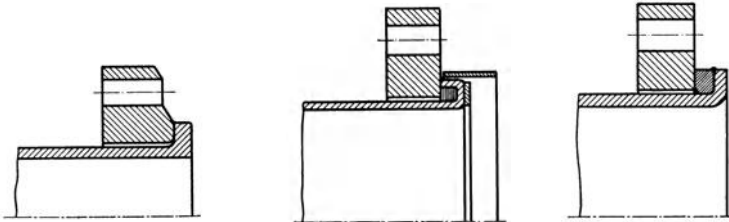


Abb. 131. Angerollter Bördel mit loseem Ringflansch.

Abb. 132. Ringverstärkter Bund mit loseem Flansch.

Abb. 133. Ringverstärkter Bördel (Baustellenausführung).

Die Ansätze an den Bunden stellen sogenannte „Schweißlippen“ dar und können nach erfolgreich bestandem Probetrieb zugeschweißt werden. Die Erfahrung hat aber gezeigt, daß solche Verbindungen, soweit sie nicht durch zusätzliche Biegungsspannungen besonders ungünstig beansprucht sind, anstandslos auch ohne Verschweißen der Lippen jahrelang dichthalten.

Diese Verbindungsart läßt sich natürlich nicht nur zwischen zwei Rohren, sondern mit gleichem Erfolg auch beim Anschluß an Stahlgußformstücke oder zwischen einem Formstück und einem Absperrorgan anwenden. Die Stahlgußformstücke bzw. Schiebergehäuse erhalten zu

diesem Zweck ähnliche Ansätze mit Schweißlippe. Der Stahlguß muß an den Dichtflächen ganz besonders sauber und lunkerfrei sein, um ein Tuschieren zu ermöglichen.

Eine andere und sicher billigere Lösung für die Stahlgußstücke besteht darin, daß diese Ansätze nicht angegossen, sondern gemäß Abb. 135 an das Formstück angesetzt werden. Dadurch vermeidet man die teure und unerwünschte Modelländerung und hat außerdem den Vorteil, daß die eingesetzten Ringe zur Not auch ausgewechselt werden können.

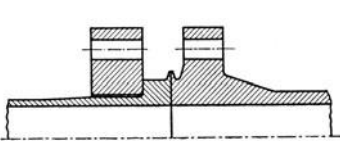


Abb. 134. Höchstdruck-Flanschverbindung mit tuschierten Dichtflächen.

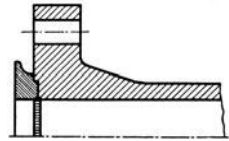


Abb. 135. Stahlgußflansch mit eingesetztem Ansatz und Schweißlippe.

Die Schweißnaht zwischen dem angesetzten Ring und dem Stahlgußkörper wird in keiner Weise beansprucht und stellt lediglich eine Dichtschweißung dar, da der Ring von der Schraubenkraft der Flanschverbindung fest angepreßt wird.

Eine ähnliche bei der Marine entwickelte und neuerdings auch in Landdampfananlagen versuchsweise eingebaute Flanschverbindung mit Membrandichtung ist in Abb. 136 dargestellt. Sie hat sich seit längerer Zeit in einer

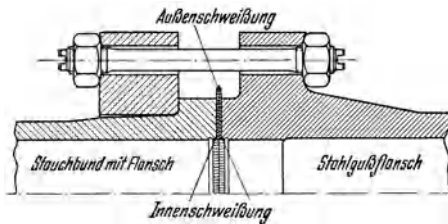


Abb. 136. Höchstdruck-Flanschverbindung mit Membrandichtung.

Anlage von 80 atü 500° C und einer solchen mit 120 atü 520° C gut bewährt. Die Membrandichtung besteht aus zwei ebenen Ringscheiben, von denen eine am Innenrand mit dem einen Flansch (Bund) und die zweite ebenso mit dem anderen Flansch dicht verschweißt ist. Nach dem Zusammenbau werden die beiden Ringscheiben am Außenrand miteinander verschweißt und stellen somit eine auch bei wechselnden Betriebsverhältnissen absolut dichte Verbindung dar.

Der Vorteil dieser neuartigen Verbindung besteht darin, daß die Dichtheit auch ohne das langwierige und kostspielige Tuschieren erreicht wird. Außerdem kann die Schraubenspannung etwas geringer gewählt werden, womit die Betriebssicherheit der Verbindung wiederum erhöht wird.

Die Dichtheit der inneren Schweißraupe an der Membrandichtung

muß vor dem Zusammenbau mittels einer besonderen Vorrichtung geprüft werden.

In bezug auf die Werkstoffwahl wird man sich nach den Betriebsverhältnissen und der vorgesehenen Nenndruckstufe richten müssen. Während man bei niedrigen Drücken und Temperaturen bedenkenlos die nach DIN festgelegten Stähle St 37.11 bzw. St 42.11 zugrunde legen kann, muß bei Hoch- und erst recht bei Höchstdruckanlagen die zweckmäßige Auswahl des Flanschenwerkstoffes auf Grund der rechnerisch ermittelten Beanspruchungen erfolgen. Es werden also mit Rücksicht auf die hohe Temperatur vorwiegend Mo- bzw. Cr-Mo- oder Cr-Valegierte Stähle in Frage kommen.

b) Berechnung der Flansche.

Die Erfahrungen haben gezeigt, daß die Berechnung fester Flansche für Hochdruck-Dampfleitungen nach den Angaben DIN 2505 zu wenig den tatsächlichen Spannungsverhältnissen entspricht und daher zu einer falschen Bemessung der festen Flansche führt.

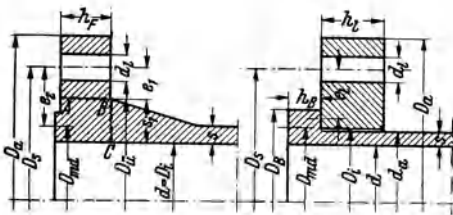


Abb. 137. Stahlgußflansch und Stauchgußflansch (loser Ringflansch).

In Zusammenarbeit der maßgebenden Rohrleitungsfirmen und der Vereinigung der Großkesselbesitzer (VGB) mit Prof. E. Siebel wurden neue Berechnungsgrundlagen für lose und feste Flanschen geschaffen, die der wirklichen Spannungsverteilung besser gerecht werden und daher

zuverlässige Werte ergeben. Da diese Flanschenberechnung auch behördlicherseits für die Begründung der Legierungs-Zuteilungen verlangt wird, sollen nachstehend die neuen festgelegten Formeln, ohne auf ihre theoretische Entwicklung einzugehen, gebracht werden. Der Rechnungsgang ist folgender:

Die Schraubenvorspannkraft im kalten Zustand ist festgelegt mit

$$P_{s_0} = P_D + P_b = 3,2 \cdot P_i \text{ in kg für schmale Dichtungen}^1, \quad (92)$$

$$P_{s_0} = P_D + P_b = 4,0 \cdot P_i \text{ in kg für breite Dichtungen}^1, \quad (93)$$

darin ist $P_i = \frac{\pi}{4} D_{md}^2 \cdot p =$ Innendruckkraft in kg bezogen auf den mittleren Dichtungsdurchmesser. Für Verbindungen mit Membrandichtung nach Abb. 136 hat sich die Schraubenvorspannkraft

$$P_{s_0} = 1,5 \frac{\pi}{4} D_d^2 \cdot p \quad (94)$$

bewährt, worin D_a den Außendurchmesser der Membranscheiben in cm darstellt. Die im warmen Zustand (Betrieb, Beharrungszustand) hinzukommende Zusatzkraft infolge der Temperaturunterschiede innerhalb der Flanschverbindung wird durch die gleichzeitig auftretende Erhöhung der Elastizität aller Flanschen- und Schraubenteile (infolge Absinkens des Elastizitätsmoduls E bei höheren Temperaturen) mehr als ausgeglichen, wie eingehende Untersuchungen gezeigt haben. Man rechnet also sicher genug, wenn die gleichen Kräfte auch im Betrieb wirkend eingesetzt werden, d. h. es ist die Schraubenkraft im Betrieb (Beharrungszustand)

$$P_{SB} = 3,2 \cdot P_i \text{ in kg für schmale Dichtungen}^1, \quad (92a)$$

$$P_{SB} = 4,0 \cdot P_i \text{ in kg für breite Dichtungen}^1. \quad (93a)$$

Für Membrandichtungen siehe oben Gl. (94)

Unter Hinweis auf die Abb. 137 folgt:

Für feste Flanschen:

Radiale Spannung im Flanschteller Schnitt $A-B$

$$\sigma_{r1} = \frac{6 \cdot P_{SB} \cdot e_1}{\pi \cdot h_f^2 \cdot (D_i + 2 \cdot s_1)} \cdot B_1 \text{ in kg/cm}^2, \quad (95)$$

Biegespannung im Halsansatz Schnitt $B-C$

$$\sigma_{r2} = \frac{6 \cdot P_{SB} \cdot e_2}{\pi \cdot s_1^2 (D_i + s_1)} \cdot B_2 \text{ in kg/cm}^2. \quad (96)$$

Die Werte B_1 und B_2 sind in der Abb. 138 in Abhängigkeit von dem gewählten $m = (D_i + s_1)/(D_a - D_i)$ und $n = s_1/h_f$ zu entnehmen. Die Biegespannung σ_{r2} ist normalerweise größer und daher für die Bemessung maßgebend. Die Blattstärke h_f ist durch das gewählte Verhältnis n festgelegt.

Für lose Flanschen ist die mittlere Tangentialspannung

$$\sigma_{tm} = \frac{P_{SB} \cdot e_i}{2 \cdot \pi \cdot W_F} \text{ in kg/cm}^2, \quad (97)$$

worin

$$W_F = \frac{(D_a - D_i - 2d_i) \cdot h_i^2}{12} \quad (98)$$

das Widerstandsmoment des Flansches in cm^3 ist.

¹ Schmale Dichtungen sind:
Linsendichtungen,
Spießkantdichtungen,
Rillendichtungen bis zu
7 Kämme.

Breite Dichtungen sind:
Rillendichtungen mit über 7 Kämme,
gewellte Dichtungen mit Asbestauflage
oder dgl. und tuschierte Flächen.

Für Blindflansche ist die größte Beanspruchung in Flanschenmitte (Radialspannung)

$$\sigma_r = 0,75 \frac{6 \cdot P_{BB} \cdot e_2}{\pi \cdot h_b^3 \cdot d} \text{ kg/cm}^2. \quad (99)$$

Sämtliche Maße sind in cm einzusetzen.

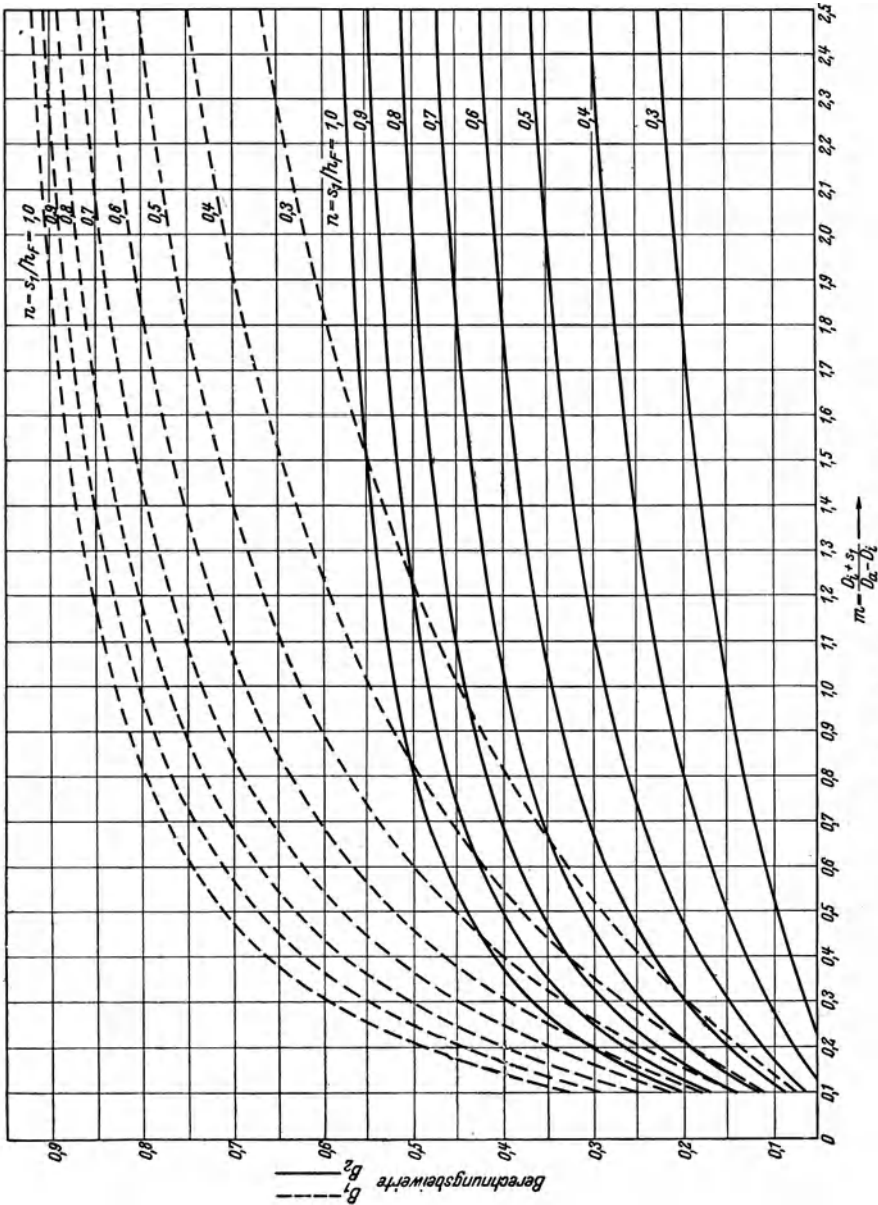


Abb. 138. Hilfswerte für Flanshberechnung.

Die Abmessungen der Flansche sind so zu wählen, daß sowohl für feste wie für lose Flanschen mindestens eine 1,1fache Sicherheit gegenüber der Dauerstandsfestigkeit σ_D des Werkstoffes bei der tatsächlichen Betriebstemperatur gewährleistet ist, d. h.

$$S_F = \frac{\sigma_D}{\sigma_{r_1}} = \frac{\sigma_D}{\sigma_{r_2}} = \frac{\sigma_D}{\sigma_{t_m}} \geq 1,1. \quad (100)$$

Zur Berechnung der Sicherheit muß die Dauerstandsfestigkeit σ_D des Werkstoffes bei der tatsächlichen Temperatur des Flansches bzw. der Bolzenschrauben eingesetzt werden. Die annähernde Temperaturverteilung in einer Flanschverbindung kann mit Hilfe der Zahlentafel 15 ermittelt werden, wo die Temperaturen der Einzelteile für die drei möglichen Variationen der Flanschverbindungen in vH der Dampftemperatur an Hand von Versuchsmessungen angegeben sind.

Zahlentafel 15. Temperaturverteilung in der Flanschverbindung bei guter Isolierung.

Art der Flanschverbindung	in vH der Dampftemperatur		
	loser Flansch + loser Flansch	loser Flansch + fester Flansch	fester Flansch + fester Flansch
fester Flansch	—	95	95
loser Flansch	90	90	—
Staubbund	96	96	—
Bolzenschraube	89	90	93
Mutter	87	88	90
Dichtung	96	96	96

Wie man sieht, muß der Flansch zunächst entworfen werden, um die Beanspruchungen nach den angegebenen Formeln berechnen zu können. Danach müssen die Abmessungen nötigenfalls berichtigt und die Rechnung wiederholt werden.

Die Schraubenspannung bei z Schrauben mit einem Schaftdurchmesser d_s cm (glatt abgedrehter Teil) ist dann:

$$\sigma_S = \frac{P_{SB} \cdot 4}{\pi \cdot d_s^2 \cdot z} \text{ kg/cm}^2. \quad (101)$$

Die Sicherheit gegenüber der Dauerstandsfestigkeit soll

$$S_B = \frac{\sigma_D}{\sigma_S} \geq 1,5 \text{ (nach VGB mind. 1,3)} \quad (102)$$

gewährleistet sein, wenn der Gewindekerndurchmesser im Hinblick auf die Kerbwirkung des Gewindes

$$d_k = 1,05 \text{ bis } 1,1 \cdot d_s \quad (103)$$

ist.

Es sei noch folgendes bemerkt. Eingehende Untersuchungen haben gezeigt, daß bei vernünftigen Anfahren der Anlage die Beanspruchungen

im Anfahrzustand infolge der großen Temperaturunterschiede zwar größer sind, die Sicherheit jedoch mit Rücksicht auf die wesentlich höher liegende Streckgrenze des Werkstoffes bei der Anfahrtemperatur günstiger ist als im Betriebszustand. Daher ist der Betriebs- und nicht der Anfahrzustand für die Bemessung der Flanschverbindung maßgebend.

Beispiel 19. Für eine Dampfleitung 120 atü 500° C soll eine Flanschverbindung Stauchbundflansch mit Stahlgußflansch ähnlich Abb. 134 mit 200 NW und den Hauptabmessungen nach ND 320 mit tuschierten Flächen nachgerechnet werden. Rohr 241 × 20 mm, also $d = 201$ mm.

Es sei also nach dem ersten Entwurf:

$$\begin{array}{ll} D_a = 525 \text{ mm} & D_B = 310 \text{ mm} \\ D_s = 440 \text{ mm} & D_i = 258 \text{ mm (für losen Flansch)} \\ D_a = 350 \text{ mm} & h_f = 100 \text{ mm} \\ s_1 = 0,5 (D_a - d) = 75 \text{ mm} & h_i = 110 \text{ mm} \} \text{zunächst gewählt} \\ d_i = 42 \text{ (16 Löcher)} & h_B = 55 \text{ mm} \end{array}$$

Daraus folgt:

$$\begin{array}{ll} D_{ma} = 0,5 (D_B + d) & = 255 \text{ mm} \\ e_1 = 0,5 (D_s - D_a) & = 45 \text{ mm} \\ e_2 = 0,5 (D_s - D_{ma}) & = 92,5 \text{ mm} \\ e_i = 0,25 (2D_s - D_B - D_i) & = 78 \text{ mm} \end{array}$$

$$P_i = \frac{\pi}{4} \cdot 25,5^2 \cdot 120 = 61200 \text{ kg}$$

$$P_{SB} = 4 \cdot P_i = 245000 \text{ kg (für tuschierte Flächen).}$$

$$\text{Für } m = \frac{20,1 + 7,5}{52,5 - 20,1} = 0,852 \text{ und } n = \frac{7,5}{10} = 0,75 \text{ folgt aus Abb. 138}$$

$$B_1 = 0,722; \quad B_2 = 0,40.$$

Damit ist für den festen Flansch:

$$(\sigma_D = 1500 \text{ kg/cm}^2 \text{ bei } 475^\circ \text{ C Flanschttemperatur})$$

$$\sigma_{r1} = \frac{6 \cdot 245000 \cdot 4,5}{\pi \cdot 10^2 \cdot (20,1 + 15)} \cdot 0,722 = 434 \text{ kg/cm}^2,$$

$$\sigma_{r2} = \frac{6 \cdot 24500 \cdot 9,25}{\pi \cdot 7,5^2 (20,1 + 7,5)} \cdot 0,4 = 1115 \text{ kg/cm}^2,$$

$$S_F = \frac{1500}{1115} = 1,34.$$

Also reicht der Stahlgußflansch aus.

Für den losen Flansch: ($\sigma_D = 1900 \text{ kg/cm}^2$ bei 450° C Flanschttemperatur für Cr-Mo-Stahl)

$$W_F = \frac{(52,5 - 25,8 - 2 \cdot 4,2) \cdot 11^2}{12} = 184,5 \text{ cm}^3,$$

$$\sigma_{tm} = \frac{245000 \cdot 7,8}{2 \cdot \pi \cdot 184,5} = 1650 \text{ kg/cm}^2,$$

Sicherheit

$$S = \frac{1900}{1650} = 1,15,$$

also ausreichend.

Bei Verwendung von Membrandichtungen an Stelle der tuschierten Flächen würde bei einem Außen- \varnothing der Membranscheibe $D_d = 335$ mm die Schraubenkraft nach Gl. (94)

$$P_{sB} = 1,5 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 33,5^2 \cdot 120 = 158500 \text{ kg}$$

sein. Sämtliche Beanspruchungen würden im gleichen Verhältnis, also rd. 35 vH gegenüber denjenigen bei tuschierten Flächen kleiner ausfallen. Beim Vergleich mit einer Verbindung mit Linsendichtung wird der Unterschied nicht so groß sein.

Für den Bund erfolgt die Berechnung sinngemäß so wie für den festen Flansch. Nur bei der Ausrechnung der Hebelarme e_1 und e_2 wird an Stelle von D_s (Lochkreis- \varnothing) der Außendurchmesser des Bundes eingesetzt, da die Schraubenkraft infolge der Verformung des Flansches praktisch dort angreift. Im Gegensatz zum festen Flansch wird aber der Bund bei Verwendung einer Flachdichtung nur durch die Kraft P_t auf Biegung beansprucht, da er auf der ganzen Fläche aufliegt. Nur wenn z. B. eine Linsendichtung oder eine andere Dichtung mit linienförmiger Berührung vorliegt, müßte für das Biegemoment im Bund die Gesamtkraft P_{sB} eingesetzt werden.

Wie das Beispiel 19 zeigt, ist der lose Ringflansch trotz seiner größeren Blattstärke ungünstiger beansprucht als der feste Flansch. Er ist allerdings auch wesentlich elastischer, gibt also bei zusätzlichen Wärmespannungen durch ungleiche Temperaturverteilung (in Heißdampfleitungen) besser nach und verhindert somit eine Überbeanspruchung der Schrauben.

Die Berechnung der Elastizität (Durchbiegung) eines Flansches ist außerordentlich umständlich. Da diese Rechnung normalerweise nicht erforderlich ist, genügt der Hinweis auf das Fachschrifttum [178 bis 183].

Zum Vergleich sei nachstehend für die Flansche nach Abb. 134 der Unterschied in der Elastizität an Hand von Zahlen gezeigt.

Die Durchbiegungen betragen bei der im Beispiel 19 festgelegten Gesamtschraubenkraft $P_{sB} = 245000$ kg

für den losen Flansch $y_l = 0,015$ cm mit $h_l = 110$ mm,

für den festen Flansch $y_f = 0,0059$ cm mit $h_f = 100$ mm

im kalten Zustand. Der lose Flansch ist also 2,5mal elastischer als der feste Flansch.

Die Durchbiegung der Flansche interessiert in solchen Fällen, wenn die im Anfahrzustand auftretenden Beanspruchungen ermittelt werden sollen. Nachstehend mögen nur die hierbei maßgebenden Gesichtspunkte kurz erläutert werden.

Beim Anfahren der Leitung, d. h. während der Anwärmezeit, erwärmen sich die dem Dampfraum näherliegenden Teile, wie Rohr, Bund, Dichtung schneller als der Flansch und erst recht rascher als die Schrauben. Die Wärmeausdehnung der inneren Teile ist also größer als die-

jenige der Schrauben. Infolgedessen treten zusätzliche Spannungen auf, die teilweise durch die Flanschdurchbiegung, zum größten Teil aber durch elastische Reckung der Schrauben den entstandenen Dehnungsunterschied ausgleichen.

Je schneller das Anwärmen der Leitung erfolgt, um so größer sind die Dehnungsunterschiede und folglich auch die Zusatzspannungen, weil eine stärkere Temperaturvoreilung des Bundes und Flansches gegenüber den Schrauben auftritt.

Es kann daher nicht oft genug betont werden, daß ein langsames vorsichtiges Inbetriebnehmen einer Hochdruck-Heißdampfleitung im eigenen Interesse des Betriebes ist. Wird diese Forderung nicht erfüllt, so können die Schrauben durch die zusätzlich anwachsenden Wärmespannungen über die Elastizitätsgrenze beansprucht werden und erfahren somit eine bleibende Dehnung. Die Flanschverbindung wird undicht.

Daraus erkennt man auch den Vorteil der höheren Elastizität loser Hinterlegflanschen. Eine Verbindung von 2 Stahlguß- oder Vorschweißflanschen ist demnach in dieser Hinsicht viel empfindlicher, weil die festen Flansche weniger nachgiebig sind und folglich größere Dehnungsunterschiede von den Schrauben aufgenommen werden müssen.

Man hat früher versucht, mit Hilfe von federnden Unterlegscheiben die zusätzlichen Wärmedehnungen von den Schrauben fernzuhalten. Die Versuche scheiterten aber zum größten Teil daran, daß es noch keinen Federstahl gibt, der bei den hohen Temperaturen seine elastischen Eigenschaften beibehält. Die Federn drückten sich nach einiger Zeit zusammen und verloren damit ihren Sinn.

Aus dem Schrifttum über Flansche und besonders deren Berechnung seien erwähnt: E. Schulz und A. Schiller [180], Timoshenko [181], v. Jürgensonn [173] und VGB [182].

5. Schrauben.

Die Schrauben stellen eines der wichtigsten und am stärksten beanspruchten Bauteile innerhalb einer Rohrleitung dar. Man hat in den letzten Jahren im Zusammenhang mit den beim Bau und Betrieb von Höchstdruckanlagen gewonnenen Erfahrungen der Ausführung und richtigen Werkstoffauswahl für die Schrauben ganz besondere Aufmerksamkeit geschenkt.

Während für Nieder- und Mitteldruckanlagen fast ausnahmslos Sechskantkopfschrauben nach DIN 601 bzw. 931 mit je einer Sechskantmutter nach DIN 555 bzw. 934 Verwendung finden, ist diese Ausführung für Hoch- und Höchstdruckanlagen nicht sicher genug. Der angepreßte Kopf der Schraube wird durch beiderseitiges Gewinde ersetzt, so daß Bolzenschrauben mit je zwei Muttern entstehen. Im

Normblatt DIN 2507 sowie im Ergänzungsblatt hierzu wurde eine zweckmäßige und in der Praxis bewährte Unterteilung der verschiedenen Schraubenarten und ihrer Werkstoffe je nach den Betriebsverhältnissen vorgeschlagen. Es soll daher nachstehend nur die Ausführung der Bolzenschrauben für Höchstdruckanlagen behandelt werden.

Für hohe Drücke und Temperaturen kommen nur Bolzenschrauben nach DIN E 2510 gemäß Abb. 139 in Frage. Das beiderseits geschnittene Gewinde muß äußerst sauber bearbeitet und zweckmäßig geschmirgelt werden, um ein Festfressen der Mutter durch übrigbleibende Grate oder Schnittspäne zu vermeiden. Natürlich soll auch das Muttergewinde peinlich sauber gemacht sein und mit dem Bolzensgewinde gute Flankenauflage haben. Es sollte also darauf geachtet werden, daß das Gewindeschneiden auf nicht zu leichten, erschütterungsfrei arbeitenden Maschinen erfolgt.

Das gleiche betrifft auch den glatten Schaft der Bolzen, der höchste Oberflächengüte (Schleifen) aufweisen muß. Häufig poliert man sogar den Bolzenschaft, um unbedingte Gewähr für eine tadellose Oberfläche zu haben.

Die Lösbarkeit von Verschraubungen wurde auf dem Versuchsstand an einem $\frac{3}{4}$ "

Whitworth-Feingewinde nach DIN 240 nach 500ständiger Glühung bei 500° in Luft untersucht. Großer Zugfestigkeitsunterschied von Mutter und Bolzen erhöht die Lösbarkeit. Das bei Höchstdruckanlagen bisher bevorzugte normale Whitworth-Gewinde nach DIN 11 verringert in hohem Maße die Freßneigung. Phosphatieren des Gewindes erhöht die Lösbarkeit; brünierte und vorverzunderte Muttern waren stets ohne Fressen lösbar. Auch Nitrierung der Mutter wirkt im gleichen Sinne.

Wenn die gleichen Versuche auch ergaben, daß ein Einschmieren mit Fett, Öl oder Graphit die Lösbarkeit nicht erhöht, so ist dieses Mittel doch äußerst wichtig, um die Verdrehungsspannung in den Bolzen beim Anziehen der Muttern möglichst niedrig zu halten. Die Verdrehungsspannung erreicht trotzdem Werte von 40 bis 50 vH der in der Schraube wirkenden Zugbeanspruchung.

Die früher strittige Meinung, ob der Schaft unter Kerndurchmesser abgedreht oder mit dem äußeren Gewindedurchmesser gleichbleibend belassen werden soll, ist jetzt für hochbeanspruchte Bolzenschrauben endgültig zugunsten der erstgenannten Ausführungsart entschieden. Je nach der Kerbempfindlichkeit des Bolzenwerkstoffes und der Art des Gewindes wird der Schaft so weit unter den Kerndurchmesser abgedreht, daß das Verhältnis

$$\frac{\text{Kernquerschnitt}}{\text{Schaftquerschnitt}} = 1,1 \text{ bis max. } 1,2 \quad (104)$$

ist. Das bedeutet $d_k = 1,05 \text{ bis } 1,1 \cdot d_s$.



Abb. 139. Höchstdruck-Bolzenschraube.

Damit wird angestrebt, die höchsten Beanspruchungen in den glatten Schaft zu verlegen und den durch das Gewinde kerbdurchsetzten Gewindeteil geringer zu belasten. Der Übergang vom Gewinde zum Schaft muß möglichst schlank und kerbfrei erfolgen.

Für Höchstdruck gibt es zwei Arten der Gewindeausführung:

- a) Whitworth-Gewinde nach DIN 11.
- b) Whitworth-Feingewinde nach DIN 240.

Die unter b) genannte Gewindeart hat den unbestrittenen Vorzug, daß der Kernquerschnitt des Feingewindes bei nahezu dem gleichen Gewindeaußendurchmesser um rd. 20 vH größer ist als beim normalen Whitworth-Gewinde. Man kann also, ohne den Flansch durch größere Schraubenlöcher zu schwächen, einen größeren tragenden Gesamtschraubenquerschnitt auf dem gleichen Lochkreisdurchmesser unterbringen. Die spezifische Belastung der Schrauben fällt somit geringer aus.

Eine Gegenüberstellung der beiden Gewindearten ist in nachstehender Zahlentafel gegeben.

Zahlentafel 16. Gewindeübersicht.

Whitworth-Gewinde DIN 11					Whitworth-Feingewinde DIN 240				
Nenn- durch- messer	Äußerer Ge- winde- durch- messer	Kern- durch- messer	Kern- quer- schnitt	Loch- durch- messer	Nenn- durch- messer	Äußerer Ge- winde- durch- messer	Kern- durch- messer	Kern- quer- schnitt	Loch- durch- messer
Zoll	mm	mm	cm ²	mm		mm	mm	cm ²	mm
$\frac{7}{8}$	22,226	18,611	2,72	25	W 24 × $\frac{1}{10}$	23,624	20,746	3,380	26
1	25,401	21,335	3,575	28	W 27 × $\frac{1}{10}$	26,624	23,746	4,429	29
$1\frac{1}{8}$	28,576	23,929	4,497	32	W 30 × $\frac{1}{10}$	29,624	26,746	5,618	33
$1\frac{1}{4}$	31,751	27,104	5,77	35	W 33 × $\frac{1}{10}$	32,624	29,746	6,949	36
$1\frac{3}{8}$	34,926	29,505	6,837	38	W 36 × $\frac{1}{8}$	35,530	31,934	8,009	39
$1\frac{1}{2}$	38,101	32,680	8,388	42	W 39 × $\frac{1}{8}$	38,530	34,934	9,585	42
$1\frac{3}{4}$	44,452	37,946	11,310	48	W 45 × $\frac{1}{8}$	44,530	40,934	13,160	48
$1\frac{7}{8}$	47,627	40,398	12,818	51	W 48 × $\frac{1}{8}$	47,530	43,934	15,160	51
2	50,802	43,573	14,912	55	W 52 × $\frac{1}{8}$	51,530	47,934	18,050	56

Ein wesentlicher Nachteil des Feingewindes besteht darin, daß der Abrundungshalbmesser im Gewindegrund beim Feingewinde kleiner ist als beim normalen Whitworth-Gewinde. Erstere Gewindeart ist daher kerbempfindlicher.

Aus diesem Grunde scheidet das für schwarze und blanke Maschinenschrauben (bis $\frac{3}{4}$ "') neuerdings vorgeschriebene metrische Gewinde nach DIN 13 und 14 in seiner jetzigen Form für die Bolzenschrauben der Hoch- und Höchstdruckanlagen vollkommen aus, da es einen noch geringeren Abrundungshalbmesser im Gewindegrund aufweist und daher noch kerbempfindlicher ist.

Außerdem muß beachtet werden, daß beim Feingewinde die spezifische Pressung in den Gewindegängen zwischen Bolzen und Mutter entsprechend höher ausfällt, weil die Gewindetiefe geringer ist als beim normalen Whitworth-Gewinde. Diese Flächenpressung muß also auch rechnerisch nachgeprüft und bei der Auswahl des Mutterwerkstoffes berücksichtigt werden.

Ferner hat das Feingewinde verlegungstechnisch einen gewissen Nachteil. Infolge der geringeren Gewindesteigung kann mit gleichem Kraftaufwand am Schraubenschlüssel (gleiches Drehmoment) die Mutter wesentlich stärker angezogen werden. Da die Bolzenschrauben von Höchstdruckdampfleitungen mit allen erdenklichen Vorsichtsmaßregeln angezogen werden müssen, besteht die Gefahr, daß durch das äußerst leichte Anzugsmoment bei Feingewinde die Schrauben überrecks werden, weil dem Monteur das Gefühl für die bereits erreichte Höhe der Schraubenvorspannung verlorengeht.

Hierzu muß folgendes bemerkt werden: um die rechnungsmäßig festgelegte Schraubenbeanspruchung bei der Verlegung überwachen zu können, werden bei Höchstdruckanlagen sogenannte Schraubenmeßlehren angewandt. Das sind Feinmeßgeräte bis zu $\frac{1}{100}$ und sogar $\frac{1}{1000}$ mm Genauigkeit, mit deren Hilfe die Schraubenverlängerung beim Anziehen der Muttern nachgeprüft wird. Aus der Längung der Schrauben kann man rückwärts auf die erzielte Vorspannung schließen. Somit wird ein übermäßiges und schädliches Anziehen der Bolzenschrauben vermieden, was zu einer erheblich längeren Lebensdauer derselben beiträgt. Ein solches Feinmeßgerät ist in Abb. 140 dargestellt.

Mit dieser Meßlehre lassen sich gewöhnlich nur einige Schrauben bei einer Flanschverbindung nachmessen. Bei den übrigen muß der Monteur, sich an die gemessenen Schrauben anpassend, „nach Gefühl“ anziehen. Hier liegt auch die Gefahr der Überrecksung bei Verwendung von Feingewinde.

Zur Kennzeichnung der hochwertigen Bolzenschrauben aus legiertem Stahl ist nach DIN E 2510 an beiden Bolzenenden für Leitungen bis 450° C je ein Zweikantzapfen, für solche über 450° C je ein Vierkantzapfen vorgeschlagen (s. Abb. 139). Dieser soll auch zum Festhalten der Bolzen beim Anziehen der Mutter dienen.

Bei Bolzenschrauben aus unlegiertem Stahl werden beiderseits Zapfen mit Schlitz vorgesehen.

Dementsprechend sollen die Muttern aus legiertem Sonderstahl an

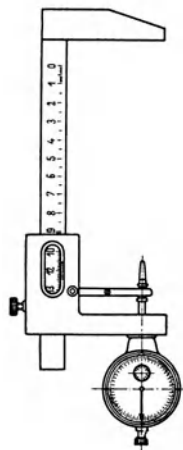


Abb. 140. Meßlehre für die Prüfung der Bolzenvorspannung.

beiden Seiten einen flachen zylindrischen Ansatz als Kennzeichen erhalten, in Gegensatz zu Muttern aus St 50.11, die nur einerseits mit einem solchen Ansatz versehen werden.

Im übrigen werden die Muttern für Hochdruckanlagen mit einer Höhe gleich dem Bolzendurchmesser ausgeführt. Bei der Berechnung der Flächenpressung in der Mutter dürfen höchstens 75 vH der Gewindegänge als tragend angenommen werden. Die dem Flansch nächstliegenden Gewindegänge sind am höchsten beansprucht (siehe Schrifttum [191] und [192]).

Die Muttern müssen sich ganz leicht mit der Hand auf dem Bolzen- gewinde drehen lassen. Eine befriedigende Norm für das Gewindespiel konnte bisher noch nicht gefunden werden. Es ist daher zweckmäßig, die Muttern auszusuchen und aufzupassen.

Als Werkstoffe für die Höchstdruck-Bolzenschrauben kamen früher hauptsächlich Chrom-Molybdän-Sonderstähle in Frage. Neuerdings werden Cr-Va-legierte Stähle evtl. mit etwas Mo-Zusatz bevorzugt, jedoch möglichst nicht nickellegiert. Die vor einiger Zeit vereinzelt vorgekommenen verformungslosen Brüche an Bolzen aus einem Cr-Ni-Mo-Stahl ließen die Vermutung aufkommen, daß der Nickelzusatz in dieser Beziehung schädlich sei.

Zahlentafel 17 zeigt verschiedene Sonderstähle für Bolzenschrauben und Muttern. Am Schluß derselben sind einige Austauschstähle ohne bzw. mit herabgesetztem Mo-Gehalt aufgeführt. Zum Teil haben die Herstellerwerke Mo-arme Stähle unter der früheren Bezeichnung mit fast den gleichen Eigenschaften entwickelt. Beachtung verdienen die Mo-freien, nur mit Cr und Va legierten Bolzenstähle mit hohen Warmfestigkeitseigenschaften. Die Arbeiten auf diesem Gebiet sind teilweise noch nicht abgeschlossen, vor allen Dingen fehlen Erfahrungen über die Betriebsbewährung auf längeren Zeitraum.

Im Schrifttum wurden die Höchstdruckschrauben von A. Thum [197, 198], H. Vollbrecht [199], H. Staudinger [196] und Brunner [190] behandelt. Eine Zusammenfassung der bisherigen Erkenntnisse auf diesem Gebiet bringt Martinaglia [193].

6. Dichtungen.

Die bei niedrigen Drücken üblichen Dichtungen aus Klingerit, Tauril, Asbest, Gummi oder Pappe eignen sich für höhere Betriebsdrücke und Dampftemperaturen nicht. Infolge der zu geringen Festigkeit besteht die Gefahr des Herausfliegens, weil die Reibung der Anpreßkraft allein nicht mehr ausreicht.

Infolgedessen verwendet man bei höheren Drücken fast ausnahmslos Dichtungsringe aus Metall, wie z. B. Kupfer, Nickel, V 2 A oder Weich-

Zahlentafel 17. Neue Bolzen- und Mutterstähle.

Stahlgruppe	Marken- bezeichnung	Liefer- werk ¹	Zusammensetzung (Richtwerte) in vH				Zug- festig- keit kg/mm ²	Dehnung bei $L = 5d$ vH	Kerb- zähig- keit mkg/cm ²	Gewährleistete							
			Mn	Cr	Va	Mo				Warmstreckgrenze in kg/mm ² bei			Dauerstandfestigkeit in kg/mm ² bei				
										20°	300°	400°	450°	400°	450°	500°	550°
Mn—Si	St C 35.61	—	0,8	—	—	—	50/60	23	6	28	18	14	12	12	8	4	—
	St C 45.61	—	0,8	—	—	—	60/70	19	4	34	22	16	14	12	8	5	—
	BC 324	FK	1,0	—	—	—	47/56	24	8	32	23	19	16	19	15	6	—
	HMS 70	DEW	0,70	—	—	—	60/70	17	6	34	27	21	16	10	6	2	—
Va	MV 20	DEW	1,50	—	0,15	—	70/80	17	5	45	37	32	29	18	12	6	—
	D 2418	RW	1,30	—	0,15	—	55/75	17	—	40	—	—	—	18	12	8	—
Cr—Va	FM 442	FK	—	1,0	0,20	—	60/75	18/16	8	45	37	30	27	22	18	12	5
	FM 665	„	—	1,30	0,50	—	70/80	16	8	50	40	36	33	32	24	18	8
	CV 110	DEW	0,40	1,50	1,20	—	80/95	15	4	60	50	41	37	40	30	20	10
	CV 60	„	0,40	1,50	0,60	—	80/95	15	4	60	50	41	37	35	25	15	7
	CV 30	„	1,0	1,20	0,25	—	70/80	17	8	45	37	32	29	30	20	10	5
	D 3516	RW	0,70	1,30	0,50	—	80/95	16	—	60	—	—	—	35	25	15	7
	D 3520	„	0,70	1,30	1,10	—	80/95	15	—	60	—	—	—	40	30	20	10
	FKM 4665	FK	0,50	1,50	0,45	0,40	80/95	16	8—10	60	54	49	45	45	32	22	12
Cr—Mo—Va	CV 120	DEW	0,40	1,40	0,45	0,40	80/95	15	7	60	—	40	36	36	—	20	—
	CV 70	„	0,40	1,10	0,30	0,25	50/65	23	10	30	27	25	21	25	20	15	—
	D 5520	RW	0,50	1,30	0,50	0,40	80/95	15	—	60	—	—	—	40	30	20	10
	D 5516	„	0,50	1,30	0,25	0,25	70/85	17	—	55	—	—	—	—	20	15	7

¹ FK = Fried. Krupp A.G., Essen; DEW = Deutsche Edelstahlwerke A.G., Krefeld; RW = Ruhrstahl. A.G., Witten.

eisen oder eine Vereinigung von Stahl und Faserstoff, wie es die unter dem Namen Götze bekannten Dichtungen sind.

Die Dichtungsfrage stand in der letzten Zeit im Vordergrund des Interesses. Es sind auch verschiedentlich bemerkenswerte Untersuchungen über das Verhalten von Dichtungen erfolgt, wie z. B. von E. Siebel [194] und [195]. W. Brunner [190] untersuchte die Dichtungen bis zu Drücken von 650 at und Temperaturen von 500° C.

Siebel stellt auf Grund seiner Untersuchungen fest, daß es möglich ist, für jeden vorkommenden Druck und jede Temperatur Dichtungen zu finden, bei denen ein gutes Dichthalten im Betrieb mit Sicherheit gewährleistet ist. Voraussetzung hierfür ist, daß die an der Flanschverbindung wirkende Gesamtschraubenkraft rund das Dreifache der durch den Innendruck hervorgerufenen Kraftwirkung erreicht.

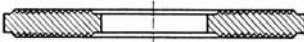


Abb. 141. Gerillte Hochdruckflachdichtung.

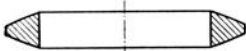


Abb. 142. Linsendichtung.

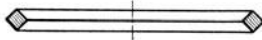


Abb. 143. Spießkantdichtung.

Man muß allerdings berücksichtigen, daß die Versuche von Siebel unter günstigen in der Praxis nur selten vorkommenden Bedingungen durchgeführt wurden. Normalerweise treten noch zusätzliche äußere Kraftwirkungen, z. B. Biegemomente durch Eigengewicht, Wärmedehnung usw. auf. Diese bewirken, daß die Anpreßkraft der Schrauben das 3- bis 4fache der Innendruckkraft betragen muß, um eine gute Abdichtung zu erreichen (vergleiche Abschnitt G 4 b).

Diese Kraft muß also auch für die Berechnung der Flansche zugrunde gelegt werden.

Faserdichtungen aus Klingerit, Asbest usw. kommen nur für niedrige oder mittlere Betriebsdrücke in Frage. Mit Stahleinlage bewehrte Faserdichtungen, wie z. B. wellenförmige Nickel-, Chrom- oder V 2 A-Ringe mit Asbestfadenaufgabe haben sich infolge ihrer wesentlich größeren Festigkeit auch bei höheren Drücken und Temperaturen bis 400° C gut bewährt.

Für Hoch- und Höchstdruckanlagen kommen vorwiegend vollkommen aus Stahl gefertigte Dichtungen in Frage. Von diesen seien erwähnt die profilierte Dichtung aus Stahl bzw. Hartstahl (Remanit) gemäß Abb. 141, ferner die Linsendichtung nach Abb. 142 und die allerdings seltener angewandte Spießkantdichtung (Abb. 143). Siebel fand, daß die auf einer Linie abdichtenden Arten, wie z. B. die Linsendichtung, eine geringere Anpreßkraft erfordern als Flachdichtungen. Bei letzteren ist es vorteilhaft, wenn die Breite der Dichtung etwa 10 vH des Innendurchmessers beträgt. Werden die Dichtungen schmaler ausgeführt, so lassen sich, insbesondere bei Weicheisen, starke Formänderungen unter

dem Anpreßdruck nicht vermeiden. Auch die Widerstandsfähigkeit gegenüber den vom Innendruck herrührenden Kraftwirkungen wird bei hohen Temperaturen zu gering.

Die Linsendichtung hat verlegungstechnisch unbestrittene Vorzüge, weil sie auch eine gewisse Schiefstellung der Flanschdichtflächen gestattet. Allerdings ist die Linse nach neueren Messungen besonders temperaturempfindlich. Ihre Temperatur folgt infolge der großen vom Dampf umspülten Oberfläche fast augenblicklich jeder Schwankung der Dampftemperatur. Trotzdem wird die Linse bis jetzt noch sehr häufig bei Höchstdruckleitungen angewandt und stellt — vor allen Dingen bei kleinen Nennweiten — ein sehr bequemes Abdichtungsmittel dar.

Eine Sonderausführung stellt die in Abb. 144 dargestellte selbstdichtende Linse dar. Infolge des Hohlraumes erfolgt eine selbsttätige Spreizung der beiden Linsenflächen durch den Dampfdruck. Dadurch drückt sich die Linse beiderseits an die abzudichtenden Flanschflächen. Diese Bauart stellt eine erfolgversprechende Neuentwicklung dar, ist aber noch nicht in ausreichendem Maße erprobt. Vor allen Dingen ist eine Korrosion des Innenraumes infolge von Kondenswasser bei waagerechten Leitungen zu befürchten.

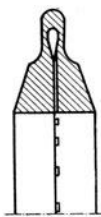


Abb. 144.
Selbstdichtende Hohllinse.

Im allgemeinen kann man jedoch in bezug auf die Dichtungen den Satz prägen:

„Keine Dichtung ist die beste Dichtung!“

Die Notwendigkeit eines Dichtungsmittels beruht darin, daß durch Formänderung einer mehr oder weniger plastischen Zwischenscheibe die Unebenheiten der normalen Dichtungsflächen ausgeglichen werden müssen. Werden jedoch die aufeinander abzudichtenden Flächen so plan hergestellt und genau bearbeitet, daß praktisch keine Unebenheiten bestehen bleiben, so ist eine zusätzliche Dichtung überflüssig. Ein Beispiel für diese Art einer Verbindung stellen die „tuschierten“ Bundflächen nach Abb. 134 dar. Diese Bauart stellt bei sachgemäßer Ausführung und sehr sorgfältiger Bearbeitung eine der besten zur Zeit bekannten Flanschverbindungen dar. Die Tatsache, daß bei zahlreichen ausgeführten Höchstdruckanlagen diese Verbindung anstandslos unverschweißt seit langer Zeit in Betrieb ist, beweist, daß es durchaus möglich ist, zwei Flanschflächen dichtungslos, aber dampfdicht zu verbinden. Außerdem sei auf die bereits erwähnte und mehrfach bestens erprobte Membrandichtung nach Abb. 136 hingewiesen.

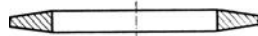


Abb. 145.
Trapezförmige Dichtung.

Eine für hohe Drücke ungeeignete Dichtung ist in Abb. 145 dargestellt. Unter der Wirkung der großen Anpreßkräfte treten hohe Ring-

spannungen am dünnen Außenrand der trapezförmigen Ringe auf, wodurch diese stark zum Reißen neigen. Bis 35 atü Betriebsdruck hat sich aber diese Dichtung ebenfalls gut bewährt.

Bei der Werkstoffauswahl muß der Betriebstemperatur Rechnung getragen werden, indem man gegebenenfalls warmfeste Werkstoffe verwendet. Zweckmäßig wird man die Dichtung aus einem etwas weicheren Stahl herstellen als Bunde oder Flansche, um die Formänderung in der leicht auswechselbaren Dichtung und nicht in der abzudichtenden Fläche zu haben.

7. Höchstdruckschweißung.

Der Hauptvorteil des Schweißens von Dampfleitungen ist die Verminderung der Anzahl der Flanschverbindungen, wodurch die beim An- und Abstellen der Rohrleitungen unvermeidlichen Undichtigkeiten auf ein Mindestmaß beschränkt bleiben. Die Schweißung ist auch bei häufigem Betriebswechsel dauernd dicht. Auch die bei Flanschverbindungen immerhin dauernd notwendige Wartung und Prüfung ist durch die Einführung der Schweißung vereinfacht.

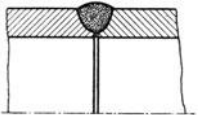


Abb. 146. Tulpenförmige Schweißnaht.

Früher wurde die Schweißung nur bei mittleren Betriebsdrücken angewandt. Mit der Entwicklung der Schweißtechnik und vor allem der Prüfverfahren hat man in letzter Zeit mit Erfolg auch in Höchstdruckanlagen geschweißt. Die ursprünglichen Schwierigkeiten bei der Schweißung von Rohren aus legiertem Werkstoff dürfen jetzt als endgültig überwunden angesehen werden.

Die Schweißung an Höchstdruckleitungen kann natürlich nur erstklassigen Fachfirmen, die über einen Stab entsprechend ausgebildeter und geprüfter Schweißer verfügen, anvertraut werden. Die Arbeit des Schweißers muß dauernd überwacht und geprüft werden, um das Moment der menschlichen Unzulänglichkeit soweit wie möglich auszuschalten.

Für die Betriebssicherheit der Schweißung ist es wichtig, daß schon bei der Planung der Rohrleitung die günstigste Lage der Rundnähte nach Maßgabe der Rohrlängen festgelegt wird. Die Anordnung soll so getroffen werden, daß die Schweißungen möglichst nicht durch hohe zusätzliche Biegungsspannungen beansprucht werden. Auch eine schwingungsfreie Lagerung der Rohre ist wichtig.

Die Ausführung der Naht selbst erfolgt zumeist unter Verwendung der sogenannten „Tulpenform“ gemäß Abb. 146. Bei kleineren Wandstärken werden die Rohre auch mit um etwa 45° abgeschrägten Enden zusammengeschweißt.

Grundlegende Voraussetzung für eine einwandfreie Rundnaht ist

die Übereinstimmung der lichten Weiten beider Rohrenden und ein sorgfältiges Durchschweißen bis zum Grund des Wandquerschnittes. Anderenfalls entstehen im Rohrrinneren äußerst gefährliche Kerben, die zu einem Bruch der Naht führen können, was bei einer Höchstdruckleitung unabsehbare Folgen hätte.

Von meiner Firma wurde ein besonderes Höchstdruckschweißverfahren entwickelt, welches dem Schweißer ein vollkommen lückenloses

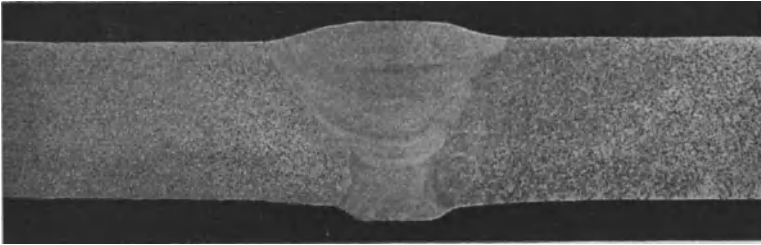


Abb. 147. Makroaufnahme einer Höchstdruckonderschweißnaht.

Durchschweißen gestattet, ohne daß sich im Innern des Rohres unerwünschte „Schweißbärte“ bilden. Dieses Verfahren hat noch dazu den kaum abzuschätzenden Vorteil, daß sich auf der Innenseite der Rohrwand eine richtige Schweißbraupe bildet, so, als ob das Rohr von innen nachgeschweißt worden wäre. Das Schliffbild einer solchen Schweißung zwischen zwei Rohren ist in Abb. 147 gezeigt.

Um eine höhere Sicherheit der Rundnaht zu bekommen, werden die zusammenschweißenden Rohrenden vorteilhaft verstärkt ausgeführt. Dadurch verringert sich die spezifische Beanspruchung in der Schweißung um das Maß der Anstauchung (Abb. 148). Beinahe noch wichtiger ist die Fernhaltung der für die Schweißnaht so gefährlichen Biegungsspannungen, was durch die Endenverstärkung der Rohre ebenfalls erreicht wird.

Eine andere Sicherung der Höchstdruck-Schweißnaht, die allen Anforderungen gerecht wird, ist bis heute noch nicht gefunden. Stege, Laschen oder Schrumpfhülsen usw. zur Sicherung sind bei Höchstdruck-Heißdampfleitungen unzweckmäßig und können im Gegenteil zu hohen zusätzlichen Wärmespannungen Anlaß geben. Die beste Sicherung ist eine einwandfrei hergestellte Schweißung selbst. Die Erfahrungen der letzten Jahre haben auch gezeigt, daß eine ausreichende Betriebssicherheit der Schweißnähte durch tadellose Herstellung derselben durchaus möglich ist. (Siehe auch Vortrag von Prof. M. Ulrich auf



Abb. 148. Schweißverbindung mit angestauchten Rohrenden und Einlagerung.

der schweißtechnischen Fachsitzung der VDI-Hauptversammlung 1938 in Stuttgart.)

Für die Prüfung der Schweißer und die laufende Überwachung ihrer Arbeit stellt die zerstörungsfreie Untersuchung mittels Röntgenstrahlen ein wichtiges Hilfsmittel dar. Damit können etwaige Schweißfehler, wie Poren, nicht durchgeschweißte Stellen usw. leicht erkannt und gegebenenfalls ausgebessert werden. Wichtig ist vor allen Dingen die Erziehung der Schweißer zur höchsten Zuverlässigkeit, damit sie sich der hohen Verantwortung bei ihrer Arbeit stets bewußt bleiben.

Die Entwicklung der letzten Zeit weist darauf hin, daß die Schweißung im Höchstdruck-Rohrleitungsbau ständig an Umfang und Bedeutung zunimmt. Es sind bereits erfolgreiche Versuche da, auch die Stahlgußformstücke mit den Rohren zu verschweißen, so daß auch an diesen Stellen Flanschverbindungen gespart werden. An sich stünde nichts im Wege, auch die Stahlgußgehäuse der Absperrorgane einzuschweißen, wenn die Frage der auswechselbaren Dichtungsringe restlos gelöst wäre. Da dieses vorläufig noch nicht der Fall ist, muß man notgedrungen den Anschluß der Armaturen mittels Flanschverbindungen vorsehen.

Auch in dieser Beziehung sind einige Versuche im Gange, die Betriebsbewährung eingeschweißter Absperrschieber zu erproben.

In mehreren von meiner Firma erstellten Höchstdruckanlagen für 120 atü 520° C sind eingeschweißte Formstücke aus Molybdän-legiertem Stahlguß seit mehreren Jahren anstandslos in Betrieb. Die Prüfung solcher Formstücke muß ganz besonders sorgfältig erfolgen, da der Ausbau fehlerhafter Stücke kostspielig ist.

Die Elektroden müssen unter Berücksichtigung der zu verschweißenden Werkstoffe gewählt werden. Die Zusammensetzung der Elektroden ist der Rohrlegierung anzupassen, wobei zu beachten ist, daß sich einzelne Legierungsbestandteile beim Schweißen teilweise verflüchtigen, so daß die Elektrode einen gewissen Überschuß von diesen Teilen aufweisen muß. Auch die Stärke der Elektroden und ihre Ummantelung spielt hierbei eine wesentliche Rolle. Feste Richtlinien lassen sich dafür nicht aufstellen.

Beim Verschweißen von Rohren aus legierten Werkstoffen muß die Rundnaht nachträglich unbedingt spannungsfrei gegläht, bei einigen Sonderstählen vergütet werden. Hierfür bestehen für die einzelnen Werkstoffe bestimmte Richtlinien, die von dem jeweiligen Lieferwerk anzugeben sind. Das Glühen erfolgt mittels kleiner, zweiteiliger Gas- oder elektrischer Öfen, die um die Naht gelegt werden.

8. Werkstoff für Formstücke und Armaturen.

Während man beim Bau der ersten Hochdruckanlagen die Ansicht vertrat, daß nur geschmiedete Formstücke verwendet werden können, ist man bald fast durchweg wieder zum Stahlguß zurückgekehrt.

Selbstverständlich handelt es sich um Sonderstahlgußsorten, die sich durch besondere Reinheit und Zähigkeit auszeichnen und zur Erhöhung der Festigkeit noch entsprechend mit Molybdän, Chrom bzw. Vanadin legiert werden.

Neuerdings sind auch Chrom-Vanadin-legierte Stahlgußsorten mit ausreichender Dauerstandfestigkeit entwickelt worden.

Die Eigenschaften einiger Stahlgußsorten sind in nachstehender Zahlentafel 18 angegeben.

Zahlentafel 18. Verschiedene Stahlgußarten.

Stahlgußart	Festig- keit	Deh- nung	Streckgrenze					Dauerstand- festigkeit		
			20°	200°	300°	400°	450°	400°	500°	550°
	kg/mm ²	vH	kg/mm ²					kg/mm ²		
Stahlguß II unlegiert . .	45	25	22	19	18	16	—	—	—	—
Sonderstg. unlegiert . . .	50	28	30	26	25	20	18	19	10	—
Sonderstg. Mo-legiert . . .	52	25	31	28	26	25	23	—	16	6
Sonderstg. Cr-Mo-legiert . .	53	20	30	28	26	25	—	21	16	6
Sonderstg. Cr-Va-legiert . .	50/60	20	30	—	28	22	—	22	12	—

Außer diesen Eigenschaften spielt bei der Beurteilung von Stahlguß die Kerbzähigkeit und der Biegewinkel eine wesentliche Rolle.

Die Stahlgußformstücke dürfen natürlich nur gegläht zum Einbau gelangen, um schädliche Eigenspannungen zu beseitigen. Für die Prüfung der Gefügereinheit und Porenfreiheit des Gusses ist außer der Wasserdrukprobe vor allen Dingen die Petroleumdruckprobe maßgebend. In letzter Zeit gewinnt auch die Röntgenuntersuchung an Bedeutung, seitdem es gelungen ist, auch große beim Stahlguß in Frage kommende Wandstärken zu durchleuchten.

Für die Berechnung der Wanddicke von Stahlgußrohren oder Formstücken gilt grundsätzlich das Normblatt DIN 2412. Die darin angegebenen Zahlen gelten aber für den unlegierten Stahlguß von 45 kg Festigkeit und 22 vH Mindestdehnung.

Bei legierten Stahlgußarten kann man von der Grundformel ausgehen

$$s = s_0 + c = \frac{p \cdot d \cdot S}{200 \cdot \sigma_D} + c \text{ in mm.}$$

Darin bedeuten:

p = Betriebsdruck in atü,

d = lichte Weite in mm,

S = Sicherheit bezogen auf die Dauerstandfestigkeit bei der jeweiligen Betriebstemperatur (S = mind. 2),

σ_D = Dauerstandfestigkeit des Stahlgusses bei $t^\circ\text{C}$ in kg/mm²,

c = Zuschlag aus Herstellungsrücksichten und zum Ausgleich von Herstellungsgenauigkeiten, wie Kernverlagerung u. dgl.

Der Zuschlag c wird veränderlich gewählt in Abhängigkeit von der theoretischen Wanddicke s_0 , beginnend mit etwa 6 mm bei kleinsten Wanddicken und linear abnehmend bis auf 0 bei Wanddicken von 55 mm und darüber.

Bei der Formgebung sind möglichst Materialanhäufungen an einzelnen Stellen sowie starke Querschnittsunterschiede zu vermeiden. Mit Rücksicht auf geringsten Durchflußwiderstand sind strömungstechnisch günstige Formen mit gut abgerundeten Übergängen zu bevorzugen.

Bei den Flanschen der Formstücke ist darauf zu achten, daß beim Einformen genügend große Steiger an richtiger Stelle angeordnet werden, um sauberen und porenfreien Guß zu erhalten. Die relativ große Materialanhäufung in den Flanschen ist in jedem Falle ungünstig. Schon aus diesem Grunde gewinnt das Einschweißen der Formstücke an Bedeutung, weil der Gußkörper dann wesentlich einfacher wird. Allerdings muß in solchen Fällen ganz besonders hochwertiger und reiner Stahlguß verlangt werden, da die nachträglich sich etwa zeigende Porosität wesentlich unangenehmer ist als bei Flanschformstücken, die man leicht ausbauen kann.

Über die Verwendung der verschiedenen Stahlgußsorten je nach den Betriebsverhältnissen sind zur Zeit beim Normenausschuß ebenfalls Richtlinien in Arbeit.

Auch die zweckmäßigen Schenkellängen der Formstücke sollen gleichzeitig normenmäßig festgelegt werden. Bisher haben sich neben-

	Bis 40 NW	50—150 NW	Über 150 NW
ND 25	} NW+75 für alle Nennweiten		
ND 40			
ND 64			
ND 100	} NW+100	NW+125	NW+150
ND 160			
ND 250	NW+125	NW+150	NW+200
ND 320	NW+150	NW+200	NW+250

stehende Schenkellängen für Stahlguß gut bewährt.

Verschiedene Gesichtspunkte können jedoch diese Regel beeinflussen, z. B. die Forderung, daß man die Bolzenschrauben

auch nach der Seite der Formstücke herausziehen kann. Dann müssen größere Schenkellängen gewählt werden.

9. Armaturen.

Der Werkstoff für die Gehäuse ist wie bei den Formstücken ebenfalls hochwertiger Stahlguß, der bei hohen Dampftemperaturen mit Molybdän, Chrom oder Vanadin legiert wird. Man hat auch hier die früher bei ganz hohen Drücken vereinzelt benutzte, aus dem vollen geschmiedete und ausgebohrte Gehäuseausführung zugunsten des Stahlgusses wieder verlassen. Geschmiedete Gehäuse werden nur noch bei ganz kleinen Nennweiten angewandt.

Im Laufe der Jahre sind natürlich für Höchstdruck eine ganze Reihe von Armaturenbauarten geschaffen worden; teils nach den altbewährten Ausführungen für niedere Drücke unter Verwendung hochwertigerer Werkstoffe bei entsprechender Verstärkung der Einzelteile, teils als neuartige Bauarten, bei denen man grundsätzlich neue Lösungen entwickelte.

Nachstehend sollen einige Sonderbauarten, die sich in längerer Betriebszeit in Höchstdruckdampfleitungen bewährt haben, kurz beschrieben werden. In diesem Zusammenhang sind vor allen Dingen die Schieber mit mechanischer Anpressung der Dichtungsplat-

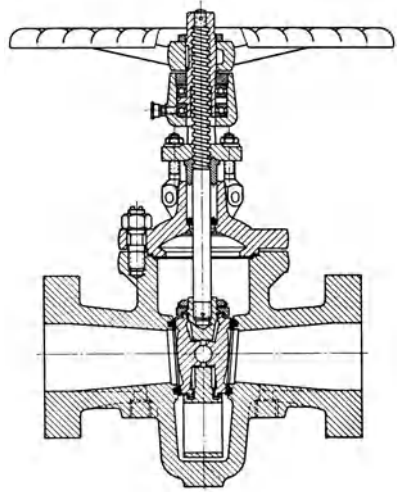


Abb. 149. Sera-KA-Schieber von Schäffer & Budenberg, Magdeburg.

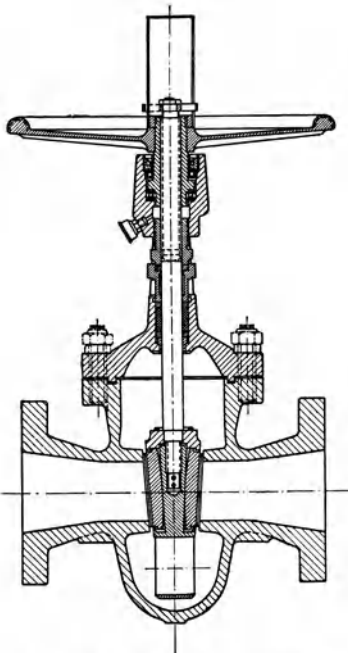


Abb. 150. EK-Schieber von Dingler, Zweibrücken.

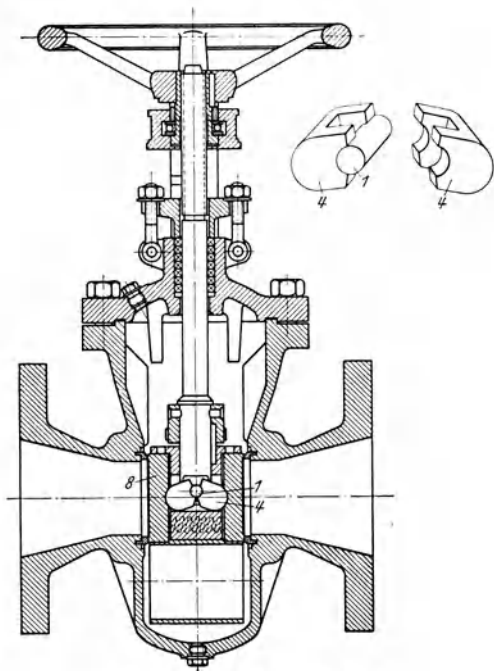


Abb. 151. Borsig HW-Schieber.

ten im Gegensatz zu den dampfdichtenden Schiebern zu erwähnen. Diese ergeben wesentlich größere Anpreßkräfte und eine bessere Ab-

dichtung. Wichtig ist dabei in erster Linie die Möglichkeit, ein druckloses Gehäuse zu erhalten, wodurch eine Gewähr für einwandfreies Dichthalten gegeben ist.

Eine im Aufbau sehr einfache Bauart zeigt der Sera-KA-Schieber von Schäffer & Budenberg gemäß Abb. 149. Die Anpressung der beweglich gelagerten kreisrunden Platten erfolgt zentral durch eine Druckkugel und beruht auf der Keilwirkung der unter schwacher Neigung zueinander

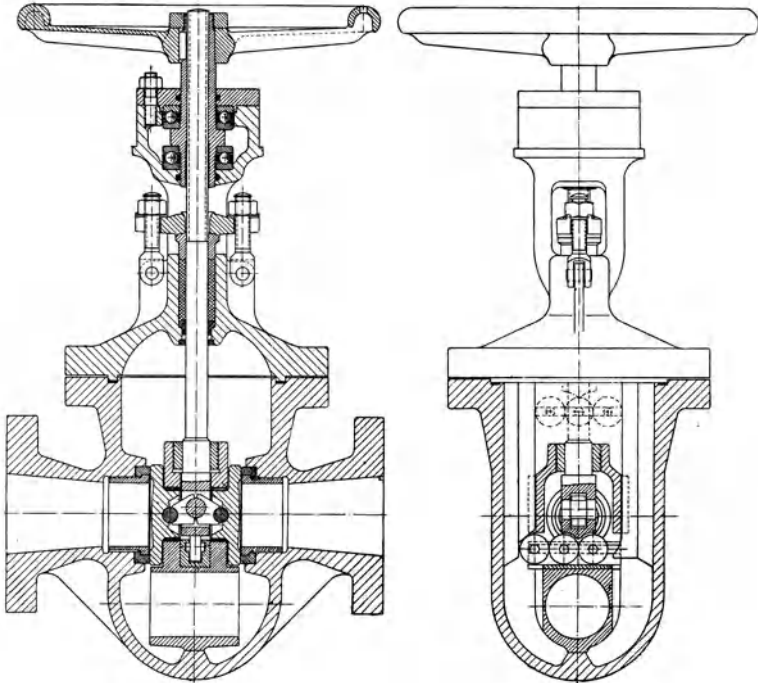


Abb. 152. Pressa-Schieber DRP der Babcockwerke.

stehenden Gehäusedichtringe. Im Gegensatz zum starren Keilschieber können sich die losen und elastischen Platten allen eventuellen Verwerfungen des Gehäuses anpassen. Der Schieber kann ohne Umföhrung bei den höchsten Drücken und Temperaturen betätigt werden, da die Dichtungsringe aus nahezu diamanthartem Nitrierstahl bestehen.

Eine äußerlich ähnliche Bauart wurde neuerdings auch von den Dingler-Werken, Zweibrücken, entwickelt (Abb. 150). Diese besitzt jedoch den Vorteil, daß die letzte Dichtanpressung nicht — wie bei dem Sera-KA-Schieber — mit einem Gleiten der Dichtflächen aufeinander verbunden ist. Ferner ist ein besonderer Schutz der Spindel gegen Angriff durch Schleichdampf aus der Stopfbuchse vorgesehen.

Der HW-Schieber von Borsig (Abb. 151) bewirkt die Anpressung

der ebenfalls losen Platten durch die Kniehebelwirkung der kurzen Gelenkstücke. Dadurch können ebenfalls sehr hohe Dichtkräfte erzielt werden. Die Dichtringe sind wie beim Sera-K-Schieber aus Nitrierstahl.

Die Dichtplatten des „Babcock - Pressa - Absperrschiebers (DRP.) mit mechanisch angepreßten Dichtflächen (Abb. 152) sind in dem Plattenaufnahmestück zentrisch gelagert. Beim Öffnen und Schließen des Schiebers gleiten die Dichtplatten auf den auswechselbaren Gehäuseringen. Da sowohl die Dichtplatten als auch die Gehäuseringe aus verschleißfestem Nitrierstahl hergestellt sind, werden etwa anhaftende Fremdkörper abgeschabt, ohne daß die Dichtflächen hierdurch beschädigt werden.

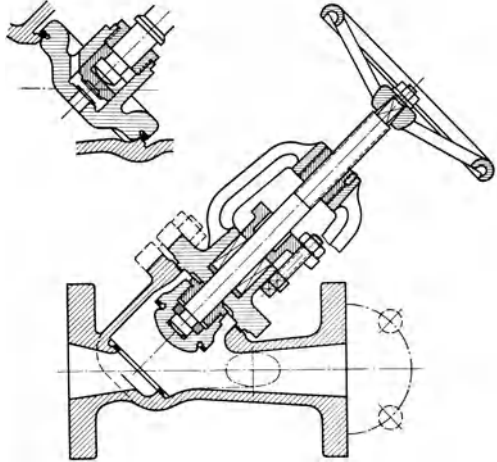


Abb. 153. Panzer-Freiluftventil von Amag-Hilpert.

Um ein vorzeitiges Schließen der Schieber zu verhindern und auch, um die Schieber in jeder Lage einbauen zu können, ist in das Plattenaufnahmestück eine Blockierung eingebaut. Durch diesen Umstand entstehen beim Öffnen und Schließen durch die Blockierung keine zusätzlichen Reibungen zwischen dem beweglichen Teil und dem Gehäuse. So ist auch bei den höchsten Temperaturen und Drücken ein leichter Gang der Schieber gewährleistet.

Der in Mitteldruckanlagen viel verwendete Fischbachschieber wird für Höchstdruckanlagen nicht gebaut, da seine Ausführung zu teuer wäre.

Für kleinere Nennweiten haben sich das Panzerfreiluftventil nach Abb. 153 und das Rheiventil nach Abb. 154 gut bewährt. Ersteres zeichnet sich vor allem durch seine widerstandsgeringe Form und durch die untrennbar auflegierten verschleißfesten und korrosionsbeständigen Dichtungsringe im Kegel und Gehäuse aus. Auch das Rheiventil besitzt eine strömungstechnisch weit günstigere Form als die alte Bauart des

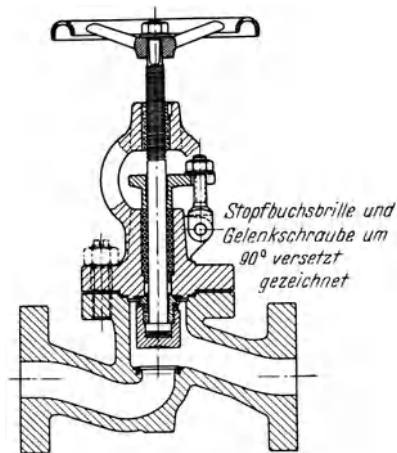


Abb. 154. Hochdruck-Rheiventil von Schäffer & Budenberg.

Normalventils. Für ganz kleine Nennweiten werden diese Ventile nur noch geschmiedet geliefert.

Das Rheiventil kann neuerdings auch für größere Nennweiten in Hochdruckleitungen verwendet werden. Um die notwendigen hohen Anpreßkräfte zu erzielen, wird die Kniehebelwirkung eines sogenannten Scherenaufsatzes gemäß Abb. 155 benutzt. Die Wirkungsweise geht aus der Abbildung ohne weiteres hervor.

Eine neue Bauart stellt der aus dem Absperrhahn entwickelte

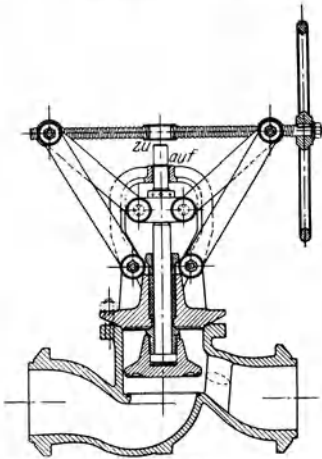


Abb. 155. Hochdruck-Rheiventil mit Scherenaufsatz.

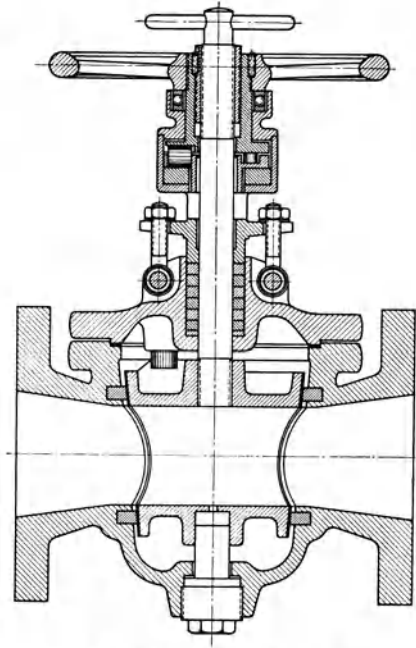


Abb. 156. Beha-Hochdruckhahn von Buschbeck & Hebenstreit.

Beha-Hochdruckhahn (Abb. 156) dar. Durch eine sinnreiche Einrichtung wird das Kücken beim Öffnen zunächst angelüftet, dann um 90° gedreht und zum Schluß wieder fest auf seinen Sitz gedrückt. Beim Rechtsdrehen des Handrades zum Schließen erfolgt der Vorgang in gleicher Weise. Diese Bauart ist vereinzelt auch schon in Hochdruckdampfleitungen vertreten.

Alle diese Armaturen können auch für Fernbedienung mittels Gestänge und Flursäule, gegebenenfalls auch mit elektrischem Antrieb ausgeführt werden.

Die Dichtungsgarnitur der Schieber muß unbedingt aus korrosionsbeständigen und möglichst verschleißfesten Sonderstählen gefertigt werden. Häufig wird dazu nitrierter Stahl benutzt. Auch die Spindel wird zweckmäßig aus nitriertem Stahl hergestellt, gehärtet und poliert. Zwecks leichter Betätigung sind für die Führung der Spindel axiale und radiale Kugellager zu empfehlen.

10. Wasserabscheider und Entwässerung.

Die Frage der Notwendigkeit von Wasserabscheidern bei den hohen Überhitzungen ist auch heute noch sehr umstritten, da im Normalbetrieb die Dampfeuchtigkeit äußerst gering ist und beim eventuellen Überspeisen der Kessel die ziemlich kleinen Wasserabscheider doch nicht in der Lage sind, die großen, plötzlich anfallenden Wassermengen aufzunehmen und abzuleiten.

Meistens werden die Wasserabscheider für Höchstdruck verhältnismäßig klein ausgeführt und stellen häufig nur ein Formstück mit Wassertasche dar, zur Aufnahme der von den Turbinen erforderlichen Dampfsiebe.

Für Höchstdruckanlagen wird die nahtlos geschmiedete und hohlgebohrte Ausführung bevorzugt, jedoch sind neuerdings aus Gründen der Kostenersparnis und kürzeren Lieferzeit mit Erfolg auch Stahlguß-Wasserabscheider verwendet worden.

Ein Beispiel eines solchen Wasserabscheiders ist in Abb. 157 gegeben. Der Dampfeintritt erfolgt hier seitlich und tangential, wodurch ein geringerer Widerstand und sehr gute Wasserabscheidung erreicht werden. Nach Durchströmen des Siebes tritt der Dampf oben aus dem Halsstutzen aus.

Für die freie Handentwässerung werden zweckmäßig zwei Ventile hintereinander geschaltet. Das eine Ventil dient zur Abspernung, das andere zur Drosselung (mit Drosselkegel). Für die selbsttätige Druckentwässerung konnten sich bei hohen Drücken die bekannten Kondensstöpfe nicht einbürgern. Die Abdichtung machte Schwierigkeiten. Man hat daher in letzter Zeit auch hier 2 Absperrventile hintereinander angeordnet, von denen das zweite eine ganz kleine Bohrung durch den Kegel besitzt. Beim Anwärmen der Dampfleitung werden beide Ventile geöffnet, um die großen Kondensatmengen abzuführen. Nachher wird das zweite Ventil geschlossen, und es kann das dann noch etwa anfallende Kondensat durch die Bohrung abfließen. Der störungsfreie Betrieb und die kaum nennenswerte Wartung dieser Einrichtung wiegen etwaige geringe Dampfverluste unbedingt auf.

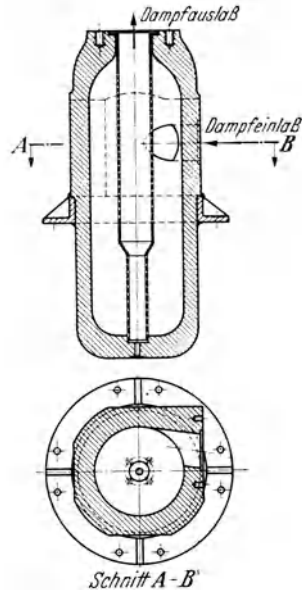


Abb. 157. Geschmiedeter Hochdruck-Wasserabscheider mit Dampfsieb.

11. Unterstützungen.

Diese müssen natürlich besonders kräftig ausgeführt sein. Vor allen Dingen ist die Anordnung so zu wählen, daß die Hochdruckdampfleitung

sich ungehindert und möglichst ohne Widerstand ausdehnen und verschieben kann. Wird diese Bedingung nicht beachtet, so treten bedeutend höhere Beanspruchungen in den Rohren auf, als rechnerisch festgelegt wurde. Bei der Ausführung handelt es sich zumeist um Sonderbauarten, die zum Teil federnd oder mittels Hebel und Gegengewicht ausgeglichen, hergestellt sind.

Von der richtigen Wahl und Anordnung der Festpunkte hängt die Elastizität der Leitung und mithin ihre Betriebssicherheit ab. Diese Frage muß daher unbedingt im Zusammenhang mit der statischen Berechnung der Rohrleitung geprüft werden.

Einzelne Normal- und Sonderbauarten sind in Abschnitt III/D 2 beschrieben.

12. Geräuschkämpfung.

Die Geräuschkämpfung in Rohrleitungen beschränkt sich zumeist auf die Wahl entsprechender Geschwindigkeiten und praktisch schwingungsfreie Lagerung der Leitungen. Viele Krümmungen, Abzweigstücke und Absperrorgane erschweren die Lärmabwehr. Regler, die mit hohen Strömungsgeschwindigkeiten arbeiten müssen, wie z. B. Reduzierventile, werden zweckmäßig etwas abseits von den Bedienungsräumen aufgestellt.

In dem Buch „Schalldämpfer für Rohrleitungen“ von M. Bentele¹ wird dieses Gebiet ausführlich behandelt.

13. Berechnung einer Höchstdruckanlage.

Beispiel 20.

Es sei eine Höchstdruckanlage gemäß Abb. 158 mit 8 Kesseln zu je 50 t/h und 4 Hochdruck-Vorschaltturbinen für je 100 t/h Dampfdurchsatz zu entwerfen und durchzurechnen.

Die Betriebsverhältnisse am Überhitzer Austritt sind:

Dampfdruck 80 atü,

Dampftemperatur 500° C.

Einen für diesen Fall gut geeigneten Schaltungsplan stellt die Gruppenschaltung nach Abb. 158 dar. Jeder Turbine sind zwei Kessel zugeordnet. Für gelegentliches Überkreuzfahren sind 2 Sammler vorgesehen, die im Nebenschluß liegen und durch eine Ausgleichsleitung miteinander verbunden sind. Dieses Bild stellt also eine typische „Direktschaltung“ dar.

Die normalerweise parallel zu den Turbinen geschalteten Druckminderanlagen sind nicht besonders dargestellt.

Nachdem die Schaltung festliegt, sollen die Rohrdurchmesser bestimmt werden.

Das spezifische Dampfgewicht beträgt für 81 ata, 500° C:

$$\gamma = 23,9 \text{ kg/m}^3$$

Dampfgeschwindigkeit angenommen 40 m/s.

¹ VDI-Verlag Berlin 1938.

Aus Gleichung (8) folgt durch Umformung

$$d_1 = \sqrt{\frac{354 \cdot G}{\gamma \cdot w}} = \sqrt{\frac{354 \cdot 50\,000}{23,9 \cdot 40}} = 136 \text{ mm,}$$

gewählt 150 NW,

sowie für die Turbinenhauptleitung:

$$d_2 = \sqrt{\frac{354 \cdot 100\,000}{23,9 \cdot 40}} = 192 \text{ mm,}$$

gewählt 200 NW .

Die Ausgleichsleitung wird ebenfalls mit 200 NW ausgeführt.

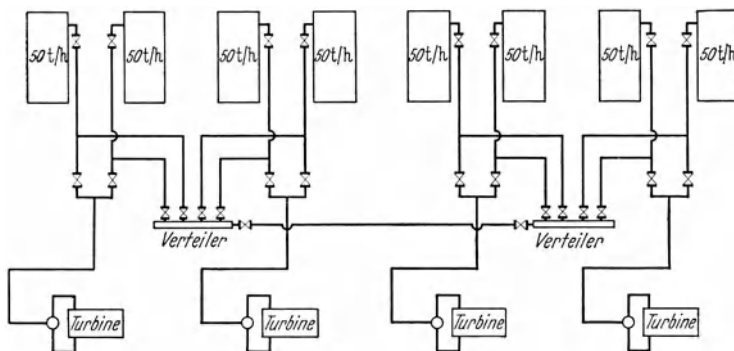


Abb. 158. Schaltbildbeispiel einer Hochdruckanlage.

Berechnung der Rohrabmessungen.

Unter Berücksichtigung der Dampftemperatur von 500° C muß ein warmfester Sonderstahl gewählt werden, z. B. ein Cr-Va-Stahl mit 50/65 kg Festigkeit. Die Dauerstandfestigkeit beträgt bei 500° C $\sigma_p = 12 \text{ kg/mm}^2$.

Mit einer Sicherheit $S = 1,8$ ergibt sich nach der Gl. (91) allgemein

$$s = \frac{80 \cdot D \cdot 1,1}{200 \frac{12}{1,8} + 80} = \frac{D}{16,1}$$

Daraus die Rohrabmessungen:

	für 150 NW	für 200 NW
$s = \frac{D}{16,1}$	$\frac{171}{16,1} = 10,6 \text{ mm}$	$\frac{216}{16,1} = 13,4 \text{ mm}$
gewählt	$s = 11 \text{ mm}$	$s = 14 \text{ mm}$
	$D = 171 \text{ mm}$	$D = 216 \text{ mm}$
	$d = 149 \text{ mm}$	$d = 188 \text{ mm}$
	$J = 1780 \text{ cm}^4$	$J = 4540 \text{ cm}^4$

Druckverlustberechnung.

An der Turbine soll noch ein Druck von 75 atü herrschen. Es muß nachgeprüft werden, ob die gewählten Rohrabmessungen dieser Bedingung entsprechen.

Aus Abb. 98 ermittelt man die Zähigkeit des Dampfes

$$\eta = 2,47 \cdot 10^{-6} \text{ kg s/m}^2 \text{ bei } 80 \text{ atü } 500^\circ \text{ C.}$$

Die Reynoldssche Zahl folgt aus Gl. (11a) für $G = 50 \text{ t}$ und $d = 149 \text{ mm}$

$$Re = \frac{0,036 \cdot 50 \cdot 10^6}{0,149 \cdot 2,47} = 4900000$$

und für $G = 100 \text{ t}$ und $d = 188 \text{ mm}$

$$Re = \frac{0,036 \cdot 100 \cdot 10^6}{0,188 \cdot 2,47} = 7750000.$$

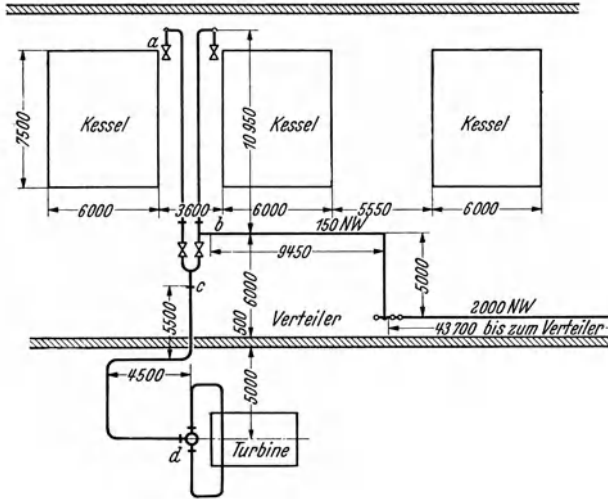


Abb. 159. Rohrführung der Hochdruckanlage (Berechnungsbeispiel).

Aus Abb. 99 folgt die Reibungszahl

$$\begin{aligned} \text{für } 150 \text{ NW} & \quad \lambda = 0,0144 \\ \text{für } 200 \text{ NW} & \quad \lambda = 0,0136. \end{aligned}$$

Die Leitungslänge vom Kesselschieber bis zum Vereinigungspunkt c der beiden Kesselleitungen beträgt

$$L_g = 32 \text{ m (150 NW)}.$$

Einzelwiderstände:

2 Schieber 150 NW eingezogen auf 100 NW aus Abb. 86, je	1,1	2,20
2 Bogen 90° $R = 5 \text{ NW}$ aus Abb. 77 je	0,135	0,27
1 T-Stück		1,50
1 Krümmer 90° (halbes Hosenrohr)		0,32
1 Meßflansch		geschätzt 1,20
		$\Sigma \zeta = 5,49$

Nach Gl. (35) ist die gleichwertige Rohrlänge

$$L_\xi = 5,49 \frac{149}{1000 \cdot 0,0144} = \text{rd. } 57 \text{ m}.$$

Gesämlänge $L = L_g + L_\xi = 89 \text{ m}$.

Der Druckverlust ist dann nach Gl. (50)

$$\begin{aligned} \Delta p_1 &= 81 \left(1 - \sqrt{1 - 1275 \cdot 0,0144 \frac{50^2 \cdot 10^6 \cdot 89}{149^6 \cdot 81 \cdot 23,9}} \right) \\ &= 81 (1 - \sqrt{1 - 0,02873}) = 1,7 \text{ atm.} \end{aligned}$$

An der Vereinigungsstelle c besteht also ein Druck von

$$p' = p_1 - \Delta p_1 = 79,83 \text{ ata} .$$

Der Temperaturabfall kann hier mit 5° eingesetzt werden, in jedem Fall ist er sehr klein und ohne Bedeutung.

Der neue Dampfzustand ist also

$$\begin{aligned} p'_1 &= 79,83 \text{ ata} & \gamma &= 22,8 \text{ kg/m}^3 . \\ t'_1 &= 495^\circ \text{ C} \end{aligned}$$

Die gerade Leitungslänge bis zum Wasserabscheider vor der Turbine ermittelt man aus Abb. 159

$$L_g = 19 \text{ m (200 NW)} .$$

Einzelwiderstände:

1 T-Stück (Hosenrohr)	etwa 1,80
3 Bogen $90^\circ R = 5 \text{ NW}$ je 0,135	0,41
1 Wasserabscheider mit Sieb	geschätzt 5,00
	$\Sigma \zeta = 7,21$

$$L_\xi = 7,21 \frac{188}{1000 \cdot 0,0136} = 100 \text{ m} ,$$

$$L = L_g + L_\xi = 119 \text{ m (200 NW)} ,$$

$$\begin{aligned} \Delta p_2 &= 79,83 \left(1 - \sqrt{1 - 1275 \cdot 0,0136 \frac{100^2 \cdot 10^6 \cdot 119}{188^5 \cdot 79,83 \cdot 22,8}} \right) \\ &= 79,83 (1 - \sqrt{1 - 0,0483}) = 1,95 \text{ atm} . \end{aligned}$$

Danach kann der Druckverlust in dem letzten Bogen 150 NW vor der Turbine geschätzt werden

$$\Delta p_3 = \text{etwa } 0,4 \text{ atm} .$$

Der Gesamtdruckverlust bis zur Turbine ist also

$$\Delta p = 1,17 + 1,95 + 0,4 = \text{rd. } 3,5 \text{ atm} .$$

Folglich der Druck vor der Turbine:

$$p_2 = p_1 - \Delta p = 80 - 3,5 = 76,5 \text{ atü} ,$$

d. h. die Leitung reicht aus.

Beim Überkreuzfahren muß man sich mit einem höheren Druckabfall abfinden, zumal das ja auch nur als Notzustand anzusehen wäre.

Festigkeitsberechnung.

a) Der Bogen vom Kessel bis zum Hosenrohr ist in Abb. 160 dargestellt. Die Eigenschaften des Rohrwerkstoffes sind bei 500° C gemäß Abb. 109 und 110:

Wärmedehnung $\alpha = 0,72 \text{ cm/m}$,
Elastizitätsmodul $E = 1,77 \cdot 10^6 \text{ kg/cm}^2$.

Unter Benutzung der Abb. 116 erhält man für

$$\frac{L_2}{L_1} = \frac{18500}{10600} = 1,75$$

folgende Werte:

$$\begin{aligned} A_0 &= 42 & a &= 465 \\ H_0 &= 16 & b &= 302 . \end{aligned}$$

Die Umrechnungszahl für Cr-Va-Stahl und 500° C ist nach Abb. 117

$$c = 1,47$$

Die Kräfte nach Gl. (86) und (86a)

$$A = c \cdot A_0 \cdot \frac{J}{L^2} = 1,47 \cdot 42 \cdot \frac{1780}{29,1^2} = 130 \text{ kg},$$

$$H = c \cdot H_0 \cdot \frac{J}{L^2} = 1,47 \cdot 16 \cdot \frac{1780}{29,1^2} = 49,5 \text{ kg},$$

und die Biegunnungsspannung nach Gl. (85) und (85a) für Punkt I, also am T-Stück:

$$\sigma_b = c \cdot a \cdot \frac{D}{L} = 1,47 \cdot 465 \cdot \frac{0,171}{29,1} = 4,02 \text{ kg/mm}^2;$$

für den Punkt II also am Kessel:

$$\sigma_b = 1,47 \cdot 302 \cdot \frac{0,171}{29,1} = 2,61 \text{ kg/mm}^2.$$

Die durch den Innendruck hervorgerufenen Spannungen in der Rohrwand sind nach Gl. (87) und (88)

$$\sigma_t = \frac{80 \cdot 149}{200 \cdot 11} = 5,42 \text{ kg/mm}^2 \text{ tangential},$$

$$\sigma_a = \frac{80 \cdot 149^2}{400 \cdot 160 \cdot 11} = 2,52 \text{ kg/mm}^2 \text{ axial}.$$

Die größte resultierende axiale Beanspruchung ist also nach Abschnitt II F 4g

$$\sigma_{res} = \sigma_b + \sigma_a = 4,02 + 2,52 = 6,54 \text{ kg/mm}^2.$$

Die Sicherheit bezogen auf die Dauerstandfestigkeit

$$S = \frac{12}{6,54} = 1,83 \text{ ist reichlich.}$$

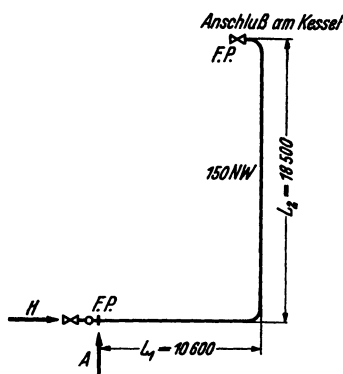


Abb. 160. Kesselanschlussleitung (Berechnungsbeispiel).

b) Der Bogen 200 NW vom Hosenrohr zum Wasserabscheider ist elastisch genug. Er kann nach Abb. 8 gemäß v. Jürgensonn [172] nachgeprüft werden und ergibt

$$\text{für } \frac{L}{D} = \frac{19000}{216} = 88 \quad \text{und} \quad \mu = \frac{L_2}{L_1} = \frac{4500}{5500} = 0,82$$

mit $c = 1,47$ aus Abb. 117

$$\sigma_b = 1,47 \cdot 3,4 = 5,0 \text{ kg/mm}^2,$$

$$\sigma_t = \frac{80 \cdot 188}{200 \cdot 14} = 5,37 \text{ kg/mm}^2,$$

$$\sigma_a = \frac{80 \cdot 188^2}{400 \cdot 202 \cdot 14} = 2,5 \text{ kg/mm}^2.$$

Daher

$$\sigma_{res} = 5,0 + 2,5 = 7,5 \text{ kg/mm}^2$$

und

$$S = \frac{12}{7,5} = 1,6 \text{ ausreichend.}$$

c) Der U-Bogenausgleicher in der Ausgleichsleitung zwischen den beiden Verteilern ist in Abb. 161 dargestellt.

Für die Berechnung dieses U-Ausgleichers nimmt man zunächst die Abb. 112 und 113 für Lyrabogen zu Hilfe. Daraus ermittelt man bei

$$A = 7000 \text{ mm}, \quad R = 5 \times \text{NW} = 1000 \text{ mm},$$

d. h. $\frac{A}{R} = 7$ und $\Delta_H = 43,7 \cdot 0,72 = 31,5 \text{ cm}$

mit $C_0 = 2,88$ und $C_2 = 0,9$.

Nach Gl. (81) und (82) folgt bei 50 vH Vorspannung:

$$\sigma_b = \frac{1,77 \cdot 10^6 \cdot 21,6}{10^6} \cdot \frac{31,5}{7^2 \cdot 2,88} \cdot \frac{100 - 50}{100} = 4,27 \text{ kg/mm}^2,$$

$$H = \frac{1,77 \cdot 10^6 \cdot 4540}{10^6} \cdot \frac{31,5}{7^3 \cdot 0,9} \cdot \frac{100 - 50}{100} = 410 \text{ kg}.$$

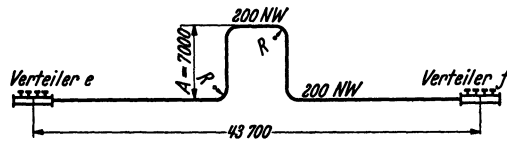


Abb. 161. Ausgleichsleitung (Berechnungsbeispiel).

Bei einem U-Bogen sind die Kräfte und Beanspruchungen etwa 15 vH größer als bei einem Lyrabogen gleicher Abmessungen, also in diesem Falle

$$H = \text{rd. } 470 \text{ kg} \quad \text{und} \quad \sigma_b = \text{rd. } 4,9 \text{ kg/mm}^2,$$

daher

$$\sigma_{\text{res}} = 4,9 + 2,5 = 7,4 \text{ kg/mm}^2,$$

also ebenfalls in zulässigen Grenzen.

d) Der Bogen von der Kesselstichleitung zum Verteiler gemäß Abb. 162 stellt ein räumliches System dar. Hierfür soll die Berechnungsweise nach Mitchell [175]¹ benutzt werden.

Man zeichnet maßstäblich die Aufsicht auf den Bogen mit der Linie $x-x$ gemäß Abb. 163. Dann zeichnet man, wie gezeigt, die Ansicht des Bogens, wobei der Schenkel L_2 und die Verbindungslinie der Festpunkte $x-x$ in ihrer wahren Länge erscheinen. Schließlich muß noch eine dritte Projektion gezeichnet werden, die wieder die Achse $x-x$ in ihrer wahren Länge enthält.

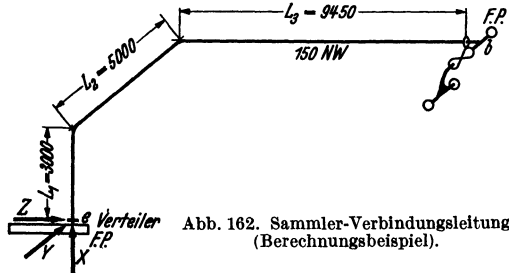


Abb. 162. Sammler-Verbindungsleitung (Berechnungsbeispiel).

Auf Grund der 2. und 3. Projektion wird in diesen beiden die neutrale Linie durch den Schwerpunkt parallel zur Achse $x-x$ festgelegt. Die Abstände n_1 und n_2 ermitteln sich wie folgt:

$$n_1 = \frac{3 \cdot 0,2 - 5 \cdot 1,83 - 9,45 \cdot 2,03}{3 + 5 + 9,45} = \frac{-27,75}{17,45} = -1,49 \text{ m},$$

$$n_2 = \frac{3 \cdot 1,45 + 5 \cdot 2,88 + 9,45 \cdot 1,45}{3 + 5 + 9,45} = \frac{32,45}{17,45} = 1,86 \text{ m}.$$

¹ Siehe H. v. Jürgensonn [173] Seite 259 u. f.

Diese neutrale Linie geht also durch den Schwerpunkt jeder der beiden Ansichten. Die Rohrschenkel müssen aber in ihrer wahren Länge in die Berechnung eingesetzt werden.

Jetzt werden die Momentenflächen über der wahren gestreckten Rohrlänge gezeichnet, wie es Abb. 164 zeigt.

Die Momente werden als Ordinaten senkrecht zur gestreckten Länge aufgetragen. Wo die neutrale Achse irgendeinen Schenkel schneidet, ist das Moment

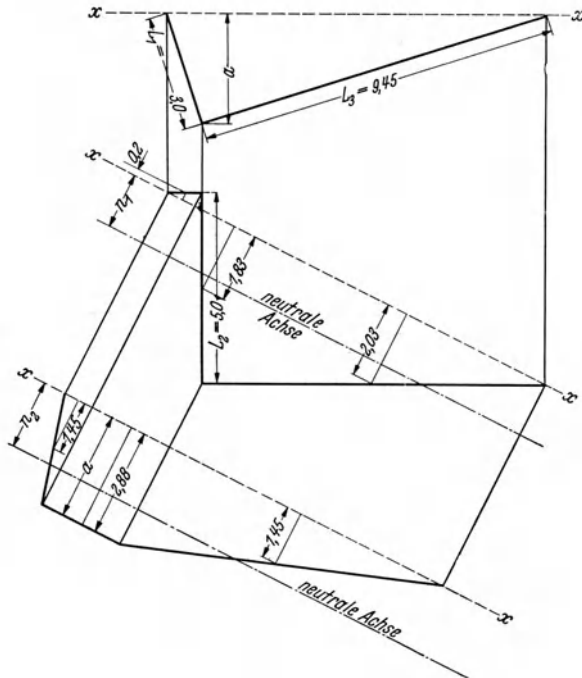


Abb. 163. Berechnung des räumlichen Bogens nach Abb. 162.

gleich Null. Dieser Punkt muß in seiner wahren Lage eingetragen werden. Die Momentenordinate irgendeines Punktes ermittelt man als Hypotenuse eines rechtwinkligen Dreiecks, dessen Katheten von den Abständen dieses Punktes von der neutralen Achse gebildet werden, d. h.

$$n = \sqrt{n_1^2 + n_2^2} \text{ usw.}$$

Die so gebildete Momentenfläche wird in eine passende Anzahl von Trapezen eingeteilt und die Flächen berechnet.

Momentenflächen.

$$\begin{aligned} A &= 0,5 \cdot (2,385 + 1,69) \cdot 1,94 = 3,95 \text{ m}^2 \\ B &= 0,5 \cdot (1,69 + 2,15) \cdot 1,06 = 2,04 \text{ m}^2 \\ C &= 0,5 \cdot (2,15 + 1,02) \cdot 2,15 = 3,41 \text{ m}^2 \\ D &= 0,5 \cdot (1,02 + 2,755) \cdot 2,85 = 5,38 \text{ m}^2 \\ E &= 0,5 \cdot (2,755 + 1,1) \cdot 3,36 = 6,47 \text{ m}^2 \\ F &= 0,5 \cdot (1,1 + 0,79) \cdot 2,56 = 2,42 \text{ m}^2 \\ G &= 0,5 \cdot (0,79 + 2,385) \cdot 3,53 = 5,60 \text{ m}^2. \end{aligned}$$

Bestimmt man dann, wie in Abb. 164 gezeigt, die Schwerpunkte für jedes Trapez und greift die durch den Schwerpunkt gehenden Momentenordinaten ab, so bekommt man

$$a = 2,06 \text{ m}, \quad b = 1,94 \text{ m}, \quad c = 1,66 \text{ m}, \quad d = 2,0 \text{ m}, \quad e = 2,05 \text{ m}, \quad f = 0,96 \text{ m}, \\ g = 1,75 \text{ m}.$$

Dann berechnet man

$$M = A \cdot a + B \cdot b + C \cdot c + D \cdot d \text{ usw.}$$

$$M = 3,95 \cdot 2,06 + 2,04 \cdot 1,94 + 3,41 \cdot 1,66 + 5,38 \cdot 2,0 + 6,47 \cdot 2,05 + \\ + 2,42 \cdot 0,96 + 5,6 \cdot 1,75 = 53,88 \text{ m}^3.$$

Die Entfernung zwischen den Festpunkten beträgt:

$$L_0 = \sqrt{L_1^2 + L_2^2 + L_3^2} = 11,1 \text{ m}.$$

Die Wärmedehnung ist

$$\Delta = 0,72 \cdot 11,1 = 8,0 \text{ cm ohne Vorspannung} \\ \text{bzw.} = 4,0 \text{ cm mit } 50 \text{ vH Vorspannung.}$$

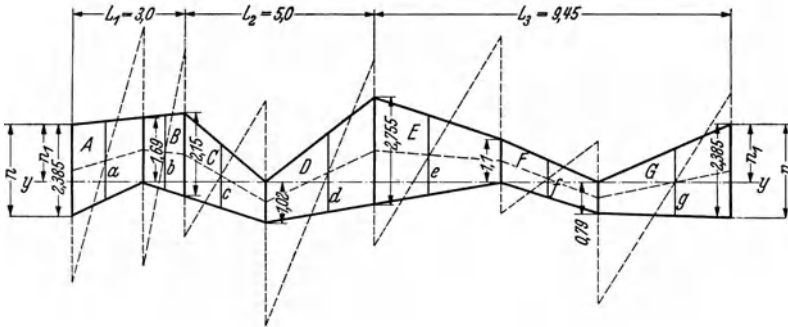


Abb. 164. Momentenplan für den räumlichen Bogen nach Abb. 162.

Mit $E = 1,77 \cdot 10^6 \text{ kg/cm}^2$ ist die Gesamtkraft

$$P = \frac{\Delta \cdot E \cdot J}{10^6 \cdot M} = \frac{4,0 \cdot 1,77 \cdot 10^6 \cdot 1780}{10^6 \cdot 53,88} = 234 \text{ kg}$$

und da aus dem Momentenbild der größte Hebelarm

$$a_{\max} = 2,755 \text{ m ist,}$$

wird die größte Biegungsspannung in diesem Punkt

$$\sigma_b = \frac{P \cdot a_{\max} \cdot D}{200 \cdot J} = \frac{234 \cdot 275,5 \cdot 17,1}{200 \cdot 1780} = 3,10 \text{ kg/mm}^2.$$

Diese Biegungsspannung ist ebenfalls zulässig.

Die genauere und doch viel einfachere Berechnung dieses räumlichen Bogens nach v. Jürgensonn [173], Seite 205 bis 209, liefert

$$P = 277 \text{ kg und } \sigma_{b \max} = 3,71 \text{ kg/mm}^2,$$

also im vorliegenden Fall keine wesentlich abweichenden Werte.

Damit ist ein ausführliches Beispiel für die wichtigsten Gesichtspunkte und Berechnungen bei der Planung einer Hochdruckanlage gegeben.

Die Berechnung einer Flanschverbindung wurde schon im Abschnitt F/3 ausführlich behandelt.

III. Beschreibung allgemeiner Bauteile.

A. Rohre und deren Herstellung.

1. Gußeiserne Rohre.

Gußeiserne Rohre und Formstücke finden für Wasser- und Gasleitungen und in chemischen sowie anderen Industriezweigen für die verschiedensten Produkte Verwendung, und zwar als Muffen- und Flanschenrohre für geringe Betriebsdrücke. Die Herstellung der Rohre und Formstücke erfolgt in Sandformen, seit mehr als 10 Jahren werden aber auch Muffenrohre liegend im Schleuderverfahren hergestellt. Ein Nachteil ist, daß gußeiserne Rohre zur Zeit nicht über 5 m Länge ausgeführt werden können.

Das DIN-Blatt 2420 behandelt die technischen Lieferbedingungen für gußeiserne Rohre und Formstücke, während DIN 2430 die Kurzzeichen für gußeiserne Formstücke bringt. Über gußeiserne Flanschenrohre gibt DIN 2422 und über die Flanschen selbst DIN 2532 Aufschluß. Für Sandguß-Muffendruckrohre und Formstücke gelten DIN 2432, 2437 und 2830 bis 2839. Im Schleuderguß hergestellte Muffendruckrohre (DIN 2431) werden neuerdings aus Gründen der Werkstoffersparnis in zwei verschiedenen Wandstärken ausgeführt:

Klasse A als dünnwandige Rohre bis 10 at.

Klasse B bis 16 at Betriebsdruck, letztere entsprechend der Normalwandstärke der Flanschenrohre; für Betriebsdrücke über 16 at werden die Wanddicken verstärkt.

2. Stahlgußrohre

werden nur in kurzen Längen für Sonderzwecke hergestellt; das Hauptgebiet sind Stahlgußformstücke für hohe und höchste Drücke.

3. Stahlrohre.

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.

Im ersten Teil dieses Buches wurde in einzelnen Abschnitten bereits auf die verschiedenen Vorteile der Stahlrohre gegenüber solchen aus Gußeisen hingewiesen. Zusammenfassend kann gesagt werden, daß fast für alle Verwendungszwecke das geringere Gewicht, die bedeutend größere Sicherheit gegen Bruch, die auch bei Verlegung im Erdreich eine Rolle spielt, und die einfache Art, wie durch Feuer-, autogenes oder elektrisches Schweißen im Werk oder auf der Baustelle, Verbindungen

oder Abzweigungen in vollkommener Dichtigkeit und Festigkeit hergestellt werden können, dem Stahlrohr den Vorrang verschaffen. Der Vorteil großer Herstellungslängen bei Stahlrohren mit 8 bis 16 m und mehr (Gußrohr höchstens 5 m) verbunden mit der Schweißbarkeit ermöglicht z. B., daß Ferngas- und andere Leitungen endlos geschweißt werden können, so daß Flanschverbindungen nur an Armaturen und Meßapparaten usw. verbleiben.

Verhältnismäßig lange hat man Gußrohre bevorzugt in den Fällen verwendet, wo Korrosion befürchtet wurde. Die Vervollkommnung der Schutzverfahren am Stahlrohr und an dessen Rohrverbindungsstellen hat aber den früheren Vorzug der Gußrohre auch ausgeglichen; das z. B. in heißes Bitumen getauchte (oder im Rohrinternen sogar mit 1 bis 4 mm starker Bitumenausschleuderung versehene) und mit gleicher Weise getauchtem Jute- oder Wollfilzband spiralförmig umwickelte Stahlrohr ist dem Gußrohr korrosionstechnisch überlegen. Eine ausführliche Behandlung der Schutzverfahren ginge über den Rahmen dieses Buches hinaus. Je nach den Wasser- und Bodenverhältnissen muß die Fachfirma nach ihren Erfahrungen die zweckentsprechende Isolierung der Rohre vorsehen. Erwähnt sei noch, daß für Sonderzwecke in der chemischen Industrie auch eine innere Gummierung der schmiedeeisernen Rohre und Formstücke vorgenommen wird.

Schrifttumsangaben über Korrosionsschutz sind am Schluß des Buches zu finden.

Bei der Herstellung von Stahlrohren werden zwei Gruppen unterschieden:

1. Rohre mit Längsnaht,
2. Rohre ohne Längsnaht (nahtlose Rohre).

Zu den ersteren gehören geschweißte, genietete, gelötete und gefalzte Rohre. 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 Schweißeisen gefertigt.

Geschweißte Rohre. Die Herstellungsverfahren für geschweißte Rohre sind folgende:

1. Stumpfschweißung durch Ziehen (Abb. 165).
2. Überlappte Schweißung durch Walzen (sogenannte Patentschweißung) (Abb. 166).
3. Feuer- bzw. Wassergaspreßschweißung (Abb. 167).
4. Gasschmelzschweißung (Abb. 168).
5. Elektrische Schweißung (Abb. 169).

Nahtlose Rohre. Nahtlose Rohre werden nach verschiedenen Verfahren hergestellt. Die hauptsächlichsten davon und ihre Hilfseinrichtungen sind folgende:

6. Verfahren mittels Schräg- und Pilgerschrittwalzwerk (Abb. 170 und 171).

7. Stiefelverfahren mittels Schräg- und Duowalzwark (Schwedisches Walzwerk) (Abb. 172).

8. Ehrhardt-Verfahren mittels Loch- und Ziehpresse (Abb. 173).

9. Schwedisches Verfahren mittels Lochpresse und Duowalzwark (Schwedisches Walzwerk) (Abb. 174).

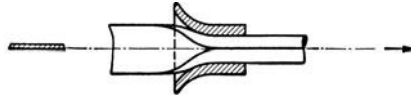


Abb. 165. Stumpfschweißung durch Ziehen.

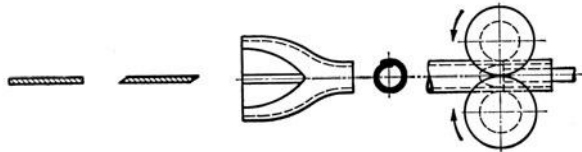


Abb. 166. Überlappte Schweißung durch Walzen.

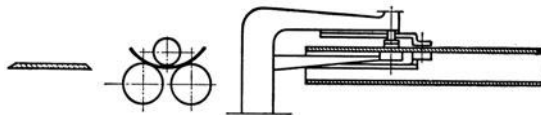


Abb. 167. Feuer- bzw. Wassergaspreßschweißung.

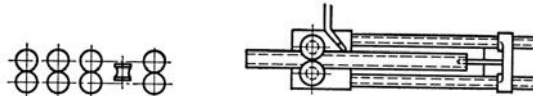


Abb. 168. Gasschmelzschweißung.

10. Strangpressen-Verfahren, bei welchem die Preßmatrize und der Lochdorn eine Ringdüse bilden, durch die der Block mittels eines Preßstempels zu einem Rohr bis zu 18 m Länge gepreßt wird.

11. Ehrhardt-Verfahren zur Erzeugung großer nahtloser Hohlkörper. Lochpresse, Ziehpresse und Sonderwalzwerk (Abb. 175).

12. Roeckner-Walzverfahren zur Herstellung großer und langer nahtloser Hohlkörper bis 1800 mm \varnothing und 18 m Länge. Radialwalzverfahren (Abb. 176).

13. Aufziehverfahren mittels Dorn zur Erzeugung von dünnwandigen Rohren großer Durchmesser.

14. Aufweite-Walzverfahren dient dem gleichen Zweck wie unter 13.

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 stumpfgeschweißter Rohre durch Ziehen und dasjenige Pos. 2 zur Herstellung überlapptgeschweißter Rohre durch Walzen sind die ältesten Verfahren der Rohrherstellung.

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.

Nach einem anderen Verfahren werden geschweißte Rohre aus endlosen Bandstreifen angefertigt und dann die einzelnen Rohrlängen nach Bedarf abgeschnitten.

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 im Wettbewerb mit diesem, jedoch ist es ihm nicht gelungen, dasselbe ganz 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 in Reduzierwalzwerken oder auf Tischbänken heruntergearbeitet 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 Zustande, je nach Wandstärke und Rohrdurchmesser, auf einer Blechbiegemaschine zu einem Rohr gerundet. Hierauf werden die vorgebogenen Schüsse auf die Schweißstraße gebracht und bei

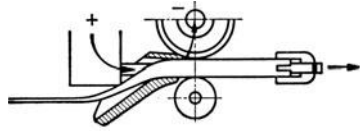


Abb. 169. Elektrische Schweißung.

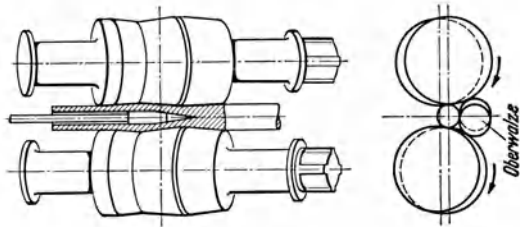


Abb. 170. Schrägwalzwerk.

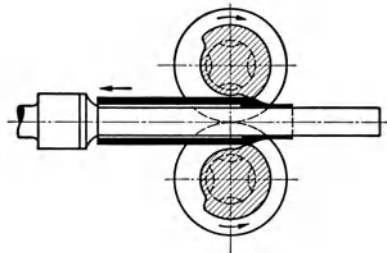


Abb. 171. Pilgerschritt-Walzwerk.

Feuerschweißung mittels Koksfeuer, bei Wassergasschweißung mittels innen- und außenliegender Wassergasbrenner absatzweise auf Schweißhitze (etwa 1400°C) gebracht und die erhitzten Stellen mittels durch Dampf oder Luft betätigter Hämmer, Doppelrollen oder auch von Hand überlappt zusammengeschweißt.

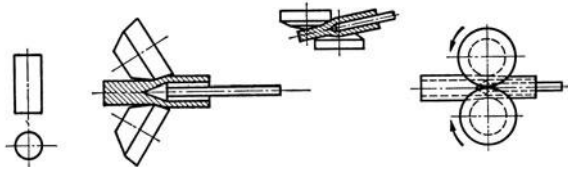


Abb. 172. Stiefelverfahren mittels Schräg- und Duowalzwerk.

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.

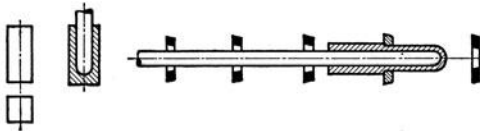


Abb. 173. Ehrhardt-Verfahren mittels Loch- und Ziehpresse.

Wassergasgeschweißte Rohre werden von 300 mm l. W. ab bis zu den größten versandfähigen Abmessungen 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 Beförderungsverhältnisse beschränkt. Die kleinste Wandstärke, die man noch mit Sicherheit schweißen kann, ist 6 mm, die größte Wandstärke bei Überlapptschweißung schwankt je nach den maschinellen Schweißeinrichtungen des betreffenden Werkes zwischen 40 bis 90 mm. Bei Handschweißung geht man nicht über 25 bis 30 mm.

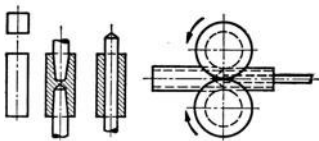


Abb. 174. Schwedisches Verfahren mittels Lochpresse und Duowalzwerk.

Die überlappt mit Wassergas geschweißte Naht ist als die beste und zuverlässigste anzusprechen.

Der zur Verwendung kommende Werkstoff hat eine Festigkeit bis etwa 50 kg/mm^2 bei 25 bis 20% Dehnung.

Gasschmelzschweißung. Bei den mittels der Gasschmelzschweißung hergestellten Rohren findet ebenfalls nur eine Erhitzung der Schweißnaht mit Brennern für Azetylgas und Sauerstoff oder Wasserstoff und sonstigem Gas bzw. verdampftem flüssigem Brennstoff und Sauerstoff statt.

Die Rundung der Rohre erfolgt bei kleinem Durchmesser auf Maschinen, ähnlich wie bei den vorbeschriebenen stumpfgeschweißten Rohren, bei größerem Durchmesser auf der Blechbiegemaschine wie bei den feuer- bzw. wassergasgeschweißten Rohren.

Die Schweißung selbst erfolgt bei kleinem Durchmesser bis 120 mm l. W. auch selbsttätig auf Sondermaschinen. Bei größerem Durchmesser erfolgt sie jedoch ausschließlich von Hand. Die Rohrdurchmesser und Längen sind — wie bei der Wassergasschweißung — nur durch die Beförderungsverhältnisse begrenzt.

Bei starken Schweißbrennern kann man bis 20 mm Blechstärke verarbeiten, jedoch ist es nicht zweckmäßig, Wandstärken über 8 mm autogen zu schweißen, sofern Wassergasschweißung zur Verfügung steht. Bei Stärken:

von 0,5 bis 2 mm kommt der Bördelstoß,
 von 2 bis 4 mm kommt der Stumpfstoß,
 von 6 bis 10 mm kommt der V-Stoß mit Kerbwinkel bis 90° ,
 für Stärken über 10 mm kommt der X-Stoß mit Kerbwinkel 60 bis 90° beiderseits zur Anwendung.

Elektroschweißung.
 Bei der Lichtbogenschweißung unterscheidet man die Schweißung mit Metallelektroden nach Slavianoff und mit Kohlenelektrode nach Benardos. Im Rohrleitungsbau ist die erstgenannte Art am häufigsten vertreten.

Beim Schweißen mit der Metallelektrode wird der Schweißdraht als Elektrode und als Zusatzdraht gleichzeitig benutzt. Die Vorteile dieser Schweißart sind die rein örtliche Erwärmung, die Vielseitigkeit ihrer Anwendung und die Wirtschaftlichkeit.

In bezug auf ihre Ausführung unterscheidet man die Metallelektroden in

1. nackte oder blanke,
2. dünn umhüllte oder getauchte,
3. dick umhüllte oder Preßmantelektroden und
4. Seelenelektroden.

Die meiste Verbreitung haben im Rohrleitungsbau die Preßmantel-

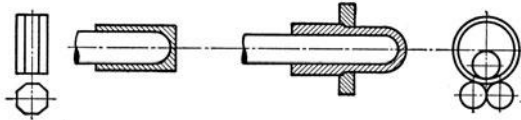


Abb. 175. Ehrhardt-Verfahren zur Erzeugung großer, nahtloser Hohlkörper (Lochpresse, Ziehpresse und Sonderwalzwerk).

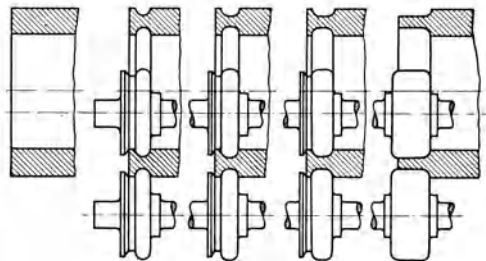


Abb. 176. Roeckner-Aufwalzverfahren.

elektroden gefunden, die es ermöglichen, eine hochwertige Schweißnaht herzustellen und die verschiedenen Wünsche der Schweißpraxis zu erfüllen. Besondere Bedeutung haben diese Elektroden für die Schweißung von legierten Sonderstählen. Die durch Verbrennen und Verdampfen im Lichtbogen auftretenden Legierungsverluste werden durch Beimengen von Legierungsbestandteilen in der Umhüllung, teilweise jedoch auch durch Überlegieren des Drahtes ausgeglichen.

Somit ist man in der Lage, alle — auch im Höchstdruckbau vorkommenden — Festigkeits- und Dichtigkeitsschweißungen mit höchster Betriebssicherheit auszuführen.

Eine besondere Stellung unter den Lichtbogenschweißverfahren nimmt das sog. Ellira- (Unionmelt-) Verfahren¹, welches sich allerdings hauptsächlich für lange Längsnähte und weniger für Rundnahtschweißungen eignet. Es handelt sich um eine selbsttätige Elektroschweißung, bei der ein blanker Schweißdraht vom Drahring selbsttätig verschweißt wird. Stromzufuhr und Vorschub geschehen wie beim gewöhnlichen Drahtschweißkopf. Zum Erreichen der Nahtgüte wird ein gekörntes Schweißpulver mit besonderen Eigenschaften zugeführt, und zwar so, daß der Lichtbogen unsichtbar innerhalb dieses Schweißpulvers wirkt.

Mit dem Ellira-Schweißverfahren wird eine besonders hochwertige Schweißnaht mit bemerkenswert guten Eigenschaften wie hohe Festigkeit, sehr hohe Dehnung bis zu 35 vH und Kerbzähigkeit und ein Biegewinkel von 180°, erreicht. Damit sind die Gütewerte der Ellira-Schweißung allen bisher bekannten Schmelzschweißungen mit großem Abstand überlegen.

Das Schräg- und Pilgerwalzverfahren. Hier wird der starkwandige Hohlkörper als erstes Erzeugnis in der Rohrherstellung durch das bekannte Schrägwalzverfahren — das ursprüngliche Mannesmann-Verfahren — hergestellt.

In dem anschließenden Pilgerwalzverfahren erfolgt die Ausstreckung des zuerst erzeugten Hohlblockes zu einem Rohr von handelsüblichen Abmessungen.

Der Schrägwalzapparat besteht aus einer Dreiwalzengruppe: den beiden gegenüberliegenden Arbeitswalzen, welche unmittelbar von der Maschine unter Zwischenschaltung eines Kammwalzgerüsts in gleicher Drehrichtung angetrieben werden, und der Führungswalze als Schleppwalze.

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 Schrägwalzvorgang als ein weiteres Glied für die Kaliberbildung zu betrachten.

¹ B. Zahn, VDI-Zeitschrift Bd. 85, Heft 14 (1941), S. 325.

Die Achsen der beiden Walzen sind schräg gegen die Waagerechte gestellt und kreuzen sich. Wird nun zwischen diesen 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 der im bildsamen (warmen) Zustande befindliche Werkstoff durchgeknetet. Im Inneren 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 Innenmaßhaltung des bereits gelochten Blockteiles, ohne einen wesentlichen Einfluß auf das Hohlwerden selbst auszuüben.

Pilgerschrittwalzverfahren. Das Pilgerwalzwerk ist ein Zweiwalzenwalzwerk (Duowalzwerk).

Das unterbrochen ausgebildete Kaliber ist 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 sog. Pilgerkopf am Rohr zurück, der bei glatten Rohren später abgetrennt wird. Bei Wasserleitungsrohren wird derselbe zu einer Muffe ausgepreßt, aber auch bei Gestängerohren — wie sie in der Ölindustrie benötigt werden — kann der Pilgerkopf günstig verwendet werden. Die gepilgerten Rohre werden zum Teil auf Kratzbänken (Warmziehbänken) oder Reduzierwalzwerken auf kleinere Außendurchmesser gebracht, die nicht mehr fertig gewalzt werden können.

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 vereinigten Schräg- und Pilgerschrittwalzverfahren werden zur Zeit Rohre in Weiten von 33 bis 600 mm l. W. hergestellt. Im Gegensatz zu den anderen Verfahren ist die Herstellung auch in großen Längen (z. B. bei 350 mm l. W. bis 35 m und bei 500 mm l. W. bis 18 m lang), deren Verwendung im Rohrleitungsbau in den meisten Fällen große Vorteile bietet, möglich.

Seit mehreren Jahren ist es auch gelungen, nahtlose Rohre über 300 mm l. W. 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 (s. hierzu DIN 2448).

Diese Rohre erfordern aber nach dem Walzen einen zusätzlichen Arbeitsgang, so daß der Preis je Tonne höher liegt als bei den Rohren mit der Vorzugswand nach DIN 2448.

4. Stahlbetondruckrohre.

Um der Stahlbetonbauweise neue Anwendungsgebiete zu erschließen, hatten sich Franzosen wie Monier und Hennebique schon Ende des 19. Jahrhunderts für das Stahlbetondruckrohr eingesetzt. In Deutschland beginnt man erst in den letzten Jahren aus Gründen der Stahlersparnis für Wasser- und Abwasserleitungen großer Durchmesser aber niedriger Drücke, Stahlbetonrohre zu verwenden; das Anwendungsgebiet ist aber beschränkt.

5. Asbestzement-(Eternit-)Rohre.

Auch für diese Rohre — die Aufbaustoffe sind Asbest und Zement ohne jede Eisenarmierung — wird das Anwendungsgebiet begrenzt bleiben: für Wasser- und Abwasserleitungen kleinerer Durchmesser — zur Zeit bis 400 mm l. W. — und geringen Betriebsdruckes, selten für industrielle Zwecke.

6. Kunststoffrohre.

Für Rohrleitungen in der chemischen Industrie wird Kupfer wegen seiner guten chemischen Beständigkeit viel verwendet. Als Austauschstoff für solche Rohrleitungen — aber auch als Ersatz für Blei-, Ton- und Glasrohrleitungen in der chemischen Industrie — bewährt sich der neue polymere Kunststoff „Mipolam“ recht gut, der auf der Grundlage von Kohle und Kalk hergestellt wird.

B. Rohrverbindungen.

1. Gußrohre.

Die normale Verbindung gußeiserner Rohre unter sich (insbesondere in Baulichkeiten) bzw. der Anschluß an Apparate und Armaturen erfolgt mittels Flansch. Bei Erdleitungen kommt die Muffenverbindung in Frage (normale Muffenform DIN 2437) mit Hanf- oder Teerstrick und Abschluß durch Blei- oder Aluminiumwolle bzw. anderen in der letzten Zeit aufgekommene Austauschstoffen.

In den letzten Jahren haben die Gießereien in der Ausführung voneinander abweichende Schraubmuffenverbindungen auf den Markt gebracht, die unter Benutzung eines Rundgummidichtungsringes geringe Richtungswechsel in der Verlegung zulassen bzw. etwas Nachgiebigkeit zeigen, wodurch die Verbindung entlastet wird.

2. Stahlrohre.

Obwohl die nach dem Schrägwalz- und Pilgerschrittverfahren hergestellten nahtlosen Rohre in großen Längen erzeugt werden können, kommen diese großen Längen wegen ihrer Sperrigkeit und schwierigen Beförderungs- und Bearbeitungsverhältnisse nicht in den Handel; die üblichen Handelslängen betragen vielmehr je nach dem Durchmesser nur 6 bis 16 m.

Für die Verbindung der Rohre untereinander und mit Armaturen und Formstücken unterscheidet man zwei Arten:

- a) feste, d. h. nicht lösbare Verbindungen,
- b) lösbare Verbindungen.

Die gebräuchlichsten Bauarten hierfür sollen kurz zusammengestellt werden:

Die Verbindungselemente sind verschieden je nach Rohrart, Rohrweite und Verwendungszweck.

Die festen Verbindungen sind solche durch Schweißen, Nieten oder Löten hergestellten. Zu den lösbaren gehören die Flanschen- und Muffenverbindungen.

Die Flanschverbindungen sind bereits im Abschnitt II/G 4, 5 und 6 sehr ausführlich behandelt worden, weshalb auf eine Wiederholung verzichtet wird.

Auch die Schweißverbindung wurde im Abschnitt II/G 7 eingehend besprochen.

3. Gewindemuffen.

Rohre kleineren Durchmessers, wie sie bei Zentralheizungen, Gas- und Wasserleitungen in Gebäuden gebraucht werden, werden mit Gewindemuffen (Abb. 177) verbunden. Soll eine bestimmte Länge genau

eingehalten werden, und ist demnach ein beiderseitiges Anziehen auf das kegelige Gewinde nicht statthaft, so kommen Langgewinde mit zylindrischem Gewinde und Gegenmutter (Abb. 178) zur Verwendung.

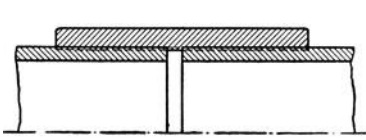


Abb. 177. Gewindemuffenverbindung.

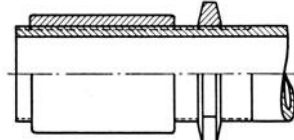


Abb. 178. Gewindemuffe mit Gegenmutter.

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.

4. Muffenverbindungen.

Flanschverbindungen sind ungeeignet für Rohrleitungen, die unmittelbar in die Erde verlegt werden, weil die Gefahr besteht, daß die Schrauben festrosteten. Man verwendet für solche Fälle gern 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 Rohren größeren Durchmessers hat den Nachteil, daß sie ungeeignet ist, größere Zug- und Biegebbeanspruchungen aufzunehmen, und demzufolge können Brüche in den Schweißnähten entstehen.

Durch Anwendung der Muffenverbindungen werden diese Nachteile behoben und die Schweißnaht ganz oder teilweise entlastet. Man unterscheidet im wesentlichen folgende Arten der Muffenverbindungen für nahtlose Rohre:

A. Schweißmuffen:

1. Die normale Einsteckschweißmuffe nach DIN 2460 und 2461 Form B (Entwurf Nov. 1942) entsprechend Abb. 28,
2. die Kugelschweißmuffe 10° entsprechend Abb. 62.

B. Stemmuffen:

1. Die normale Stemmuffe nach DIN 2460 und 2461 Form A (Entwurf Nov. 1942):

- a) Pilgerkopfmuffe nach Abb. 184 (jedoch mit langer Führung),
- b) langverstärkte Muffe (DIN 2461 Form A).

- C. Dichtungsringmuffe als sog. Sigurmuffe nach DIN 2460 und 2461 Form C (Entwurf Nov. 1942) nach Abb. 186.

Die Ausführung nach Abb. 62 bietet außerdem den Vorteil, daß mit ihr auch bei Verlegung mit einer Achsenabweichung bis 10° leicht eine zuverlässige Verbindung hergestellt werden kann. Außerdem bedingt sie wenig Anrichtarbeit, da das Abschneiden überstehender Kugelteile fortfällt.

Man kann deshalb durch diese teilweise die Verwendung besonderer 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. Die Erfahrung hat 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. 28). Bei dieser wird das eine Rohrende

zylindrisch aufgemufft und die Kante der Muffe mit dem Außenrande des Schwanzendes autogen oder elektrisch verschweißt. Bei dieser Verbindung ist jedoch die Schweißnaht nicht wie bei den vorher beschriebenen Kugelschweißverbindungen bei Zugbeanspruchungen in Richtung der Rohrachse entlastet. Der Vorteil besteht in der Führung des Schwanzendes in der Muffe.

Die Strengermuffe nach Abb. 180 bringt durch ihre zusätzlichen Schweißpfropfen eine gute Entlastung der Schweißnaht. Mit dieser Verbindung sind schon Hunderte von Kilometern verlegt.

Eine Muffe, die für Fernleitungen gern angewendet wird, ist die Nippelschweißmuffe (Irakmuffe) nach Abb. 181. Sie bietet aber nur eine Entlastung der Schweißung gegen Quer-, nicht gegen Zugkräfte.

Für Leitungen kleineren Durchmessers, die nicht in unsicherem Erdreich verlegt werden und für nicht zu hohen Betriebsdruck bestimmt sind, kann vielfach die einfache Stumpfschweißung der Nähte angewandt werden. Oft beschränkt man sich darauf, in dieser Weise Doppellängen herzustellen und bei höheren Drücken diese Stumpfnähte



Abb. 179. Bördelschweißnaht.

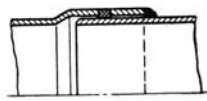


Abb. 180. Strengermuffe mit Pfropfsicherung.

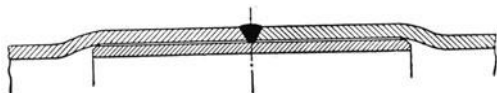


Abb. 181. Nippelschweißmuffe (Irakmuffe).



Abb. 182. Schweißnahtsicherung mittels Hönscher Laschen.

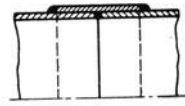


Abb. 183. Schweißnahtsicherung mittels Überschieber.

zusätzlich durch die sog. Höhnschen Laschen (Abb. 182) oder Überschieber (Abb. 183) zu sichern; die übrigen Verbindungen werden mit Flanschen ausgeführt.

Neben den Schweißmuffen verwendet man auch vielfach Muffenverbindungen, die denjenigen der Gußrohre entsprechen und bei Gas- und Wasserleitungen sehr verbreitet sind.

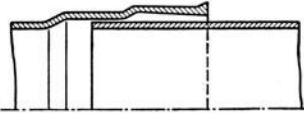


Abb. 184. Stahlrohrmuffenverbindung.

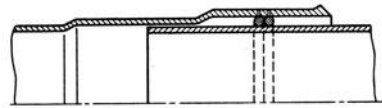


Abb. 185. Stahlrohrmuffenverbindung für Doppeldichtung mit Prüfloch für Riechrohr.

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. 184 zeigt, wird die Dichtung mit Hanfstrick und Bleivorlage hergestellt. An Stelle von Blei finden in den letzten Jahren vollwertige Ersatzstoffe, wie z. B. Aluminiumwolle und Folie Verwendung. Die Ausbildung der Muffe weicht oft von der 1882 gemeinschaftlich von dem Verein Deutscher Ingenieure und dem Verein Deutscher Gas- und Wasserfachmänner festgelegten Normalform ab. Eine Sonder-



Abb. 186. Stahlrohrmuffenverbindung mit Gummidichtung.

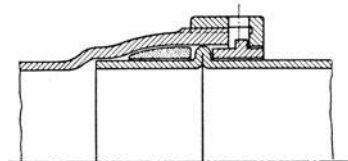


Abb. 187. Stahlrohrmuffe mit Gewindeüberwurfmutter.

ausführung der Bleimuffe ist die sog. Schalkermuffe (Abb. 184) und die neue Schalkermuffe für Doppeldichtung mit Prüfloch für ein Riechrohr (Abb. 185). Dieselben werden besonders für Gasleitungen im Bergbaugbiet angewandt, wo der Untergrund unsicher ist oder bei aufgeschüttetem, lockerem 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. 53) gehalten werden.

Bei der in neuerer Zeit viel zur Verwendung kommenden einfachen Sigurmuffe (Abb. 186) ist das Dichtungsmittel ein Gummiring, wie auch bei der Stahlrohrschraubmuffe, die Ähnlichkeit mit den Gußrohrschraubmuffen besitzt (Abb. 187).

Sowohl die Schalkermuffe als auch letztere Ausdehnungsmuffe mit langem Führungshals und Flanschsicherung finden Verwendung als Ausdehnungsmuffe zum Einschalten in gewissen Abständen in zusammengeschweißte Stränge von Gasfernleitungen, wofür bei höheren Drücken eine Sonderbauart (Abb. 188) in Frage kommt.

Ein wesentlicher Vorteil der Schweißmuffenverbindungen besteht darin, daß diese immer ganz dicht bleiben, während bei den Muffen

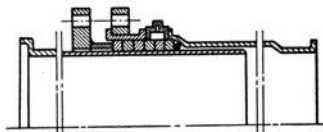


Abb. 188. Sondermuffenverbindung für Gasfernleitungen mit hohem Druck.



Abb. 189. Nietverbindung für Wasserturbinenleitungen.

mit eingestemmtem Dichtungsmaterial eine dauernd bleibende Dichtheit nicht erreichbar ist.

Die beschriebenen Muffenverbindungen können nicht ohne Zerstörung der Dichtung gelöst werden, sind also nur geeignet für Leitungen, die auf lange Dauer ohne Änderung verlegt werden.

5. Nietverbindungen.

Hauptsächlich für Wasserturbinenleitungen größerer Abmessungen wird die Nietmuffe verwandt, die eine große Sicherheit bietet. Eine bewährte Ausführung zeigt unter anderem die Abb. 189.

6. Schnellkupplungen.

Im Aufbau der Muffenverbindung verwandt sind die Phoenix-Schnellkupplungen, die aber im Gegensatz zu jenen außerordentlich leicht verlegt und gelöst werden können. Zur Dichtung dient ein Gummiring, der nicht, wie bei den oben erwähnten Bauarten, das Schwanzende umschließt, sondern an der Stirnseite des Rohres anliegt, wie Abb. 190 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° möglich ist, deshalb eignet sich diese Verbindung hervorragend in all den Fällen, wo eine Leitung in unebenes Gelände vorübergehend verlegt werden muß.

Schnellkupplungsrohre sind sowohl zur Fortleitung von Flüssigkeiten

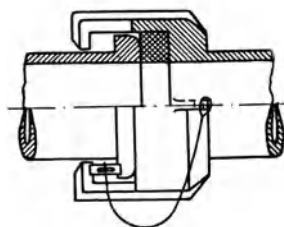


Abb. 190. Phoenix-Schnellkupplung.

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 Pumpenleitungen zur Entwässerung von Baugraben auf Zechen 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.

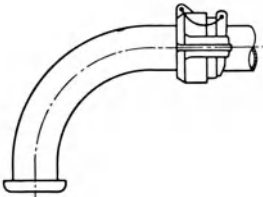


Abb. 191. Krümmer mit Phoenix-Schnellkupplung.

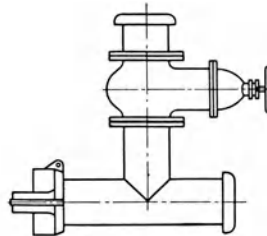


Abb. 192. Abzweigstück mit Phoenix-Schnellkupplung.

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 ungelerten Arbeitern gut ausgeführt werden kann, wird gerade dieses von der Phoenix-Schnellkupplung im höheren Maße als von sonst einer Verbindung gewährt.

Für den Anschluß an vorhandene Leitungen und zur Herstellung von Abzweigen wurden geeignete Hilfsstücke ausgebildet (Abb. 191 u. 192). Bei der Verlegung auf freiem Felde wird ein Verschmutzen der Rohre verhindert und die Verlegung noch weiter vereinfacht, indem besondere Feldleitungsböcke verwandt werden.

7. Abzweigungen in den Rohrleitungen, Formstücke.

Die Rohrleitung verzweigt sich in den meisten Fällen bzw. ändert ihre Richtung, so daß Bogenabzweigungen in Form von aufgeschweißten Stutzen oder durch besondere Formstücke erforderlich werden.



Abb. 193. Glatte Rohrbogen.

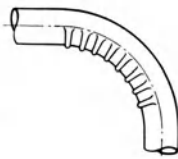


Abb. 194. Faltenrohrbogen.

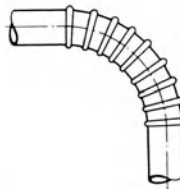


Abb. 195. Wellrohrbogen.

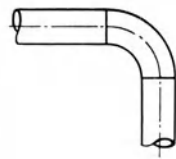


Abb. 196. Einschweißbogen (Union-Stahlrohrbogen).

Biegungen werden entweder unmittelbar aus Rohr (Abb. 193 bis 196) oder durch Krümmen in Stahlguß oder Gußeisen (Abb. 197) herbeigeführt. Bei Anfertigung der Glattrohrbiegungen ist zu beachten, daß der Biegungshalbmesser nicht zu klein gewählt wird. Erfahrungsgemäß



Abb. 197. Flanschen-Krümmen aus Guß.

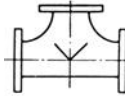


Abb. 198. Guß-T-Stück.

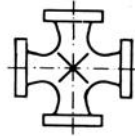


Abb. 199. Guß-Kreuzstück.

tritt beim Biegen an der Außenfaser des Bogens eine Wandschwächung ein, die für C-Stähle

bei $R = 5 \cdot d$ etwa 10—15 vH

bei $R = 4 \cdot d$ etwa 20 vH

und bei $R = 3 \cdot d$ bis 30 vH (!)

der vollen Rohrwand erreicht. Bei warmfesten Stählen ist die Wandschwächung etwas günstiger. Abzweigstücke, T-Stücke usw. werden bei niederen Drücken in Gußeisen und bei höheren Drücken — besonders bei Heißdampf — in Stahlguß mit stark gerundeten Übergängen vorgesehen, um den Druckverlust möglichst gering zu halten (Abb. 198 und 199). Im übrigen sei auf den Abschnitt II G/8 verwiesen.

C. Armaturen und besondere Apparate zur Messung, Druckregelung und Sicherheit usw.

1. Absperrorgane.

Es soll im folgenden keine Beschreibung der verschiedenen Fabrikate und Bauarten gegeben werden, da diese durch die in jedem Betrieb zahlreich vorhandenen Druckschriften und Kataloge hinreichend bekannt sind.

Wichtig ist es vor allen Dingen, auf die wesentlichsten Merkmale der einzelnen Hauptgruppen hinzuweisen und die Betriebsbedingungen für deren Verwendung zu erläutern.

Bei ganz kleinen Durchmessern und geringen Drücken finden gewöhnliche Hähne gemäß Abb. 200 oder Stopfbuchshähne Verwendung. Je nach dem Verwendungszweck erfolgt die Herstellung entweder ganz aus Gußeisen oder nur das Gehäuse aus Gußeisen und das Kük in Rotguß oder Sonderbronze. Ventile eignen sich auch für größere Durchmesser und werden bis zu den höchsten Drücken verwendet. Allerdings

wird das normale DIN-Ventil nach Abb. 201 infolge seines sehr hohen Widerstandes (vgl. Abb. 81) immer mehr durch widerstandsgeringere Sonderbauarten gemäß Abb. 153, 202 und 203 verdrängt.

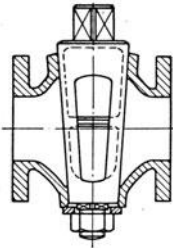


Abb. 200.
Absperrhahn.

Die Gehäuse werden für niedrige Drücke und bis 250° C aus Gußeisen, darüber hinaus aus Stahlguß hergestellt. Die Spindel wird bei Wasserleitungen in Rotguß, im übrigen aus Stahl, gegebenenfalls aus nichtrostendem Sonderstahl vorgesehen. Dichtungsringe ebenfalls aus Rotguß, Schmiedebronze und bei Dampfleitungen aus Nickelbronze, V 2 A- oder Nitrierstahl. Gut bewährt hat sich in letzter Zeit auch die aufgeschweißte Ara-Dichtung.

Für größere Rohrdurchmesser, etwa ab 80 NW, kommen vorwiegend Absperrschieber in Betracht, da sie infolge der geraden Durchflußöffnung den geringsten Widerstand haben und bei großen Abmessungen sich leichter als Ventile bedienen lassen.

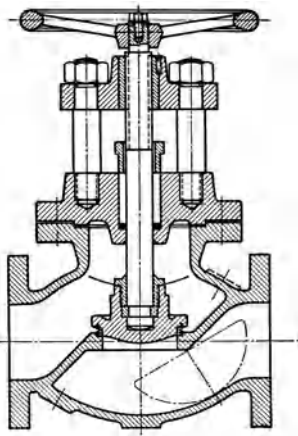


Abb. 201. Normales DIN-Ventil.

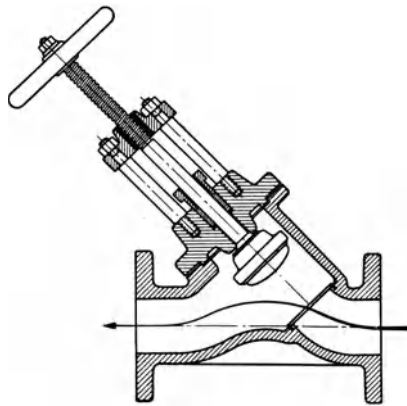


Abb. 202. Widerstandsgeringe Ventilbauart
(Koswa-Ventil).

Man kann die Schieber in folgende Hauptgruppen unterteilen:

1. Keilschieber,
2. Parallelschieber,
 - a) dampfdichtend,
 - b) mit zusätzlicher mechanischer Anpressung.

Keilschieber nach Abb. 204 werden bei normalen Verhältnissen für Gas- und Wasserleitungen verwendet. Bei ganz niedrigen Drücken sind gußeiserne Keilschieber flacher Bauart (kurze Baulänge) nach Abb. 205 gebräuchlich.

Die Wahl eines innen oder außen liegenden Spindelgewindes hängt davon ab, ob ein Angriff durch die Flüssigkeit zu befürchten ist oder nicht.

Für Gasleitungen niederer Drücke werden die Dichtungsringe aus Eisen ausgeführt, während bei höheren Drücken diese aus Sonderbronze vorzusehen sind.

Für Wasser- und Niederdruckdampfleitungen werden Ringe aus Rotguß oder Sonderbronze gewählt.

Um das Eindringen von Luft zu verhindern, bringt man bei Unterdruckleitungen an der Stopfbüchse Wassertassen an (s. Abb. 23).

Für Heißdampfleitungen eignet sich der normale Keilschieber nicht, da der starre Keil keine sichere Abdichtung gewährleistet.

Der dampfdichtende Parallelschieber ähnlich Abb. 206 ist die in Dampfleitungen mittlerer Drücke am häufigsten angewandte Bauart. Der Dampfdruck preßt die ein- oder zweiteilige Schieberplatte einseitig an die Gehäusedichtung und ergibt somit eine einseitige Abdichtung. Zum Einbau in Ringleitungen oder in Leitungen mit beiderseitiger Flußrichtung eignet sich diese Bauart nicht. Außerdem hat sie den Nachteil, daß die Dichtflächen während eines großen Teiles des Hubes aufeinander schleifen, sich dadurch vorzeitig abnutzen und besonders bei höheren Drücken ein dauerndes Dichthalten nicht ermöglichen.

Bei den Parallelschiebern mit mechanisch angepreßten Dichtflächen kann man zwei Arten unterscheiden:

a) Schieber, bei denen der Dampfdruck und die zusätzliche mechanische Anpressung der Dichtflächen die vollkommene Abdichtung in einer Richtung herbeiführen (z. B. Abb. 207).

b) Schieber, bei denen die mechanische Anpressung der Platten so stark ist, daß beiderseitige Abdichtung gewährleistet ist und somit ein druckloses Gehäuse entsteht (z. B. Abb. 149 bis 152).

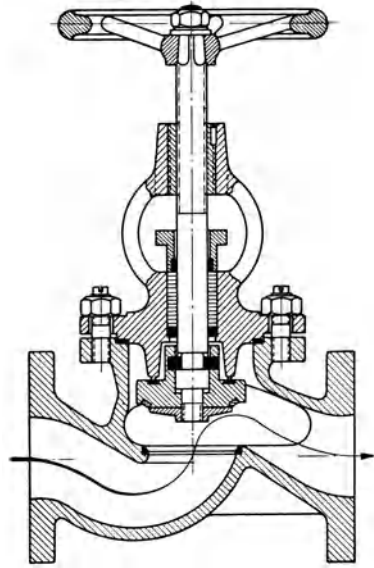


Abb. 203. Rheilvertil von S. & B.

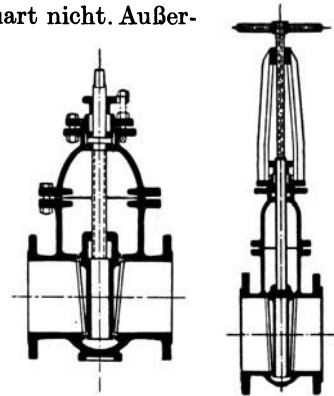


Abb. 204. Keilschieber mit innenliegender Spindel.

Abb. 205. Flachschieber mit außenliegender Spindel.

Diese Sonderbauarten sind auch in Abschn. II G/9 bereits erwähnt worden. Der in Abb. 208 dargestellte Fischbachschieber stellt eine der bekanntesten Bauarten des Schiebers mit drucklosem Gehäuse dar. Im übrigen soll auf die Einzelheiten der äußerst zahlreichen und mannigfaltigen Fabrikate nicht näher eingegangen werden, da diese aus den Werbedruckschriften der Herstellerfirmen bekannt sind.

Alle diese Schieber erhalten Gehäuse in Stahlguß, Dichtungsringe aus Nickel, V 2 A oder einem besonders harten, verschleißfesten und korrosionsbeständigen Sonderstahl. Die Spindel wird meistens aus nicht-rostendem Stahl ausgeführt und mit metallischen Stopfbüchsenpackun-

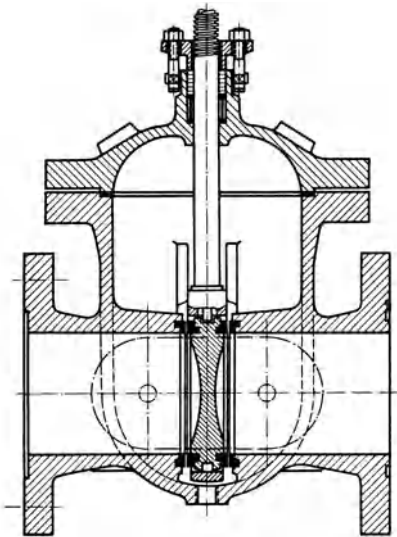


Abb. 206. Dampfdichtender Parallelschieber.

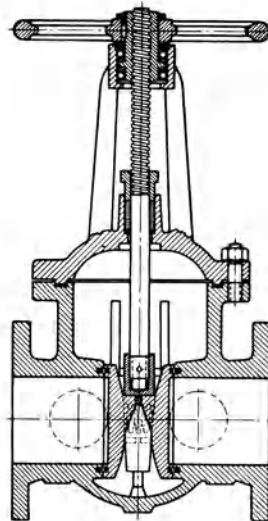


Abb. 207. Parallelschieber dampfdichtend mit zusätzlicher mechanischer Plattenanpressung.

gen abgedichtet. Auch Flockengraphit hat sich gut als Packungsstoff bewährt.

Bei Heißdampf wird das Spindelgewinde ausnahmslos außenliegend angeordnet. Durch Verwendung einer nichtsteigenden Spindel wird die Abdichtung in der Stopfbüchse verbessert.

Je nach der Bauart erfordern die Schieber bei Hochdruckanlagen ab 150 NW zumeist eine besondere Umführung, um bei dem hohen einseitigen Druck ein Öffnen zu ermöglichen. Außerdem gibt eine Umführung die Möglichkeit, den bisher abgesperrt gewesenen Leitungsstrang langsam anzuwärmen, was besonders bei Höchstdruckdampfleitungen unbedingte Voraussetzung für betriebssicheres Arbeiten der Flanschverbindungen ist.

Die Betätigung der Schieber geschieht entweder mittels Handrad oder durch Fernantriebe mit Gestänge und Flursäule. Diese können

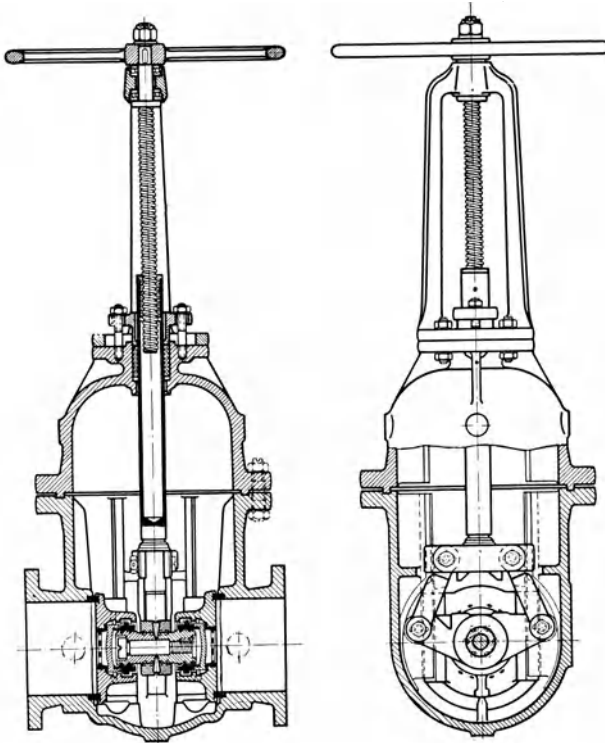


Abb. 208. Fischbachschieber mit drucklosem Gehäuse von Schäffer & Budenberg.

auch mit elektrischem Antrieb vereinigt werden, so daß die Bedienung mittels Druckknopf von einer beliebigen Stelle aus erfolgen kann.

2. Sicherheitsventile.

Sicherheitsventile sollen verhindern, daß Rohrleitungen, Maschinen und Apparate usw. einem höheren Druck ausgesetzt werden als dem vorgesehenen.

Je nach der Größe und den Betriebsverhältnissen werden die Sicherheitsventile entweder mit Feder oder mit Gewichtsbelastung ausgeführt. Die Wahl der geeigneten Bauart überläßt man am besten der Fachfirma.

Eine sich in den letzten Jahren gut bewährte Ausführung stellt das hilfsgesteuerte Sicherheitsventil nach Abb. 209 dar. Diese Bauart kann für die größten vorkommenden Abblasemengen betriebssicher hergestellt werden und ist neuerdings auch für Dampfkessel zugelassen.

Das Steuerventil öffnet bei Erreichen des Abblasedruckes und entlastet den Raum über dem Kolben des Hauptventils, der durch Differentialwirkung von unten gehoben wird.

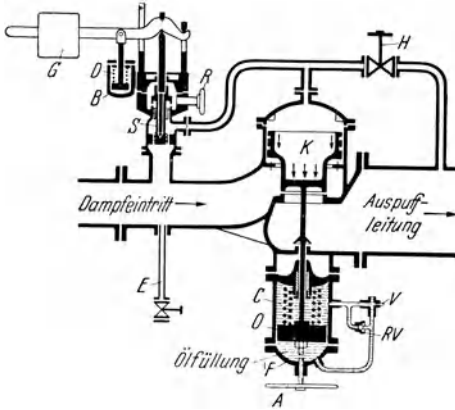


Abb. 209. Strube-Hochsicherheitsventil mit Hilfesteuerung.

Bei Heruntergehen auf den normalen Druck schließt das Steuerventil, wodurch sich der volle Dampfdruck über dem Kolben einstellt und den Hauptkegel zum Schließen bringt. Die für eine bestimmte Leistung erforderliche Größe des hilfs gesteuerten Sicherheitsventils kann aus Abb. 210 abgelesen werden.

3. Druckminderer.

Es gibt eine große Anzahl verschiedener Ausführungen der Druckminderer (Reduzierventile), und es ist nicht möglich, im Rahmen dieses Buches die einzelnen Bau-

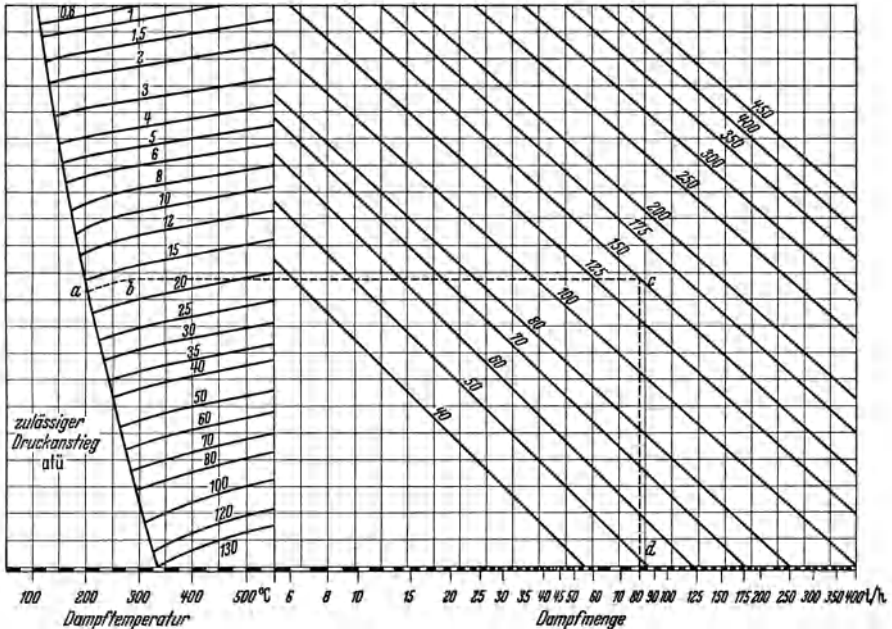


Abb. 210. Leistungsschaubild für Höchstubsicherheitsventile nach Abb. 209.

arten auch nur aufzuzählen. Nachstehend sollen daher nur die Hauptgruppen dieser Regler kurz erläutert werden.

Man unterscheidet:

- a) unmittelbar wirkende,
- b) hilfsgesteuerte Druckminderer.

Die erste Gruppe umfaßt die ohne äußeres Hilfsmittel arbeitenden Regler. Die Steuerung erfolgt hier lediglich durch ein Zusammenwirken von Hebeln mit Gewichten oder Federn, die unter Zuhilfenahme von Steuerkolben oder Balgmembranen auf den Drosselkegel einwirken. Ein Beispiel für einen unmittelbar wirkenden Druckminderer ist in Abb. 211 gegeben. Der zu regelnde Dampfdruck wirkt hier auf den Steuerkolben *B* und betätigt somit über den gewichtsbelasteten Hebel unmittelbar den Drosselkegel.

Diese Regler sind einfach in ihrem Aufbau und erfordern wenig Wartung.

Für besonders genaue Druckregelung bzw. für solche Fälle, wenn in großen Grenzen schwankende Dampfmen- gen zu regeln sind, eignen sich besser die hilfsgesteuerten Druck-

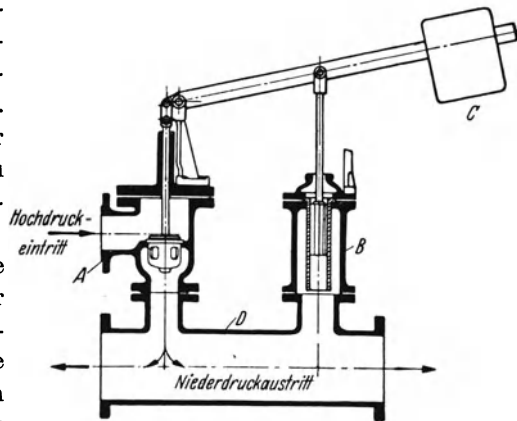


Abb. 211. Allo-Druckminderer.

minderer. Das wesentliche Merkmal dieser Gruppe ist folgendes:

Der zu regelnde Dampfdruck wirkt auf eine Membrane oder einen Steuerkolben. Dieser beeinflußt einerseits den Zu- oder Abfluß einer Hilfsflüssigkeit (z. B. Drucköl), welche auf den mit dem Drosselkegel verbundenen Hauptkolben wirkt. Durch ein Hebelwerk — die sog. Rückführung — wird der Steuerkolben bei jeder Stellung des Hauptkolbens in seine neutrale Lage zurückgeführt. Dadurch bleibt der Drosselkegel in jeder Drosselstellung ohne Schwankungen stehen. Außerdem ist es möglich, sowohl große als auch ganz kleine Hübe des Drosselkegels zu erzielen.

Wie man sieht, benötigen diese Art Regler eine Hilfsflüssigkeit, wie Druckwasser, Drucköl oder ähnliches, wofür meistens eine besondere Pumpe aufgestellt wird.

Aus der Fülle der hierfür entwickelten Bauarten sei als Beispiel der bekannte Askania-Regler gemäß Abb. 212 genannt.

Die Arbeitsweise ist kurz folgende:

Das Steuerwerk 7 des Reglers ist mittels einer Meßleitung 2 mit der Stelle der Dampfleitung verbunden, an der gleichbleibender Druck gewünscht wird. Der Druck wirkt auf die Röhrenfeder 12 und diese

beeinflusst mittels eines Druckstiftes 13 das sog. Strahlrohr 14. Von der Gegenseite drückt eine Einstellfeder 9 auf das Strahlrohr und diese ist für den gegebenen Fall im Gleichgewicht mit der Röhrenfeder, d. h. das Strahlrohr befindet sich in der Mittelstellung.

Dem Strahlrohr wird durch seine Drehachse Drucköl von einigen Atmosphären zugeführt, welches aus der vorn düsenförmigen Öffnung des Strahlrohres ausströmt.

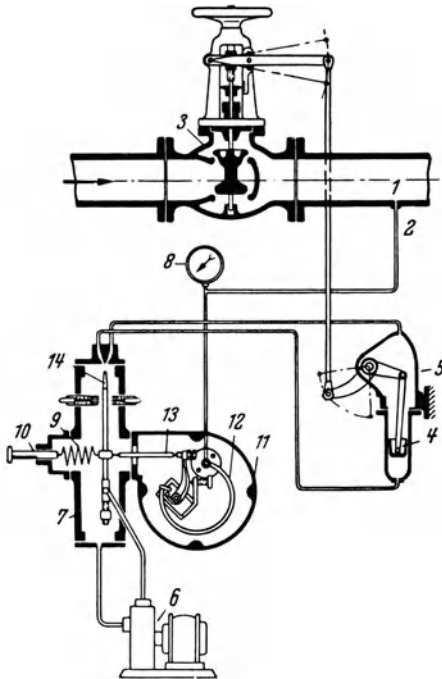


Abb. 212. Askania-Druckregler mit Hilfssteuerung.

Sinkt nun infolge größerer Entnahme der Dampfdruck bei 1, so läßt die Spannung der Röhrenfeder 12 nach, und die Einstellfeder 9 drückt das Strahlrohr etwas mehr rechts herüber. Der Druckölstrahl trifft die rechte Öffnung und der dadurch entstehende Überdruck im Steuerzylinder 5 bewegt den Steuerkolben 4 abwärts, wodurch der Drosselkegel des Ventils angehoben wird, bis der normale Druck bei 1 wieder erreicht ist. Dann 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 so lange gleich, bis eine neue Druckänderung auftritt.

Aus der gleichen Reglergruppe seien noch unter anderem genannt: der Arca-Regler, AEG-Regler, MAN-Regler und SSW-Zeigerregler, deren Bauart und Wirkungsweise aus den Werbedruckschriften der Lieferfirmen genügend bekannt sein dürften.

Der Vollständigkeit halber sei noch erwähnt, daß auch elektrischer Antrieb der Druckminderer angewandt wird, z. B. der SSW-Regler. Die Hilfssteuerung beeinflusst in diesem Fall einen Vor- bzw. Rückwärtsschalter für den Motor, der unter Zwischenschaltung eines Untersetzungsgetriebes den Hauptkegel des Ventils bewegt.

Alle hilfsgesteuerten Druckminderer lassen sich auch als sog. Überströmregler bauen und halten in diesem Fall den Druck vor dem Regler auf gleicher Höhe.

4. Dampfumformer und -kühler.

Im Gegensatz zum Dampfkühler arbeitet der Dampfumformer nach der Art eines dampfbeheizten Kessels. Der Heißdampf wird in einem wasserumspülten Röhrenbündel niedergeschlagen und gibt seine Überhitzungs- und Verdampfungswärme an das Wasser ab. Dieses verdampft und wird entweder unmittelbar oder nach Mischung mit einem abgezweigten Teil des Heißdampfes seiner Bestimmung zugeführt. Dadurch gewinnt man das wertvolle Hochdruckkondensat ohne Verunreinigung wieder.

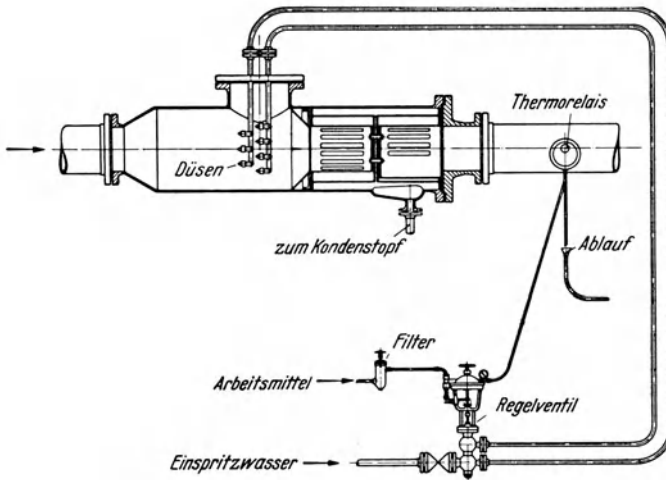


Abb. 213. Heißdampfkühler mit Einspritzdüsen.

Dampfkühler ermöglichen die Herabsetzung der Heißdampf Temperatur auf niedrigere Temperatur — gegebenenfalls bis zu seiner Sättigungstemperatur — für andere Betriebszwecke. Man unterscheidet Einspritz- und Oberflächendampfkühler.

Bei den Einspritzdampfkühlern, z. B. gemäß Abb. 213, wird dem Dampfstrom Wasser in fein zerstäubter Form entgegengespritzt. Durch Temperaturfühler und Wasserregler wird die Einspritzmenge geregelt. Durch den Regler kann, je nach der erforderlichen Kühlung, eine Düse nach der anderen eingeschaltet werden.

Die Regler arbeiten ähnlich wie die Hilfssteuerorgane der beschriebenen Druckminderventile entweder mit Drucköl, Druckwasser oder mittels Elektromotor.

Die Oberflächendampfkühler vermeiden die unmittelbare Berührung des Kühlwassers mit dem Dampf. Wie Abb. 214 zeigt, wird der Dampf

durch ein Rohrbündel geschickt, welches vom Wasser umspült wird. Je nach dem Maße der gewünschten Kühlung wird die Wasserstandshöhe des Kühlwassers verändert und somit eine mehr oder weniger große Kühlfläche wirksam gemacht.

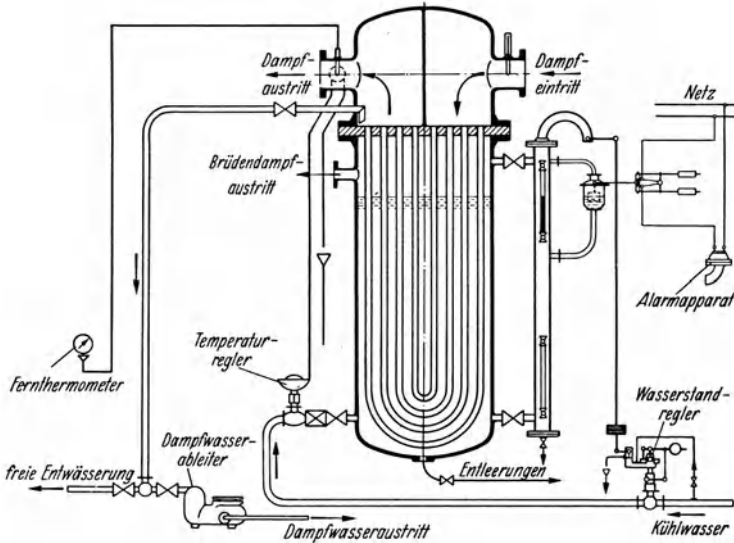


Abb. 214. Oberflächendampfkühler.

Der Druckminderer und der Dampfkühler bilden im Kraftwerksbetrieb eine zusammengehörige Einheit. Diese werden parallel zu den Turbinen geschaltet, um bei Ausfall der Turbine die Speisung des Niederdruckdampfnetzes sicherzustellen.

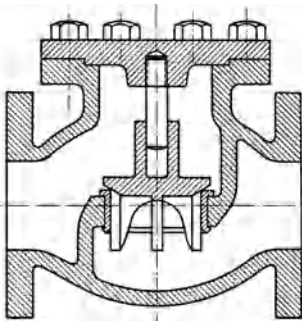


Abb. 215. Rückschlagventil.

5. Rückschlagventile.

Rückschlagventile Abb. 215, oder Rückschlagklappen verhindern ein Rückströmen bzw. einen Rückschlag, z. B. aus Speisleitungen nach den Pumpen oder in andere Leitungsteile. Zur Stoßdämpfung kommen Luft- oder Ölbremen in Frage.

Rückschlagventile in der Druckleitung von Hochdruckspeisepumpen werden mit Freilauf ausgerüstet. Diese Freilauf-Rückschlagventile nach Abb. 216 dienen dazu, um bei stark gedrosseltem oder ganz abgesperrtem Speiseschieber ein Erhitzen des Wassers durch die Reibung in der Pumpe und die dadurch bedingte gefährliche Dampfbildung zu verhindern. Sie arbeiten in der Weise, daß ein in die Strömung eingeschalteter Tauchkörper, der gleich-

zeitig den Rückschlagkegel darstellt, von der Strömung mehr oder weniger mitgenommen wird und über eine Hebelübersetzung mittels eines Schiebers den Freilaufschlitz zu- oder aufmacht. Aus diesem wird das Speisewasser wieder in die Saugleitung eingeführt, und es entsteht dadurch ein gewisser Umlauf innerhalb der Pumpe.

6. Rohrbruchventile.

Rohrbruchventile bezwecken, bei Rohrbrüchen die selbsttätige Absperrung eines Leitungsteiles herbeizuführen. Die Wirkungsweise besteht darin, daß bei übermäßig hoher Geschwindigkeit ein Ventil, eine Klappe oder ein Hahn geschlossen wird.

Es gibt eine große Anzahl verschiedener Bauarten, die sich durch eine mehr oder weniger große Feinfühligkeit unterscheiden.

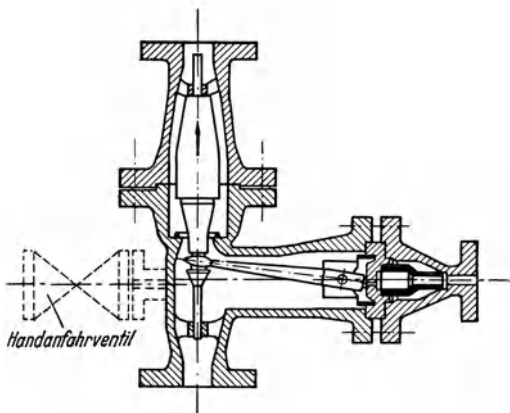


Abb. 216. Rückschlagventil mit selbsttätigem Freilauf.

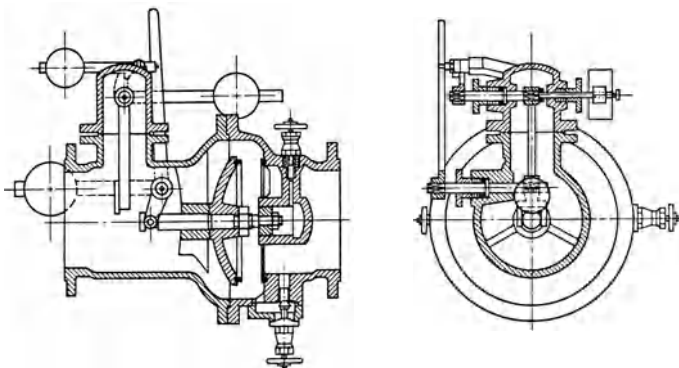


Abb. 217. Rohrbruchventil.

Ein Beispiel eines Rohrbruchventils für Wasserleitungen zeigt Abb. 217. Dieses Ventil besitzt eine feinfühligte Vorsteuerung, die bei Überschreiten der eingestellten höchstzulässigen 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 der strömenden Flüssigkeit auf den Kegel durch ein Gegengewicht ausgeglichen wird und nach längerer Betriebspause die zusätzliche Stoßkraft nicht mehr imstande ist, das Ventil zum Abschluß zu bringen.

7. Wasserabscheider.

Für kleine Leitungen (Dampfleitungen zu Pumpen usw.) kommen Kugelwasserabscheider ähnlich Abb. 218 in Frage.

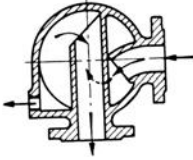


Abb. 218.
Kugelwasserabscheider.

Mit Rücksicht auf die bei genieteten Wasserabscheidern durch das öftere An- und Abstellen zuweilen eintretenden Undichtigkeiten verwendet man heute hauptsächlich vollständig im Feuer oder mittels Wassergas überlapptgeschweißte Wasserabscheider nach Abb. 219 mit entsprechendem Inneneinbau je nach Dampfein- und -austritt bzw. Lage der Anschlußstutzen. Bei Höchstdruckleitungen kommen auch solche in nahtlos geschmiedeter Ausführung zur Verwendung gemäß Abb. 157.

8. Kondenswasserableiter und -rückleiter.

Kondenswasserableiter, z. B. nach Abb. 220, dienen zur selbsttätigen Rückleitung des Kondenswassers der Wasserabscheider und sonstigen Entwässerungsstellen nach dem Sammelbehälter im Pumpenhaus, während die Rückleiter nach Abb. 221 das Kondensat in den Kessel zurückleiten.

Hierbei dienen Schau-
gläser oder Dreivegehähne

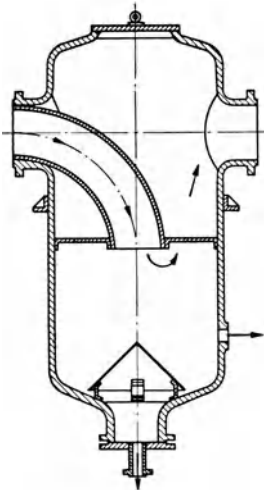


Abb. 219. Schmiedeeiserner
Wasserabscheider.

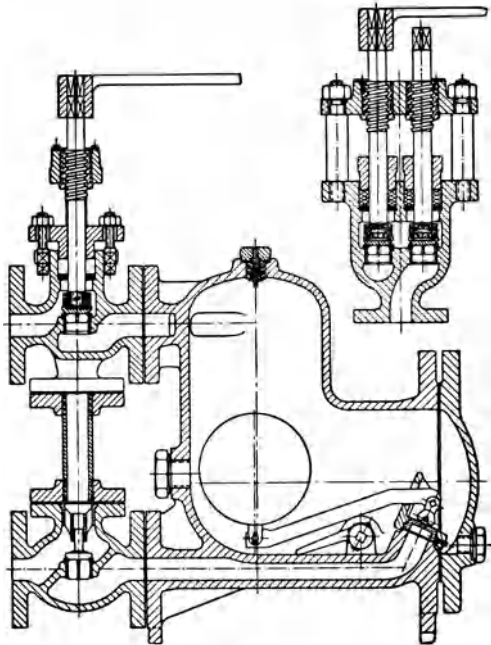


Abb. 220. KSB-Kondensstopf mit Umföhrung.

zur Prüfung, ob in den einzelnen Entwässerungssammelleitungen Kondensat oder bei undichten Apparaten Dampfgemisch abgeht. Im übrigen sei auf das im Abschnitt II/G 10 Gesagte verwiesen.

9. Entlüfter.

Entlüfter bezwecken, in Wasserleitungen schädliche Luftbeimengungen an den höchsten Leitungsstellen abzusondern. Die Ausführung dieser Apparate zeigt Abb. 222. Vielfach werden auch einfache handbetätigte Ventile verwendet.

10. Entöler.

Entöler ermöglichen, aus dem Abdampf der Kolbenmaschinen die Ölbeimengungen zu entfernen, so daß das ölfreie Kondensat mit zur Kesselspeisung dienen kann. Diese Apparate nutzen die Trägheit des gegenüber dem Dampf schwereren Öles aus, indem dem Dampf recht viele Richtungswechsel aufgezwungen werden, so daß das Öl abgeschleudert wird und unten zu einem Klärbehälter abfließen kann.

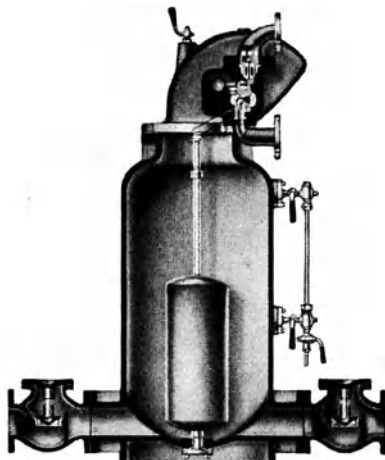


Abb. 221. Kondenswasserrückspeiser.

11. Meßapparate.

Meßapparate für Wasser, Dampf, Luft oder Gas dienen zur Ermittlung der durch die Rohrleitungen nach einzelnen Betriebsabteilungen, Dampfkesseln oder Turbinen gelieferten Mengen. Das volumetrische Meßverfahren wird heutzutage hauptsächlich für kleine Mengen benutzt.

Normalerweise werden jetzt Staugeräte (Venturirohr, Blende usw.) verwendet, die sich für alle vorkommenden Betriebsverhältnisse eignen und eine hohe Meßgenauigkeit ermöglichen. In Abb. 223 ist der grundsätzliche Aufbau eines Venturirohres und in Abb. 224 derjenige einer Meßblende dargestellt.

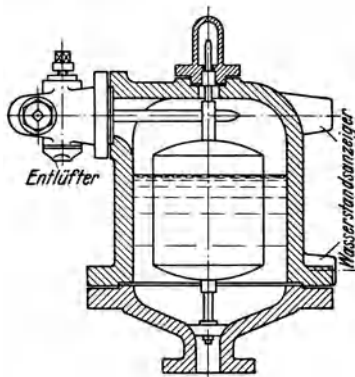


Abb. 222. Selbsttätiges Entlüftungsventil.

Es wird also durch eine Querschnittsverengung eine vorübergehende Geschwindigkeitssteigerung hervorgerufen, und — da die Summe aus potentieller und Bewegungsenergie unveränderlich ist — so 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 Meßapparate festgelegt werden kann.

Die Ausführung der Meßapparate kann so erfolgen, daß entweder nur die augenblickliche Durchflußmenge oder diese angezeigt und die

Gesamtdurchflußmenge fortlaufend aufgezeichnet wird. Diese Messung kann natürlich auch an einer vom

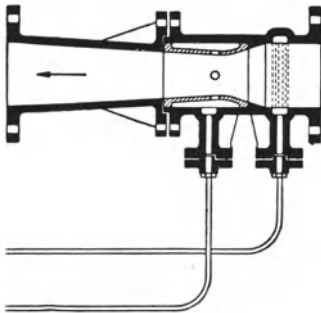


Abb. 223. Venturimeter.

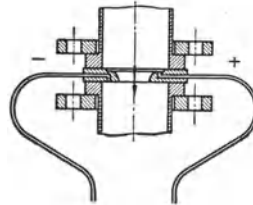


Abb. 224. Meßblende.

Venturirohr ganz entfernt liegenden Beobachtungsstelle auf elektrischem Wege durch Fernschreiber erfolgen.

Bei der Planung ist folgendes zu beachten: Zur Erzielung einer möglichst genauen Messung muß die Meßblende so angeordnet werden, daß vor derselben eine gerade glatte Rohrstrecke von 10 bis 15 \times NW und hinter der Blende eine solche von etwa 5 \times NW vorhanden ist.

Im übrigen sei auf die „Regeln für die Durchflußmessung mit genormten Düsen und Blenden (VDI-Durchflußmeßregeln DIN 1952)“, Berlin 1937, verwiesen.

12. Schlammablaß-Absperrorgane.

Schlammablaß-Absperrorgane sind ein wichtiges Glied jeder Kesselablaßleitung, da Undichtigkeiten derselben dauernde Verluste von Speisewasser im Gefolge haben. Abb. 225 und 226 zeigen zwei Ausführungen dieser Absperrorgane.

Beim Schließen wird der mit der Spindel verbundene Kegel fest auf dem Sitz gedreht (eventuell mit Hilfe eines zweiten Handrades nach Abb. 226), so daß etwaige auf den Dichtflächen befindlichen Ablagerungen weggeschoben werden. Dadurch erzielt man eine einwandfreie Abdichtung.

13. Wärmeaustauscher.

Wärmeaustauscher arbeiten in gleicher Weise wie Oberflächen-dampfkühler. Um die Dampfwärme möglichst vollkommen (bis zur Kondensation) auszunützen und sie z. B. dem Speisewasser zuzuführen, ist es vorteilhaft, den Wärmeaustauscher als „Gegenstromapparat“ auszubilden. Ist der Druck des Speisewassers hoch — z. B. für Höchst-

druckanlagen —, so wird das Wasser durch das Rohrbündel von unten nach oben geschickt, während der Dampf im Gegenstrom die Rohre umspült. Bei niedrigen Drücken wird umgekehrt der Dampf durch die

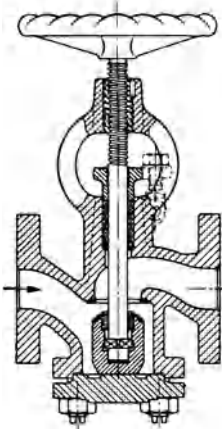


Abb. 225. Entschlammungsventil.

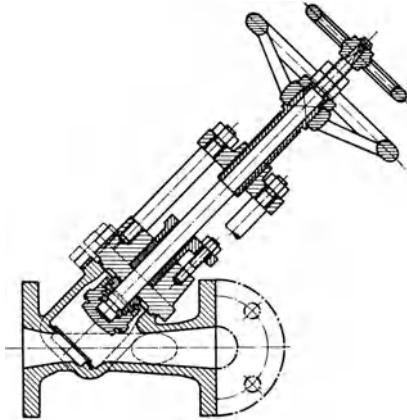


Abb. 226. Entschlammungsventil in Sonderbauart.

Heizrohre geschickt, und das Wasser umspült gegenläufig die Rohre. Abb. 227 zeigt ein Beispiel eines solchen Wärmeaustauschers.

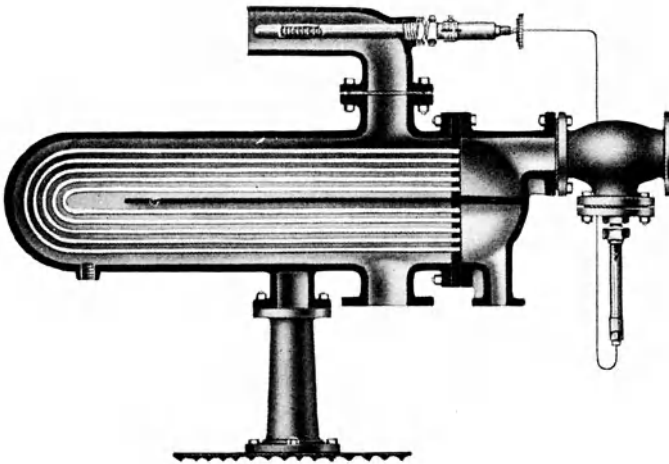


Abb. 227. Gegenstrom-Wärmeaustauscher.

Die Temperatur der zu erwärmenden Flüssigkeit kann nötigenfalls durch Temperaturregler auf gleicher Höhe gehalten werden. Diese regeln je nach dem Grad der Erwärmung den Zufluß des Heizdampfes.

Die Temperaturregler arbeiten nach dem gleichen Grundsatz wie

die Druckregler. Der Temperaturkühler gibt seinen Impuls an die Hilfssteuerung, welche ihrerseits mit Hilfe eines Druckmittels (Öl oder Druckwasser) das Drosselorgan für den Heizdampf beeinflusst.

D. Dehnungsstücke und Auflageteile. (Rohrunterstützungen.)

1. Dehnungsaufnahme.

Bei allen Rohrleitungen treten durch Temperaturänderungen — sei es durch Temperaturwechsel der Umgebung oder durch die Temperatur der in der Rohrleitung strömenden Flüssigkeit — mehr oder weniger

große Längenunterschiede ein (je lfd. m und $100^{\circ}\text{C} = \text{rd. } 1,2 \text{ mm}$, siehe auch Abb. 109), 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“ und falscher Anordnung bzw. Ausführung der Festpunkte treten Überbeanspruchungen oder Werkstoffermüdungen ein, die zum Bruch der Leitung oder mindestens zu dauernden Flanschundichtigkeiten führen können.

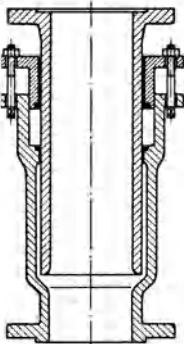


Abb. 228.
Stopfbüchsen-
ausgleicher.

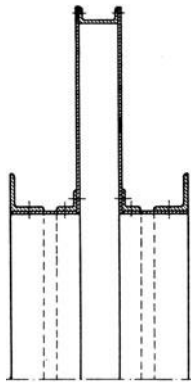


Abb. 229.
Tellerenausgleicher.

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.

Auch für Wasserleitungen mit Temperaturwechsel kommen Stopfbüchsen (Abb. 228) in Frage, wenn man nicht bei geringeren Drücken bis zu 6 at zu den Linsenausgleichern nach Abb. 21 greifen kann.

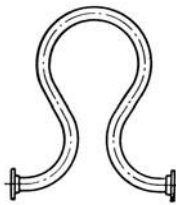


Abb. 230. Lyra-
bogenausgleicher.

Letztere verwendet man auch bei anderen Leitungen geringerer Temperatur, z. B. Abdampf, wenn sich der Wärmeausgleich nicht eventuell durch den natürlichen Richtungswechsel der Leitung ermöglichen läßt. Bei Gasleitungen geringen Druckes und großer

Abmessungen kommen die sog. Tellerenausgleicher nach Abb. 229 in Frage.

Die Ausgleicher Abb. 21 und 228 sind natürlich bei Dampfleitungen mit hohen Drücken und Temperaturen nicht verwendbar. Bei entsprechender Leitungsführung und Anordnung der Festpunkte können

die Wärmedehnungen in vielen Fällen durch die 90°-Bogen oder Schwannenhalsbogen aufgenommen werden. Ist dies nicht möglich, so greift man zu Ausgleichern in Lyraform, entweder aus Glattrohr, Abb. 230, oder aus Faltenrohr (D.R.P.), T. VI. Faltenrohrbogen werden neuerdings in Hochdruckleitungen nicht mehr verwendet; sie sind zwar etwas weicher als Glattrohrbogen und gestatten die Anwendung kleiner Biegungshalbmesser ($R = 2-3 \text{ NW}$), besitzen aber nach den neuesten Forschungen¹ gegenüber den Glattrohrbogen eine geringere Lebensdauer.

Für Sonderfälle, wo z. B. von den Turbinenlieferanten nur geringe Schubkräfte auf den Maschinenanschlußstutzen zugelassen werden, greift man zu den Pforzheimer Metallschlauchausgleichern nach Abb. 231, die sich schon seit Jahren auch für höhere Drücke und Dampftemperaturen bewährt haben.

Sind bei Dampfleitungen mit längeren geraden Strecken die Verhältnisse so beengt, daß man die Dehnungsaufnahme weder durch Richtungswechsel noch durch Faltenrohr-Lyraausgleicher oder Metallschläuche ermöglichen kann, so muß man zu einer stopfbüchsenartigen entlasteten Ausgleichvorrichtung nach Abb. 232 greifen, bei der nur der Reibungsdruck in der Stopfbüchse zu überwinden ist, die aber beson-

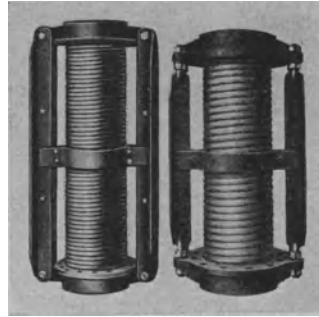


Abb. 231. Metallschlauchausgleicher
Type A, in einer Ebene beweglich;
Type B in beiden Ebenen beweglich.

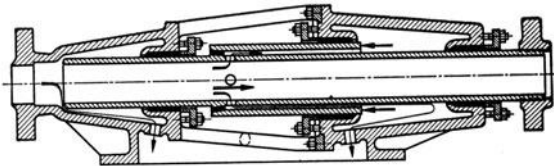


Abb. 232. Entlasteter Stopfbüchsenausgleicher (Seiffert).

derer Wartung bedarf. Der Übelstand des Festbrennens gewöhnlicher Stopfbüchsenausgleicher bei hohen Temperaturen ist bei dieser Bauart dadurch verhindert, daß 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.

¹ Berg, S., H. Bernhard u. H. Richter: Zur Frage der Elastizität, der Beanspruchung und der Festigkeit warmbetriebener Rohrleitungen. Forschung Bd. 12 (1941) Nr. 4 S. 172.

Eine neuartige Bauart auf dem Gebiete der Dehnungsaufnahme stellt der entlastete Ausgleicher nach Abb. 233 dar. Besondere Vorteile bietet diese Ausführung in Verbindung mit der Möglichkeit der Überentlastung, wodurch jegliche auf die Rohrleitung rückwirkende Druck-

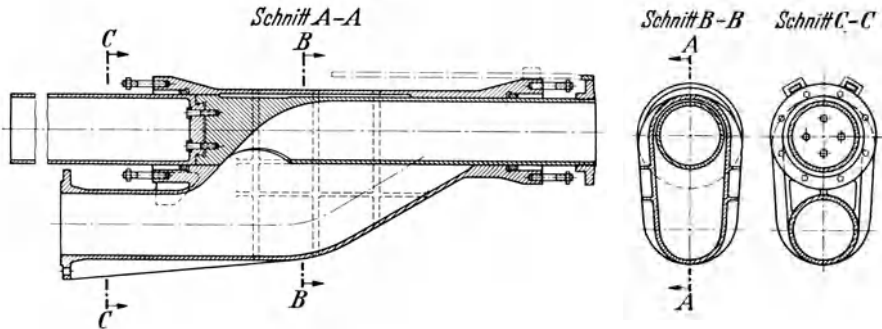


Abb. 233. Neuartiger entlasteter Stopfbuchsenausgleicher (Vereinigter Rohrleitungsbau).

kräfte vermieden und sogar, falls nötig, in Zugkräfte umgewandelt werden können. Diese Überentlastung wird durch entsprechende Vergrößerung des als Entlastungskolben wirkenden verlängerten Degenrohr-

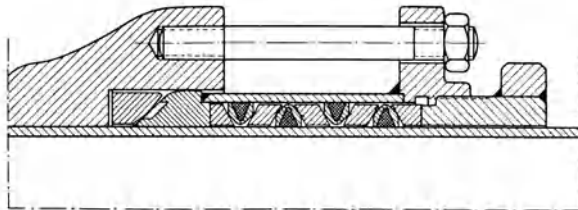


Abb. 234. Metallpackung für Stopfbuchsenausgleicher (Vereinigter Rohrleitungsbau).

teiles erreicht. In Verbindung damit wurde eine neue Ganzstahlpackung D.R.P. entwickelt, Abb. 234, die schwenkbar in die Gehäusekammern eingesetzt wird und aus Stahl- und Weicheisen-Druck- und -Dichtringen besteht. Sie ist somit frei von Metallen, die zur Zeit nur in beschränktem Umfang zur Verfügung stehen. Die Versuche, die reine „Eisenpackung“ auch für höhere Drücke und Temperaturen mit Erfolg zu verwenden, stehen kurz vor dem Abschluß.

2. Rohrbefestigungen.

Damit die Längenänderungen in der vorgesehenen Weise von den Ausgleichern aufgenommen werden, muß einerseits die Leitung in geeigneten Punkten zuverlässig festgelegt sein, indem die Auflagerung

als Festpunkt ausgebaut wird; andererseits aber muß der Ausgleicher 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

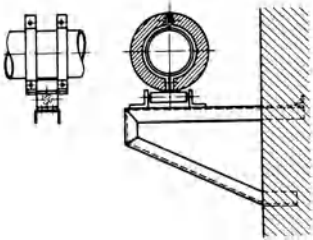


Abb. 235. Konsol mit Rollenlager.

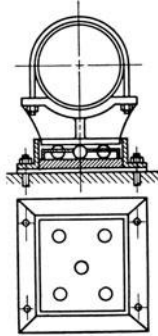


Abb. 236. Kugellager.

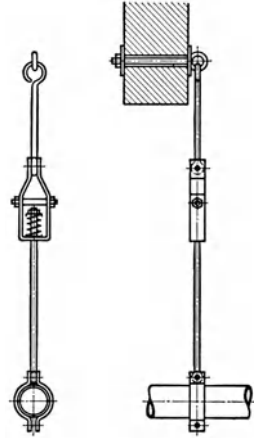


Abb. 237. Federnde Hängeschelle.

(Abb. 235) oder Kugellagerung nach Abb. 236 usw. in Frage kommt.

In den meisten Fällen ist eine Bewegungsmöglichkeit in allen Richtungen notwendig, wofür ich Hängeschellen, besonders solche mit zwischengeschal-

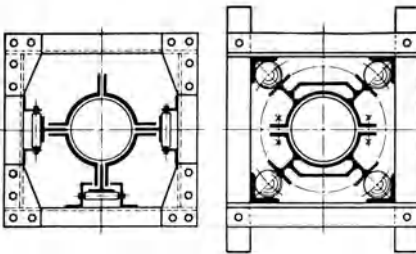


Abb. 238. Führungsrollenlager bzw. Kugellager.

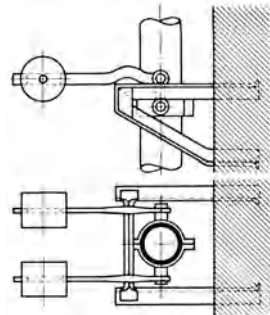


Abb. 239. Konsol mit Hebel und Gewichtsausgleich.

teter Feder nach Abb. 237 gut eignen. Vielfach muß man in besonderen Fällen Rohrführungen mit allseitiger Rollen- oder Kugellagerung gemäß Abb. 238 vorsehen. Diese können wiederum mit Federung in senkrechter Richtung verbunden werden. Häufig ist es vorteilhafter, statt der Federn einen Ausgleich mittels Hebel und Gewicht ähnlich Abb. 239 vorzunehmen. Die Verwen-

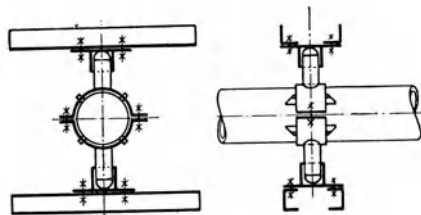


Abb. 240. Beweglicher Festpunkt.

dungsmöglichkeit dieser Bauart ist wegen des ziemlich großen Platzbedarfes beschränkt.

Um die Beanspruchung der Rohrleitung — besonders bei kurzen Schenkeln — möglichst gering zu halten, ist es zweckmäßig, die Festpunkte nicht starr, sondern gelenkartig ähnlich Abb. 240 auszubilden. Auch federnde Festpunkte können hierbei in Frage kommen. Im übrigen sei auf den Aufsatz von E. Schwenk¹ hingewiesen, worin die verschiedenen Bauarten der Rohrunterstützungen und ihre Eignung ausführlich besprochen sind.

IV. Normung im Rohrleitungsbau und Richtlinien.

1. Normung.

In den letzten Jahren sprunghafter Entwicklung der Technik hat sich die Normung auf allen Gebieten — auch im Rohrleitungsbau — durchgesetzt. Die alten Normalien vom Jahre 1882 (des Vereins deutscher Gas- und Wasserfachmänner) finden nur noch in wenigen alten Anlagen Anwendung, während die im Jahre 1900 und 1912 vom VDI aufgestellten Normalien fast vollkommen durch die Dinormen (Deutsche Industrienormen) verdrängt wurden.

Der Aufbau der im Rohrleitungsbau maßgebenden Normen, ihre Unterteilung nach Druckstufen (Nenndrücken) sei als bekannt vorausgesetzt. Im übrigen wird auf das jährlich erscheinende „DIN-Normblattverzeichnis“, herausgegeben vom Deutschen Normenausschuß, Berlin NW 7², verwiesen.

Die Normung ist zur Zeit für alle wichtigen Teile einer Rohrleitung bis ND 100 durchgeführt. Darüber hinaus sind Normblatt-Entwürfe bzw. Vornormen für einzelne Teile, wie z. B. Stahlgußflansche oder Vorschweißflansche bis ND 320, für erstgenannte sogar bis ND 400 veröffentlicht.

Obwohl es sich in diesem Fall zunächst nur um unverbindliche Vornormen handelt, sind eine ganze Anzahl von Höchstdruckanlagen unter Zugrundelegung dieser Normenentwürfe gebaut worden. Einzelne dieser Hochdrucknormen sind im Abschn. II/G 1 aufgezählt.

Dieser Hinweis möge hier genügen.

Zum besseren Verständnis des Normungsgedankens ist das Buch „Einführung in die Dinormen“ von W. Zimmermann und E. Böddrich³ zu empfehlen.

¹ „Rohrunterstützungen von Dampfleitungen.“ Archiv Wärmew. Bd. 19 (1938), Heft 7 S. 183.

² Beuth-Vertrieb G. m. b. H., Berlin SW 68.

³ Leipzig u. Berlin: B. G. Teubner 1938.

Im übrigen sei auf die von der Fachgruppe Armaturen herausgegebene „Anordnung zur Vereinheitlichung von Groß- und Dampfarmaturen vom 26. 10. 1940“ hingewiesen, die eine Normung der Nennweiten, Baulängen, Arten und Flanschausführungen für die Armaturen festlegen.

2. Richtlinien.

Für die Ausführung von Rohrleitungen gelten grundsätzlich auch die „Werkstoff- und Bauvorschriften für Landdampfkessel nebst Erläuterungen“ (Ausgabe Januar 1928)¹.

Bei Heißdampfleitungen über 400° C, insbesondere solchen für hohe Dampfdrücke, sind ferner die „Richtlinien für den Bau von Heißdampf-

Zahlentafel 19. Gütestufeneinteilung der Kessel-, Überhitzer- und Dampfleitungsrohre (Mai 1941).

Stufe	Ausführung der Blöcke	Verwendung als	Prüfung	
			Kessel- und Überhitzerrohre	Dampfleitungsrohre
Güte I	unbearbeitete Güsse, gewalzte Stangen oder gewalzte Vierkantblöcke	Kesselrohre (beheizt oder unbeheizt) für Kessel bis 32 atü und Überhitzer- und Leitungsrohre für Heißdampf bis 400° C	nach DIN 1629, III „in Sonderausführung“ oder nach den „Richtlinien für Werkstoff und Bau von Hochleistungsdampfkesseln“ ohne Ringprobe	nach DIN 1629, II „mit Gütevorschriften“ oder nach den „Richtlinien für den Bau von Heißdampfrohrleitungen“, RZ 19—24 und 28 Sachverständigen-Bescheinigung
Güte II (Hochleistungsrohre)	wie Güte I, jedoch besondere Sorgfalt in der Auswahl der Schmelzen, Beseitigung von Lunkern und Oberflächemängeln; besondere werkseitige Sorgfalt bei der Verfolgung der Blöcke und Rohre während des Herstellungsganges	Kesselrohre (beheizt oder unbeheizt) für Kessel über 32 bis 80 atü sowie Überhitzer- und Leitungsrohre für Heißdampf über 400 bis 450° C	nach DIN Vornorm 1625 mit Ringprobe oder nach den „Richtlinien für den Bau von Heißdampfrohrleitungen“, RZ 19—28 Sachverständigen-Bescheinigung	
Güte III (Höchstdruckrohre)	wie Güte II, jedoch Schälen (Drehen oder Hobeln) der gegossenen Blöcke oder des vorgewalzten Werkstoffes. Rundgüsse abschöpfen ² , schälen und bohren.	Kesselrohre (beheizt oder unbeheizt) für Kessel über 80 atü sowie Überhitzer- u. Leitungsrohre für Heißdampf über 450° C	wie Güte II; darüber hinaus bei vorgewalztem Werkstoff blockweise Vornahme von Beizproben durch das Stahlwerk; hierfür Nachweis durch Werksbescheinigung.	

¹ Beuth-Verlag, Berlin S 14.

² Unter Abschöpfen wird lediglich die hinreichende Entfernung des Lunker- (Kopf-)Endes verstanden.

rohrleitungen“, herausgegeben von der Vereinigung der Großkesselbesitzer e. V. (VGB)¹, zu beachten. Die neueste Fassung dieser Richtlinien ist im Januar 1936 erschienen. Darin sind neben Berechnungs- und Ausführungsvorschriften für einzelne besonders wichtige Teile der Rohrleitungen in sehr eingehender Form die Art der Werkstoffe, die Bedingungen, denen sie genügen müssen und die hierzu erforderlichen Prüfungs- und Abnahmevorschriften festgelegt.

Einer der wichtigsten Punkte ist die Behandlung der Ausgangsblöcke bei der Rohrherstellung. Je nach der Betriebstemperatur werden gewissermaßen stufenweise jeweils höhere Anforderungen an den Werkstoff gestellt und dementsprechend die Prüfbedingungen verschärft. Die VGB-Richtlinien unterscheiden in dieser Beziehung drei „Gütestufen“ (siehe Zahlentafel 19).

3. Wartung, Stillsetzung, Inbetriebsetzung und Instandsetzung von Rohrleitungen.

Betriebsblatt 9 für Maschinisten, Monteure und Betriebsleiter. Herausgegeben von AWF, Ausschuß für wirtschaftliche Fertigung beim Reichskuratorium für Wirtschaftlichkeit in Industrie und Handwerk unter Mitarbeit des Rohrleitungsverbandes (Copyright by AWF).

2. Neubearbeitung (Februar 1932).

Die gleichen Vorschriften sind sinngemäß bei Preßluftleitungen zu beachten.

Wartung.

1. Bei undichten Verbindungen (Tropfen von Wasser, Ausblasen von Dampf) Schrauben sorgfältig kreuzweise nachziehen, übermäßiges Anziehen vermeiden; genügtmäßiges Anziehen nicht, Dichtung erneuern; geschweißte Leitungen ausbessern.

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 Bedienungsrichtungen 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.

¹ Zu beziehen durch den Springer-Verlag, Berlin.

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. Zerstorsten Wärmeschutz (Isolierung) 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 auszublasen.

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 Absperrorgane mit Umführungen außerhalb der Rohrleitung (s. auch Punkt 17). Bei Inbetriebsetzung zunächst die Umführungen öffnen, um die dahinter liegenden Rohrleitungen mit Dampf zu beschicken und Hauptabsperrvorrichtungen 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 zum 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 in 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 im 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.

V. Schrifttum.

Rohrleitungen für Kraftwerke.

1. Balcke, Hans: Die Kraftwirtschaft. München: Oldenbourg.
2. Goerke, H.: Amerikanische Hochdruckrohrleitungen. Arch. Wärmew. 1936 Heft 12 S. 317.
3. v. Jürgensonn, H.: Entwicklungsfragen im Höchstdruck-Rohrleitungsbau. Wärme Jg. 60 (1937) Heft 26.
4. Marscheider, C.: Erfahrungen im Bau von Hochdruck-Rohrleitungen. Z. VDI 1935 Heft 9 S. 292.
5. Marscheider, C.: Aus dem Schrifttum über Kraftwerksbau. Arch. Wärmew. 1933 Heft 10 S. 276.
6. Musil, L.: Die Gesamtplanung von Dampfkraftwerken. Berlin: Springer 1942.
7. Schöne, O.: Braunkohle 1936 Heft 16 S. 256.
8. Schult, H.: Schaltung und Auslegung von Frischdampfleitungen in größeren Kraftwerken. Kraftwerk 1931 Heft 1.
9. Stegemann, M.: Dampftechnische Schaltmöglichkeiten in Hochdruckkraftwerken. Elektrizitätswirtschaft. 1941 Nr. 34 S. 531.
10. VDI-Verlag, Berlin: Eignung von Rohrleitungen im Kraft- und Wärmebetrieb 1938.
11. Wirtschaftsgruppe Elektrizitätsversorgung: Richtlinien für die Wahl der Drücke, Temperaturen und Leistungen bei Neubauten und Erweiterungen von Dampfkraftwerken. Berlin, Mai 1937.

Wasser- und Wasserkraftleitungen.

12. Allievi, Dubs und Bataillard: Allgemeine Theorie über die veränderliche Bewegung des Wassers in Leitungen. Berlin: Springer 1909.
13. Bauersfeld: Die wirtschaftliche Berechnung von Hochdruckturbinenleitungen. Z. ges. Turbinenw. 1907 Heft 28.
14. Brinkhaus, P.: Das Rohrnetz städtischer Wasserwerke, 2. Aufl. München u. Berlin: Springer 1930.
15. Brix, J., H. Heyd u. E. Gerlach: Die Wasserversorgung Bd. 1 u. 2. München: Oldenbourg 1936.
16. Bundschu, F.: Druckrohrleitungen. Berlin: Springer.
17. Bundschu: Wirtschaftlicher Entwurf von Turbinenrohrleitungen. Wasserkr. u. Wasserwirtschaft. 1931 Heft 5.
18. Chenaud u. Dubois: Forces motrices du Lac des Fully. Lausanne: Rouge & Cie 1923.
19. Forchheimer: Verjüngung der Rohrweite bei Hochdruckleitungen. Z. VDI 1906 S. 1954.
20. Groß, E.: Handbuch der Wasserversorgung. München: Oldenbourg 1930.

21. Hannemann, O.: Versuche mit Sinterit für die Dichtung von Muffenrohren im Wasserleitungsbau. Gas- u. Wasserfach 1937 Heft 42 S. 736.
22. v. Holten: Neuere Fortschritte im Holzrohrbau. Wasserkr. u. Wasserwirtsch. 1926 Heft 13.
23. Hruschka: Die Berechnung von erdbedeckten nachgiebigen Druckrohrleitungen. Wasserkr. u. Wasserwirtsch. 1941 Heft 11.
24. Hruschka, A.: Druckrohrleitungen der Wasserkraftwerke. Wien: Springer 1929.
25. Jaeger: Die analytische Theorie des Druckstoßes in Druckleitungen (mit Schrifttumsverzeichnis). Wasserkr. u. Wasserwirtsch. 1937 Heft 23.
26. Jaeger: Die derzeitigen Anschauungen über die Sicherheit von Druckrohrleitungen (mit Schrifttumsverz.). Wasserkr. u. Wasserwirtsch. 1935 Heft 7.
27. Jonkowski: Über den hydraulischen Stoß in Wasserleitungen. Mem. des l'Academie Imperiale des Sciences de St. Petersburg 1900.
28. Löwy: Druckschwankungen in Druckrohrleitungen. Wien: Springer 1928.
29. Ludin: Die wirtschaftliche Bemessung von Triebwasserleitungen. Z. ges. Turbinenw. 1914 Heft 13.
30. Marquardt: Beton- und Eisenbetonleitungen. Berlin: Ernst & Sohn 1934.
31. Mengerlinghausen: Grundlagen zur Berechnung von Hauswasserleitungen. Gas- u. Wasserfach 1932 Heft 44 S. 865.
32. Mühlhofer: Das Achenseekraftwerk der Tiroler Wasserkraftwerke AG. Wasserkr. u. Wasserwirtsch. 1928 Heft 19.
33. Müller: Die Druckrohrleitung des Dixence-Kraftwerkes. Wasserkr. u. Wasserwirtsch. 1936 Heft 3.
34. Netoliczka, W.: Die wirtschaftliche Bemessung von Druckrohrleitungen für Wasserkraftanlagen. Röhrenindustrie Bd. 23 (1930). Nr. 19.
35. Pernt: Das Kraftwerk am Zemm- und Tuxbach im Zillertal (Tirol). Wasserkr. u. Wasserwirtsch. 1931 Heft 12, 13, 14.
36. Ried: Druckstöße in Hochdruck-Rohrleitungen. Z. VDI 1941 Heft 29.
37. Schemel, R., u. S. Clodius: Versuche mit Heimstoffen im Wasserleitungsbau. Gas- u. Wasserfach 1937 Nr. 10 S. 151; Nr. 12 S. 187.
38. Schilhansl: Über das Verhalten von Verteilrohrleitungen bei Temperaturänderungen. Wasserkr. u. Wasserwirtsch. 1940 Heft 1.
39. Schnyder: Über Druckstöße in Rohrleitungen. Wasserkr. u. Wasserwirtsch. 1932 Heft 5/6.
40. Schnyder: Rohrbruchsicherheitsanlagen. Wasserkr. u. Wasserwirtsch. 1939 Heft 19/20.
41. Stradtman: Stahlrohrhandbuch. Essen: Vulkan-Verlag 1940.
42. Tillmann: Zur wirtschaftlichsten Bemessung eiserner Druckrohrleitungen für Wasserkraftanlagen. Wasserkr. u. Wasserwirtsch. 1926 Heft 15.
43. Tölke: Über die Fortschritte in der Herstellung und Planung von Druckrohrleitungen. Bauingenieur 1934 Heft 43/44; 1935 Heft 1/2.
44. Vogt, H.: Über einen neuen heimischen Werkstoff für Muffendichtungen. Gas- u. Wasserfach 1936 Nr. 32 S. 592.
45. Wagenführer, K.: Kautschuk als Werkstoff für die Dichtung von gußeisernen Muffendruckrohren für Gas und Wasser. Gas- u. Wasserfach 1936 Nr. 16 S. 249.
46. Walch: Die Auskleidung der Druckstollen und Druckschächte. Berlin: Springer 1925.
47. Wernecke: Das Kraftwerk Boulder-Talsperre. Wasserkr. u. Wasserwirtsch. 1940 Heft 3.
48. Weyrauch: Wasserversorgung der Ortschaften. Berlin u. Leipzig: Sammlung Göschen 1916.

Ferngasleitungen.

49. Baum, F.: Technische Fragen der Ferngasversorgung. Stahl u. Eisen 1928 S. 161.
50. Bayerlein, K.: Graphische Berechnung von Gasfernleitungen. Gas- u. Wasserfach 1929 Heft 37 S. 901.
51. Bertelsmann-Kobbert: Gasverteilung. München: Oldenbourg.
52. Biel, R.: Gaswirtschaft und Fernversorgung. Die Versandkosten des Ferngases. Gas- u. Wasserfach 1938 Nr. 48
53. Brückner, H.: Gastafeln. München u. Berlin: Oldenbourg 1937.
54. Großmann: Gasrohrnetze für hohen Druck. Gas- u. Wasserfach 1928 Heft 38 S. 924.
55. Gülich: Zur Frage der Überwachung des Gasrohrnetzes. Röhren- u. Armaturen-Z. 1937 S. 4.
56. Herning: Meßfragen im Ferngasbetrieb. Z. VDI 1937 Nr. 10 S. 299.
57. Jaenicke: Ein Beitrag zur Frage der Berechnung von Gasfernleitungen. Gas- u. Wasserfach 1930 Heft 18 S. 417.
58. Jeningen, Essen: Was muß ich wissen, wenn ich mich an das Ferngasnetz anschließen will. Flugblatt Selbstverlag Essen.
59. Kalender für Gas- und Wasserfach, 2. Teil.
60. Müller: Graphische Berechnung von Niederdruck-Gasleitungen. Gas- u. Wasserfach 1932 Heft 48 S. 952.
61. Starke, F.: Konstruktion und Verlegung geschweißter Gasfernleitungen. Röhren- u. Armaturen-Z. 1937.
62. Starke, F.: Großgasversorgung. Leipzig: Otto Spamer.
63. Traenker, K.: Gasfernleitungen. Z. VDI 1929 S. 517.
64. Walter, W.: Höhere Leistungen in der Gasverteilung durch erhöhten Gasdruck. Gas- u. Wasserfach 1937 Nr. 46 S. 828.
65. Weckwerth, F.: Praktische Erfahrungen mit Rohrdehnungsstücken. Gas- u. Wasserfach 1937 Nr. 20 S. 320.
66. Wunsch, W.: Hochdruck-Gasverteilung und Messung. Gas- u. Wasserfach 1937 Nr. 14 S. 214.
67. Wunsch-Geilenkirchen: Temperaturbewegungen im Erdboden und deren Einfluß auf die Beanspruchung geschweißter Gasrohrleitungen. Gas- u. Wasserfach 1937.

Heizung.

68. Albrecht: Gasheizung. XIII. Kongreßber. f. Heizung u. Lüftung. München u. Berlin 1930.
69. Berlit: Zentralheizung und Warmwasserversorgung für Klein- und Mittelwohnungen. XII. Kongreßber. f. Heizung u. Lüftung. München u. Berlin 1928.
70. Eberle u. Raiß: Wärmeverbrauch von Wohnungen. Berlin 1931.
71. Gröber, H.: Rietschels Leitfaden der Heiz- und Lüftungstechnik. Berlin: Springer 1934.
72. Jost: Fernheizwerk Halle. Gesundh.-Ing. Bd. 54 (1931) S. 33.
73. Marx, A.: Über den Wirkungsgrad einer Warmwasserheizung und Warmwasserversorgung. Z. Ver. dtsh. Heizungs-Ing. Bd. 29 (1930) S. 116, 165.
74. Ohaus, H.: Wärmewirtschaft und Betriebsführung in Krankenanstalten. Z. Ver. dtsh. Heizungs-Ing. Bd. 29 (1930) S. 69.
75. Raiß: Heizkennziffer bei Wohnungs- und Schulheizungen. Gesundh.-Ing. Bd. 54 (1931) S. 321.
76. Regeln für die Berechnung des Wärmebedarfes von Gebäuden und für die Berechnung der Kessel- und Heizkörpergrößen von Heizungsanlagen. Selbstverlag des Verbandes der Zentralheizungsindustrie, Berlin 1929. [Zur Einführung s. Gesundh.-Ing. Bd. 52 (1929) S. 285, 290, 298.]

77. Rietschel: Heizungs- und Lüftungstechnik, 9. Aufl., bearb. von H. Gröber. Berlin: Springer 1930.
 78. Roser: Schwerkraftheizung für Hochtemperaturen. Arch. Wärmew. Bd. 9 (1928) S. 285.
 79. Rybka: Amerikanische Heizungs- und Lüftungspraxis. Berlin 1932.
 80. Schmidt, E., u. W. Hindenburg: Wärmeabgabe von Rippenrohren. Arch. Wärmew. Bd. 12 (1931) S. 327.
 81. Hindenburg, W., u. Kraussold: Wärmeabgabe von Gliederheizkörpern. Arch. Wärmew. Bd. 13 (1932) S. 187.
 82. Schmitz, J.: Bestimmung der Rohrweiten von Hoch-, Nieder- und Unterdruck-Dampfleitungen. München: Oldenbourg.
 83. Schulz: Städteheizungen in Amerika. Wärme Bd. 50 (1927) S. 665, 679, 792.
 84. Schulz, E.: Berliner Fernheizungen. Arch. Wärmew. Bd. 9 (1928) S. 74.
 85. Schulz, E.: Öffentliche Heizkraftwerke und Elektrizitätswirtschaft der Städte. Berlin 1932.
 86. Stamminger, W.: Die Pumpen-Warmwasserheizung. Halle a. S.: Carl Marhold.
 87. Trautmann: Heizkraftwerk, Leipzig. Gesundh.-Ing. Bd. 48 (1925) S. 404.
 88. Wierz, M.: Die Warmwasserheizung, Anordnung und Ausführung mit vereinfachter Rohrnetzrechnung. München: Oldenbourg 1936.
- Eine weitere Schrifttumsübersicht findet man im Arch. Wärmew. Bd. 15 (1934) Heft 4, S. 109.

Physik.

89. Knoblauch, Raisch u. Hausen: Tabellen und Diagramme für Wasserdampf. München: Oldenbourg.
90. Koch, We.: VDI-Wasserdampf tafeln mit einem Mollier-(i—s)-Diagramm. München u. Berlin: R. Oldenbourg. — Berlin: Springer 1937.
91. Kövesi: Praktische Anwendung der Reynoldsschen Zahl. Röhrenindustrie 1931 Heft 7.
92. Mann, V.: Die Zähigkeit der technischen Gase. Gas- u. Wasserfach Bd. 73 (1930) S. 570.
93. Richter, H.: Rohrhydraulik. Berlin: Springer 1934.
94. Richter, H.: Beitrag zur Bestimmung und Berechnung der Zähigkeit von Gasgemischen. Gas- u. Wasserfach Bd. 75 (1932) S. 989.
95. Richter, H.: Zur Ermittlung der Reynoldsschen Zahl von Dampfströmen. Ing.-Arch. Bd. 3 (1932) S. 300.
96. Sigwart, K.: Messungen der Zähigkeit von Wasser und Wasserdampf bis ins kritische Gebiet. Forsch. Ing.-Wes. Bd. 7 (1936) Nr. 3 S. 125.
97. Speyerer, H.: Bestimmung der Zähigkeit des Wasserdampfes. VDI-Forsch.-Heft 1925 Nr. 273.
98. Sutherland, W.: The viscosity of gases and molecular forel. Phil. Mag. Bd. 36 (1893) S. 507.
99. Zipperer, L., u. G. Müller: Beitrag zur Bestimmung und Berechnung der Zähigkeit von Gasgemischen. Gas- u. Wasserfach Bd. 75 (1932) S. 623f.

Druckverlustberechnung.

100. Biegeleisen, B.: Die Grundlagen zur Berechnung von Gasrohrleitungen. München 1918. — Dinglers polytechn. J. Bd. 332 (1917) S. 57.
101. Biel, R.: Umrechnung des Druckabfalles in Rohrleitungen auf verschiedene Fördermittel. Gas- u. Wasserfach Bd. 70 (1927) S. 623.
102. Biel, R.: Die wirtschaftlich günstigsten Rohrweiten für die Fortleitung von Wasser, Dampf und Gas. München u. Berlin: Oldenbourg 1930.

103. Biel, R.: Die Formeln zur Berechnung des Druckabfalles in Wasserleitungen. Gas- u. Wasserfach 1933 Heft 36 S. 676.
104. Biel, R.: Sonderrechenstab zur Berechnung von Gas-, Dampf- und Wasserleitungen. Gas- u. Wasserfach 1938 Heft 4 S. 57.
105. Borth, W.: Die Berechnung des Druckverlustes in Rohrleitungen und Kanälen. Arch. Eisenhüttenw. 1933/34 Heft 11 S. 599.
106. Brabbée, K.: Widerstände in Warmwasserleitungen. Gesundh.-Ing. Bd. 36 (1913) S. 545.
107. Brinkhaus, H. P.: Neue Grundlagen zur Berechnung der Druckverluste in Wasserleitungen. Gas- u. Wasserfach Bd. 79 (1936) Nr. 43 S. 773.
108. Closterhalfen, A.: Der Widerstand von Absperrmitteln, neue Widerstandszahlen von Ventilen und Schiebern. Arch. Wärmew. Bd. 16 (1935) Nr. 9 S. 247.
109. Denecke: Der billigste Rohrdurchmesser für Heißdampfkraftleitungen. Wärme 1922; 1924; 1925; 1935.
110. Euler, H.: Über Stoßverluste und Widerstandsbeiwerte in Rohrleitungen und Kanälen. Arch. Eisenhüttenw. 1934 Heft 11 S. 430.
111. Fritzsche, O.: Untersuchung über den Strömungswiderstand der Gase in geraden zylindrischen Rohrleitungen. Z. VDI Bd. 52 (1908) S. 81.
112. Grün, K.: Nomogramm für die Berechnung von Wasserrohrleitungen. Gas- u. Wasserfach 1934 Heft 11 S. 167.
113. Hofmann, A.: Der Verlust in 90°-Krümmern mit gleichbleibendem Querschnitt. Mitt. hydraul. Inst. T. H. München 1929 Heft 3 S. 45.
114. Jakob, M., u. S. Erk: Druckabfall in glatten Rohren und die Durchfließziffer von Normaldüsen. VDI-Forsch.-Heft 1924 Nr. 267.
115. Kaißling: Der wirtschaftliche Druckverlust in Überhitzern und Rohrleitungen bei verschiedenen Dampfdrücken. Wärme 1937 Heft 3 S. 42.
116. Lorenz, F. R.: Über turbulente Strömung durch Rohr mit kreisförmigem Querschnitt. Mitt. Inst. Strömungsmasch. T. H. Karlsruhe 1932 Heft 2.
117. Lummert, H.: Sonderrechenschieber für Wasserrohrberechnung. Gas- u. Wasserfach 1936 Heft 43 S. 779.
118. Maercks, J.: Berechnung und Messung von Strömungswiderständen in Druckluftleitungen. Glückauf Bd. 73 (1937) Nr. 19.
119. Markert, K.: Berechnung von Rohrleitungen unter besonderer Berücksichtigung des Einflusses der Einzelwiderstände. Wärme Bd. 58 (1935) Nr. 27.
120. Markert, K.: Durchflußwiderstand von Ventilen und Rohrreibungswiderstand. Wärme Bd. 58 (1935) Nr. 35.
121. Neumann, G.: Die Berechnung der Druckverluste in Rohrleitungen. Arch. Eisenhüttenw. Bd. 12 (1938/39) Heft 3 S. 115—126.
122. Nikuradse, J.: Gesetzmäßigkeiten der turbulenten Strömung in glatten Rohren. VDI-Forsch.-Heft 1932 Nr. 356.
123. Nikuradse, J.: Strömungswiderstand in rauhen Rohren. Z. angew. Math. Mech. Bd. 11 (1931) S. 409.
124. Perry, L.: Tests of loss of head in standard elbows and tees. Engng. News Rec. Bd. 92 (1924) S. 940.
125. Pfleiderer, C., u. A. Closterhalfen: Strömungswiderstand eines Heißdampfventils neuer Bauart. Arch. Wärmew. 1931 Nr. 1.
126. Pfleiderer, C., u. A. Closterhalfen: Versuche über den Strömungswiderstand von Heißdampfventilen. Wärme Bd. 25 (1930).
127. Poebing, O., u. J. Spangler: Der Reibungsverlust in Rohrleitungen, die aus überlappenden Schüssen hergestellt sind. Mitt. hydraul. Inst. T. H. München 1929 Heft 3 S. 118.

128. Richter, H.: Nomogramme in der Strömungstechnik. Gas- u. Wasserfach Bd. 75 (1932) S. 141.
129. Richter, H.: Neue Versuche über den Druckverlust im glatten geraden Kreisrohr. Z. VDI Bd. 76 (1932) S. 1269.
130. Richter, H.: Rohrhydraulik. Berlin: Springer 1934.
131. Richter, H.: Der Druckverlust in gekrümmten glatten Rohrleitungen. Forsch.-Arb. Ing.-Wes. 1930 Heft 338.
132. Schiller, L.: Über den Strömungswiderstand von Rohren verschiedenen Querschnitts und Rauigkeitsgrades. Z. angew. Math. Mech. Bd. 3 (1923) S. 2. — Z. VDI Bd. 67 (1923) S. 623.
133. Schmidts, J.: Bestimmung der Rohrweiten von Dampfleitungen, insbesondere von Niederdruck- und Unterdruckdampfleitungen. München: Oldenbourg.
134. Stach, E.: Druckverlust in Formstücken für Preßluftleitungen. Glückauf Bd. 67 (1931) S. 1400.
135. Stach, E.: Druckverlust in Formstücken und Absperrungen. Arch. Wärmew. Bd. 13 (1932) S. 259.
136. Stein, Dim.: Der Widerstandsbeiwert von Rohrleitungsarmaturen. Arch. Wärmew. 1941 Heft 10 S. 225.
137. Taute, R.: Über die Berechnung des Druckverlustes von Wasserrohrleitungen. Gas- u. Wasserfach Bd. 80 (1937) Heft 17, S. 268. Siehe auch 1938 Heft 5 S. 70.
138. Wetjen, K.: Die Durchflußwiderstände neuer Dampfabsperroorgane. Wärme Bd. 49 (1926) Nr. 15.
139. Wildhagen, M.: Über den Strömungswiderstand hochverdichteter Luft in Rohrleitungen. Z. angew. Math. Mech. Bd. 3 (1923) S. 181.
140. Wellmann, W. E.: Städteheizung. Z. VDI Bd. 79 (1935) Nr. 25 S. 767.
141. Wunsch u. Zipperer: Versuch zur Bestimmung des Fortleitungswiderstandes der Ferngasleitung Hamm-Hannover. Gas- u. Wasserfach 1932 S. 428.
142. Zimmermann, E.: Druckabfallmessung an Dampfleitungen. Arch. Wärmew. Bd. 17 (1936) Heft 4.
143. Zimmermann, E.: Der Druckabfall in geraden Stahlrohrleitungen. Arch. Wärmew. Bd. 19 (1938) Heft 9 S. 243.
144. Zimmermann, E.: Der Druckabfall in 90°-Stahlrohrbogen. Arch. Wärmew. 1938 Heft 10 S. 265.
145. Zimmermann, E.: Neue Ergebnisse der Druckabfallberechnung gerader Stahlrohrleitungen. Arch. Wärmew. 1940 Heft 6 S. 133.

Wärmeverluste.

146. Biel, R.: Gas- u. Wasserfach Bd. 76 (1933) S. 74, 674.
147. Cammerer, J. S.: Die Berechnung des Temperaturabfalles in langen Rohrleitungen. W. SW-Mitt. 1925 Heft 3.
148. Cammerer, J. S.: Rechentafeln über die Anwärmung und Auskühlung wärme-geschützter Rohrleitungen. Wärme 1937 Heft 5 S. 65.
149. Cammerer, J. S.: Der Wärme- und Kälteschutz in der Industrie. Berlin: Springer 1938.
150. Cammerer, J. S.: Wärmeverlust von Rohrleitungen im Erdreich. Arch. Wärmew. Bd. 13 (1932) S. 29.
151. Cammerer, J. S.: Wärmeschutz an neuen Wandkonstruktionen. Gesundh.-Ing. Bd. 54 (1931) S. 637.
152. Cammerer, J. S.: Einfluß der Dampfverwertung auf die wirtschaftliche Isolierung. Arch. Wärmew. 1923.

153. Cammerer, J. S.: Die in isolierten Rohrleitungen im Dauerzustand aufgespeicherte Wärme und ihre Bedeutung für die Auswahl von Wärmeschutzmitteln. W. SW-Mitt. 1924 Nr. 2; 1925 Nr. 1.
154. Diegmann, H.: Die wirtschaftliche Isolierung von Dampfleitungen. Apparatebau Bd. 49 (1937) Nr. 24 S. 261.
155. Esser u. Krischer: Anheizen und Auskühlen ebener und zylindrischer Wände aus dem Beharrungszustand. Berlin 1930.
156. Franz: Anlage und Verbrauchskosten der Heiz- und Kochanlagen in bayerischen Siedlungen. Doktordiss. München 1933.
157. Gerbel, M.: Die wirtschaftliche Stärke einer Isolierung. Berlin:VDI-Verlag 1921.
158. Gröber: Wärmetransport und Wärmeschutz. XII. Kongreßber. f. Heizung u. Lüftung. München 1928.
159. Gröber: Aufheizen großer Räume. Forsch. Ing.-Wes. Bd. 3 (1932) S. 170.
160. Gröber u. Erk: Grundgesetze der Wärmeübertragung. Berlin 1933.
161. Haltmeier: Auskühlung ebener und zylindrischer Wände. Beiheft zum Gesundh.-Ing. Nr. 27. München 1930.
162. Hausbrand-Hirsch: Verdampfen, Kondensieren und Kühlen, 7. Aufl. Berlin 1931.
163. Hofmann, E.: Wärmeübergang bei der Strömung im Rohr. Z. ges. Kälteind. 1937 Heft 6 S. 99.
164. Matschinsky: Berechnung des Abkühlungs- und Anheizvorganges. Gesundh.-Ing. Bd. 52 (1927) S. 453, 754.
165. Matschinsky: Berechnung des Wärmeverlustes unterirdischer Warmluftkanäle. Gesundh.-Ing. Bd. 53 (1930) S. 456.
166. Schmidt, E., u. H. Kraußhold: Wärmeabgabe von Gliederheizkörpern. Gesundh.-Ing. Bd. 55 (1932) S. 49.
167. Schulze: Die Wirtschaftlichkeit von Heizungszentralen für größere Siedlungsbauten. Gesundh.-Ing. Bd. 55 (1932) S. 511, 525.
168. Wagner, G.: Der Wärmeübergang an Kühlrippen. Beiheft Nr. 24 zum Gesundh.-Ing. München 1929.

Rohrberechnung.

169. Abel, Th.: Beitrag zur statischen Untersuchung von räumlichen Hochdruckrohrleitungen bei Temperaturänderungen. Diss. T. H. Aachen 1933.
170. Carlier: L'aptitude élastique des tuyauteries à vapeur. Carlier Hermant 1925.
171. Crookes u. A. MacCutschan: Piping Handbook Mapt. VII.
172. Jürgenson, H. v.: Elastizität von Heißdampfleitungen. Wärme Jg. 56 (1933) Nr. 50.
173. Jürgenson, H. v.: Elastizität und Festigkeit im Rohrleitungsbau. Berlin: Springer 1940.
174. Marbec, M.: Bull. Ass. techn. Maritime, Flexibilité des tubes Jd. 1911 S. 441.
175. Mitchell, C. T.: A graphical Methode for Determining Expansion Stresses in Pipes Lines. Trans. Amer. Soc. mech. Eng. Bd. 52. — Fuels & Steam Power 1930.
176. Rohrleitungsverband: Temperaturänderung und Rohrleitungsbeanspruchung. Arch. Wärmew. Bd. 15 (1934) S. 295.

Flanschberechnung und Allgemeines.

177. Adloff, K.: Das Kriechen von Flanschverbindungen. Wärme 1935 Heft 22 S. 352; Heft 24 S. 387.

178. Holmberg u. Axelson: Analyse of Stresses in Circular Plates and Rings. Trans. Amer. Soc. mech. Engrs., Applied Mechanics, Bd. 54 (Jan. 1932) Nr. 2.
179. Mayer, E.: Die Hochdruck-Flanschverbindung. Forsch. Ing.-Wes. Bd. 3 (1932) Heft 5, S. 221f.
180. Schulz, E., u. A. Schiller: Wie berechnet man Flanschverbindungen. Wärme 1935 Nr. 31/32.
181. Timoshenko: Methods of determining the strength of pipe flanges. Mech. Engng. Bd. 49 (1927) S. 1340.
182. Vereinigung der Großkesselbesitzer: Berechnung von Flanschverbindungen für Heißdampfrohrleitungen. Berlin: Beuth-Vertrieb 1942.
183. Waters u. Taylor: The Strength of Pipe Flanges. Mech. Engng. Bd. 49 (1927) S. 531 1340.
184. Lebensdauer von Flanschverbindungen. Röhrenindustrie 1931 Nr. 26 u. Forts.
185. — Amerikanische Flanschverbindungen. Wärme 1929 Nr. 21.
186. Westphal: Berechnung der Festigkeit loser und fester Flanschen. Z. VDI 1897 S. 1031.

Armaturen.

187. Schrifttum über Armaturen. Arch. Wärmew. 1937 Heft 2 S. 39.
188. Betriebseignung von Armaturen. Arch. Wärmew. 1936 Heft 5 S. 119.

Schrauben und Dichtungen.

189. Beyer: Betriebseignung von Rohrleitungsdichtungen. Arch. Wärmew. Bd. 16 (1935) S. 123.
190. Brunner: Das Verhalten von Dichtungen bei Dampfdrücken bis 650 at und Temperaturen bis 500° C. Z. VDI Bd. 80 (1936) Nr. 52 S. 1553.
191. Maduschka, L.: Beanspruchung von Schraubenverbindungen und zweckmäßige Gestaltung der Gewindeträger. Forsch. Ing.-Wes. 1936 Heft 6 S. 299.
192. Maduschka, L.: Über Beanspruchung und zweckmäßige Gestaltung von Schraubenverbindungen. Technische Mitteilungen, Organ des Hauses der Technik. Essen 1938.
193. Martinaglia, L.: Schraubenverbindungen, Stand der Technik. Kohle u. Eisenforsch. Bd. 119 Nr. 10.
194. Siebel, E.: Untersuchungen an Dichtungen. Forsch. Ing.-Wes. 1934 Heft 6 S. 298f.
195. Siebel, E.: Die Anpreßkräfte bei Dichtungen. Arch. Wärmew. Bd. 16 (1935) Heft 6 S. 154.
196. Staudinger, H.: Das Verhalten der Schraubenverbindungen bei wiederholtem Anziehen und Lösen. Z. VDI Bd. 81 (1937) Nr. 21 S. 607.
197. Thum, A., u. F. Debus: Vorspannung und Dauerhaltbarkeit von Schraubenverbindungen. Mitt. MPA. T. H. Darmstadt 1935 Heft 7.
198. Thum, A., u. F. Debus: Die Vorzüge der Dehnschraube. Z. VDI Bd. 79 (1935) Nr. 30 S. 917.
199. Vollbrecht, H.: Über die Erscheinung beim Festfressen von Schraubenverbindungen. Würzburg: Konrad Triltsch.

Werkstoffkunde.

200. Beyer, K.: Über Werkstofffragen im Rohrleitungsbau. Dtsch. Techn. Bd. 5 (1937) S. 403. Siehe auch Arch. Wärmew. 1937 Heft 7 S. 185.
201. Friedrich, W.: Werkstoffe und Verbindungen für Hochdruck-Rohrleitungen. Arch. Wärmew. 1942 Heft 6 S. 127.
202. Houdremont, E.: Einführung in die Sonderstahl-Kunde. Berlin: Springer 1935.

203. Maier, A. F.: Bedeutung der neueren Festigkeitsbegriffe für die Dampftechnik. Arch. Wärmew. 1937 S. 265.
204. Nehlep, H.: Betriebseignung verschiedener Rohrarten. Arch. Wärmew. 1937 Heft 1 S. 13.
205. Tofaute, W., u. W. Ruttmann: Warmfeste Werkstoffe für Temperaturen bis zu 600°. Wärme Jg. 60 (1937) Nr. 43 S. 703.
206. Thum, A., u. K. Richard: Versprödung warmfester Stähle und ihr Einfluß auf die Festigkeitseigenschaften. Arch. Wärmew. 1942 Heft 8 S. 179.
207. Ulrich, M.: Die Werkstoffe von Höchstdruckkesseln. Techn. Mitt. 1937 Heft 15 S. 333.
208. Ulrich, M.: Das Verhalten der Werkstoffe bei hohen Temperaturen. Arch. Wärmew. 1937 Heft 6 S. 169.
209. Wiese, Fr.: Austausch von hochlegierten Stählen bei hohen Temperaturen im Kraftwerkbau. Elektrizitätswirtsch. 1937 Heft 30 S. 664.
210. Schrifttum über neue Festigkeitsuntersuchungen. Arch. Wärmew. 1937 Heft 10 S. 271.

Korrosion.

211. Pollit Allan, A.: Die Ursachen und die Bekämpfung der Korrosion, S. 106f. Teil III. Braunschweig: Friedr. Vieweg & Sohn A.G.
212. Bauer, O.: Die Korrosion metallischer Werkstoffe. Leipzig: S. Hirzel 1936.
213. Bauer, O.: Berichte über die verschiedenen Korrosionstagen, Korrosion I bis VI. Berlin: VDI-Verlag.
214. Böninger, G.: Um die Bekämpfung der Rohrzerstörungen durch Streuströme. Gas- u. Wasserfach Bd. 80 (1937) Nr. 31 S. 540.
215. Jahrbuch: Vom Wasser Bd. 5f. Berlin: Verlag Chemie G. m. b. H.
216. Kröhnke, Maaß u. Beck: Die Korrosion, 2. Teil: Korrosionsschutz, S. 105f. Leipzig: S. Hirzel.
217. Logau, K. H., u. S. P. Ewing: Korrosionsversuche mit bitumenfreien Schutzüberzügen im Erdboden. J. Res. Nat. Bur. Stand. Bd. 18 (1937) S. 361.
218. Müller, Friedrich: Grundlagen und Verfahren der neueren Korrosionsforschung. Z. VDI Bd. 82 (1938) S. 29 mit ausführlicher Schrifttumsangabe.
219. Naumann, E.: Korrosionsschutz bei Warmwasserversorgungsanlagen. Z. VDI Bd. 78 (1934) Nr. 15 S. 472.
220. Rabald: Werkstoffe und Korrosion, Bd. 1, Abschn. V, S. 124: Bekämpfung der Korrosion. 1931.
221. Splittgerber, A.: Korrosion in Kondensatdruckleitungen von Fernheizwerken. Mitt. V.G.B. 1937 Heft 62 S. 131.

Sachverzeichnis.

- Abdampfleitungen 26.
Abdichtung (siehe Haftwiderstand).
Abkühlungsverluste 156.
Ablaßleitungen der Dampfkessel 34.
Abscheren 163, 164.
Abschreibung 155.
Absolute Temperatur 79.
— Zähigkeit 79, 83, 115, 116, 126, 144.
Absperrhahn 246.
Absperrorgane 245.
— für Frischgas 45.
Absperrschieber für Höchstdruck 217, 218, 219.
Absperrung von Gasleitungen 41.
Abwärmeheizung 36.
Abzweige 244, 245.
Ähnlichkeitsgesetz 128.
Allo-Druckminderer 251.
Alterung 181.
Aluminiumwolle 75, 242.
Angerollter Bördel 195, 196.
Anpressungskraft der Schrauben 210.
Ansaugemenge 146.
Anstauchung 213.
Anstrich 71, 72.
Anwärmezeit 203.
Arca-Regler 252.
Armaturen 216.
Asbestzement-Rohre 238.
Askania-Druckregler 251, 252.
Aufhängungen 166.
Aufnahme der Dehnung 167.
Aufwalzbordring 164.
Aufwalzen 194.
Aufwalznietflansch 162.
Aufweite-Walzverfahren 232, 233.
Aufziehverfahren 232, 233.
Ausgleicher 166.
Ausgleichsarten 165.
Ausgleichsvorrichtungen 165.
Auspufftopf 47.
Auspuffventil, selbsttätig 27.
Außendruck 161.
Babcock-Pressa-Absperrschieber 218, 219.
Beanspruchung, zulässige 158.
Befestigungen 262, 263.
Beha-Hochdruckhahn 220.
Beheizte Ölleitungen 53.
Beiwerte für Druckverlustberechnung 91.
— für Festigkeitsberechnung 167.
Belastungsschaubild 108.
Belüftung 70.
Berechnung der Dampfleitungen 191.
— der Dampfmenge für Speisepumpen 21.
— der Flansche 162, 198, 199, 200, 201.
— einer Höchstdruckanlage 222—229.
— eines Lyrabogens 167, 168, 169.
— von Ölleitungen 114.
— der Rohrwandstärke 158, 159, 161, 192, 193, 215.
— von Turbinenleitungen 160.
— verschiedener Rohrbogen 172—179.
Berechnungsgrundlagen 76, 77, 78.
—, festigkeitstechnische 157—180.
—, strömungstechnische 80—104, 121 bis 136, 137—146.
—, wärmetechnische 146—155.
Betriebsfallhöhe 112.
Betriebshäufigkeit 111.
Betriebskosten 108.
Betriebsölleitungen 47.
Betriebssicherheit 11, 121, 162.
Beweglicher Festpunkt 263.
Bewegungsfreiheit der Rohre 166.
Biegebbeanspruchung 192.
Biegungshebelarm 229.
Biegunngsspannung 168, 199.
Biegunngswertzahl 168.
Bitumen 231.
Bleimuffe 242.
Blindflansche 200.
Blockschaltung 18.
Bogen 90°, einfach 173.

- Bogen, räumliche 178, 227, 228.
 Bogenausgleicher 167, 172.
 Bolzenschrauben 186, 205, 206, 207.
 Bolzenstähle 209.
 Bördel, angerollter 195, 196.
 Bruchfestigkeit 158, 184, 185.
 Bruchgrenzlinie 186.
 Bund, angestauchter 198.

 Chrom 190.
 Chromstahldichtungen 210.
 Chrom-Vanadium 190.

 Dampf, hochüberhitzter 16, 190.
 Dampfeuchtigkeit 221.
 Dampfgeschwindigkeit 8, 122.
 Dampfkosten 121, 122.
 Dampfkühler 253.
 Dampfsammler 13.
 Dampfschaltbild 3.
 Damsieb 33, 221.
 Dampfspeicher 26.
 Dampfstrahlpumpen 21.
 Dampfumformer 253.
 Dampfverbrauch 20, 21.
 Dauerstandsfestigkeit 185, 186, 187, 188, 189.
 Deckendurchbrüche 4.
 Dehnung 185, 187, 188, 189.
 —, bleibende 185.
 Dehnungsaufnahme 171.
 Dehnungsausgleich 166.
 Dehnungsausgleicher 260.
 Dehnungsstopfbüchse 260.
 Dehnungsstücke 260.
 Dichte 80.
 Dichteverhältnisse 145.
 Dichtflächen 196.
 Dichtschweißung 197.
 Dichtungen 208.
 Dichtungsringmuffe 240, 242.
 DIN-Blätter für Höchstdruck 183.
 Dingler-Schieber 217.
 DIN-Ventil 246.
 Direktschaltung 18.
 Dreileitungs-doppelnetz 13.
 Dreileitungsringnetz 13.
 Drosselklappen 72.
 Druck, statischer 160.
 Druckabfall 123, 129, 161.
 Druckabfalllinie 161.
 Druckanstieg 160.
 Druckanstiegslinie 160.
 Druckgefällelinie 108.
 Druckhöhenverlust 89, 92.
 Druckleitungen 24.
 Druckminderer 250.
 Druckregler (s. Druckminderer).
 Druckschächte 63.
 Druckstufenblatt 182.
 Druckverlust 116, 125, 129, 131, 132, 135, 138, 142.
 Druckverlustformel 128, 131, 132.
 Durchmesser, billigster 121, 122.

 Ehrhardtverfahren 232, 233.
 Eigengewicht 160.
 Eigenschaften der Werkstoffe 188, 189.
 Einfacher Winkelbogen 173.
 Einheitskraft 173.
 Einheitsquerschnitt 14.
 Einheitsspannung 173.
 Einzelwiderstände 95, 132.
 EK-Schieber 217.
 Elastische Anordnung von Heißdampfleitungen 192.
 Elastizität (Durchbiegung) eines Flansches 203.
 Elastizitätsmodul 165, 166.
 Elektrische Schweißung 231, 233, 235.
 Elektroden 214.
 Engler-Grade 48, 79.
 Entlasteter Stopfbüchsenausgleicher 232.
 Entleerung von Ölleitungen 50.
 Entlüfter 257.
 Entlüftung von Ölleitungen 50.
 — der Warmwasserleitungen 39.
 Entlüftungsventil 33, 257.
 Entöler 257.
 Entschlammungsventil 259.
 Entwässerung 221.
 Entwässerungen von Gasleitungen 41.
 Entwässerungssiphon 27.
 Erdsiphon 28.
 Ersatzstoffe für Muffendichtung 75, 242.
 Erwärmung des Öles 48.

 Fallhöhe 112.
 Faltenrohrbogen 244.
 Feingewinde 206, 207.
 Federnde Hängeschelle 263.
 Ferngasversorgung 42.
 Festfressen der Mutter 205.
 Festigkeit 188, 189.
 Festigkeitsberechnung 156.

- Festpunkte 165, 262, 263.
 Feuerschweißung 231, 232.
 Flachdichtungen (s. Dichtungen).
 Flanschbeanspruchungen 195.
 Flanschbefestigungsarten 194.
 Flanschen 194.
 —, Berechnung 162, 198, 199, 200, 201.
 —, lose 198.
 Flanschenkrümmer 245.
 Flanschenröhre, gußeiserne 230.
 Flanschenstähle 191.
 Fischbachschieber 219, 248, 249.
 Formel für die Wandstärken 158, 159,
 161, 192, 193, 215.
 Formstücke 70, 244, 245.
 Frischgasleitungen 44.
 Frostfreie Tiefe 41.
 Führung, zwangsläufige 165, 166, 263.
 Führungsrollenlager 263.
 Fußkrümmer 60.
- Gasauspuffleitungen 46.
 Gasgeschwindigkeit 45.
 Gasgesetz von Gay-Lussac-Mariotte 136.
 — von Boyle-Mariotte 137.
 Gaskonstante 145.
 Gasrohrleitungen 40, 44, 136, 142.
 Gasschieber 43.
 Gasschmelzschweißung 231, 232, 234.
 Gaszahl (Biel-Lummert) 140, 141, 144.
 Gebäudeanordnung 3.
 Gebrauchsformel für Gasberechnung
 142.
 Gefälle 8.
 — von Gasleitungen 41.
 Gefälleleitung 108.
 Gegendruckbetrieb 16, 183.
 Gegendruckkraftwerke 183.
 Gegenstromapparate 258, 259.
 Geräuschdämpfung 222.
 Gesamtdruckverlust 101.
 Gesamtschraubenkraft 210.
 Gesamtspannung 160.
 Gesamtwiderstandsbeiwert 96.
 Geschmiedete Formstücke 214.
 — Gehäuse 216.
 Geschweißte Rohre 231, 233.
 Geschwindigkeit in der Abdampfleitung
 26.
 — in Dampfleitungen 8, 22, 136.
 — in Gasleitungen 46.
 — in Grubenwasserleitungen 58.
 — in Kesselspeiseleitungen 104.
- Geschwindigkeit in Luftsaugleitungen
 45, 46.
 — in der Rohrleitung 22.
 — in Wasserleitungen 26.
 —, kritische 124.
 —, mittlere 123.
 —, wirtschaftliche 111, 122.
 Geschwindigkeiten 104, 124.
 Gesetz von Poisseuille 83.
 Gestängewasserleitung 57.
 Gewindearten 206.
 Gewindeflansch 162.
 Gewindemuffen 239.
 Gleichschenkliger Z-Bogen 176.
 Gleichwertige Rohrlängen 100.
 Götzedichtungen 210.
 Grenzbeanspruchung 185, 192.
 Grundformen der Kraftwerksanord-
 nung 3.
 Grundlast-Kondensationskraftwerke
 183.
 Gummierung 231.
 Gußeiserne Rohre 230.
- Haftkraft 162, 163.
 Haftwiderstand 162, 163.
 Hähne 245, 246.
 Hamburger Bogen (s. Union-Stahlrohr-
 bogen).
 Hanfstrick als Dichtungsmittel 75.
 Hängeschelle, federnde 263.
 Heißdampf 120.
 Heißdampfkühler 253.
 Heißwasserheizung 35.
 Heizkörper 39.
 Heizmantel für Ölleitungen 53.
 Hilfszahl 173, 175.
 Hochbehälter 73.
 Hochdruck-DIN-Blätter 183.
 Hochdruckfernheizung 36.
 Hochdruckkraftwerke 61.
 Höchstdruckanlagen 181.
 Höchstdruckbolzenschrauben 208.
 Höchstdruckschweißung 212.
 Höchstdrucksonderschweißnaht 213.
 Höchstverbrauch 106, 107.
 HW-Schieber 218.
 Hydranten 75.
 —, Überflur 75.
 —, Unterflur 75.
- Innendruck 160.
 Isolierstärke 155.

- Isolierstoff 150.
 Keilschieber 246, 247.
 Kerbempfindlichkeit 205.
 Kerbschlagversuch 187.
 Kerbzähigkeit 187, 188, 189.
 Kerndurchmesser 205.
 Kernquerschnitt 206.
 Kesselformel 193.
 Kesselspeiseleitungen 104.
 Kinematische Zähigkeit 115, 116, 138, 144.
 Klöpperhakenschweißung 72.
 Kochzwecke für Dampf 36.
 Kolbenpumpen 19.
 Kondensatbildung 31.
 Kondensation 28, 29.
 Kondensationsanlagen 28, 29, 182.
 Kondensationsbetrieb 16.
 Kondensatorrohrleitungen 28.
 Kondenstöpfe 256.
 Kondenswasserleiter 33, 256.
 Kondenswasserleitungen 31.
 Kondenswasserrückleitung 33, 256.
 Konsol mit Hebel- und Gewichtsausgleich 263.
 Konvektion 146.
 Korrosion 23, 231.
 Korrosionsschutz 231.
 — von Ölleitungen 50.
 Kostendurchmesser 122.
 Koswa-Ventil 246.
 Kraftbeiwert 174, 177, 178.
 Kraftwerksleitungen 135.
 Kraftwirkungen 210.
 Kragenstärke 163.
 Kreiselpumpen 19.
 Kriechen 185.
 Kritische Geschwindigkeit 81, 124.
 Kreuzstück 245.
 Kugellager 263.
 Kugelwasserabscheider 256.
 Kühlwasserleitungen 30.
 Kühlwassermenge 30.
 Kühlwassertemperatur 29.
 Kühlwerke 29.
 Kunststoffrohre 238.

 Lagerung der Rohre 166, 263.
 —, schwingungsfreie 212.
 Laminare Strömung 83, 116, 123.
 Längenänderungen 164.
 Längenausdehnung 164.
 Leistung der Speisepumpen 19, 20.

 Leitung, aufgelöste 61, 62.
 —, geschlossene 62, 63.
 Leitungsbrüche 192.
 Leitungswiderstand 147.
 Lieferbedingungen, technische 190.
 Linsenausgleicher 30.
 Linsendichtungen 210.
 Loser Ringflansch 195, 196.
 Luftfilter 57.
 Luftgewicht 136.
 Luftleere 29.
 Luftleitungen 136, 138.
 Luftverbrauch von Preßluftwerkzeugen 141.
 Luftverdichter 142.
 Lyrabogen 167, 260.

 Mangan-Silizium 190.
 MAN-Regler 252.
 Materialanhäufungen 216.
 Membrandichtung 197, 211.
 Membrandruckregler für Gasleitungen 44.
 Meßapparate 257.
 Meßblende 258.
 Metallschlauchausgleicher 179, 261.
 Mischkondensation 28.
 Mittleres Raumgewicht 150.
 Molybdän 190.
 Momentenschaubilder 229.
 Muffenrohre 230.
 Muffenverbindungen 240.
 Mutterstähle 209.

 Naßdampf 119.
 Nahtlose Rohre 231.
 Nenndruckstufen 184.
 Nickeldichtungen 210.
 Niederdruckkraftwerke 60.
 Nieten 162, 163.
 Nietung 163.
 Nietverbindungen 243.
 Normaler Lyrabogen 167.
 Normales DIN-Ventil 246.
 Normenblätter 157.
 — für Hochdruck 183.
 Normung 264.
 Nutzfallhöhe (s. Betriebsfallhöhe).

 Oberflächendampfkühler 254.
 Oberflächenkondensation 28.
 Oberwassergraben 60.
 Ölabscheider 57.

Ölfernleitungen 47.
Ortsnetze 72, 105.

Parabolische Geschwindigkeitsverteilung 81.

Parallelschieber 246, 247, 248.

Patentschweißung 231, 232.

Panzerfreiflußventile 219.

Phoenix-Schnellkupplung 244.

Physikalische Werte 137.

Pilgerkopf 242.

Pilgerschrittwalzverfahren 237.

Preßluftanlagen 55.

Preßluftwerkzeuge 56.

Preßschweißung, Wassergas 233.

Poifeuillesches Gesetz 83.

Porosität 216.

Prozentuale Leistungssteigerungen 182.

Pumpen 19, 73.

Querspannungen 193.

Radiale Spannungen 199.

Radiatoren 39.

Raffinerien 51.

Rauhigkeit 84, 126.

Rauhigkeitsmaß 86.

Reaktionskraft 169, 170, 177, 179.

Reduzierventile 250.

Regenhaube 28.

Reibung, innere 80, 116.

Reibungsbeiwert 96, 125, 127.

Reibungswiderstand 123.

Reibungszahl 96, 125.

Reynoldssche Zahl 82, 125.

Rheiventil 219, 220.

Richtlinien 265.

Ringflansch 195, 196.

Ringleitung 11.

Rippenrohre 39.

Roeckner-Walzverfahren 232, 233.

Rohrbefestigungen 262.

Rohrbruchventile 255.

Rohrdurchmesser, wirtschaftlicher 112, 113, 121.

—, Bestimmung 135, 136.

Rohre, geschweißte 233.

—, nahtlose 231.

—, überlapptgeschweißte 233.

—, wassergasgeschweißte 233.

Rohrformen 178.

—, räumliche 178, 227, 229.

Rohrführung 166.

Rohrhülsen 38.

Rohrkanäle 4.

Rohrlänge, gleichwertige 100, 132.

Rohrleitungen, Gestaltung 164.

— mit aufgelöstem Rohrstrang 61.

— mit geschlossenem Rohrstrang 62.

Rohrleitungsnetz 107.

Rohrmaterial 15, 75.

Rohrnetz 73.

Rohrnietverbindungen 69, 243.

Rohrrauhigkeit 84, 126, 128.

Rohrreibungszahl 96, 125.

Rohrschlangen 39.

Rohrstähle 191.

Rohrträgheitsmoment 173.

Rohrunterstützungen 166.

Rohrverbindungen 239.

Rollenböcke 263.

Rollenlager 263.

Röntgenuntersuchung 213, 214.

Rostzuschlag 158, 159.

Rückkühlung 29.

Rückschlagklappen 254.

Rückschlagventile 254.

Rundgummidichtung 59, 69.

Sammelleitung, doppelt 11.

—, einfach 9.

Saugeleitung 22.

Sättigungstemperatur 120.

Schalkermuffe 242.

Schalldämpferwasserfang 28.

Schaugläser 34.

Schenkellängen für Formstücke 216.

Scherfläche 163, 164.

Scherspannung 163.

Schieberwiderstände 100.

Schlammablaß-Absperrorgane 258.

Schläuche (für Preßluft) 56.

Schnellkupplungen 243.

Schräg- und Pilgerschrittwalzwerk 232, 233, 237.

Schräg- und Pilgerwalzverfahren 236.

Schrauben 204.

Schraubenbeanspruchung 207.

Schraubenkraft 198, 208.

Schraubenmeßlehren 207.

Schraubenspannung 201.

Schraubverlängerung 207.

Schraubenvorspannkraft 198.

Schraubmuffen 242.

Schrifttum 269—277.

Schubkraft 169.

- Schwanenhalsbogen 261.
 Schwedisches Verfahren 232, 233.
 Schweißbärte 213.
 Schweißfehler 214.
 Schweißlippen 196.
 Schweißmuffen 240, 241.
 Schweißraupe 213.
 Schweißung, Betriebssicherheit der 188.
 —, Gasschmelz 231, 232, 234.
 —, elektrische 231, 233, 235.
 —, überlappte 233.
 Schweißverbindung für Gasleitungen 41.
 Schweißverbindungen 213.
 Schwerkraft 80.
 Selbstdichtende Linse 211.
 Selbsttätige Entlüftungsventile 257.
 Sera-KA-Schieber 217.
 Sicherheit 158, 185, 201.
 Sicherheitsnietung 163, 194.
 Sicherheitsventile 249.
 Sicherheitszahl 159.
 Sicherheitszuschlag 125.
 Siedepunkt 119.
 Sigurmuffe 240, 242.
 Siphon 27, 28.
 Sonderstähle 189, 209.
 Spannungen, zusätzliche 204.
 Spannungsabfall in Dampfleitungen 123, 124.
 — in Gasleitungen 142.
 — in Luftleitungen 138.
 Spannungsbeiwert 174, 177, 178.
 Spannungsverteilung 193.
 Speisepumpen 19, 106.
 Spezifisches Gewicht 145.
 — Volumen 120.
 — Wärme 153, 154.
 Spießkantdichtung 210.
 Spitzenkondensationswerke 183.
 SSW-Zeigerregler 252.
 Stadtdruckregler 40.
 Stahlbetondruckrohre 238.
 Stahldichtung, profilierte 210.
 Stähle 191, 209.
 Stahlgußarten 215.
 Stahlgußformstücke 214.
 Stahlgußrohre 230.
 Stahlrohre 230, 231.
 Stauchbunde 195, 198.
 Stauchprozeß 195.
 Steigeleitung 58.
 Stemmmuffen 240, 242.
 Stiefelverfahren mittels Duowalzwerk 232, 233.
 Stopfbüchsenausgleicher 260, 262.
 Stopfbuchshähne 245, 246.
 Strahlung 146.
 Strahlungswärme 146.
 Strangpressen-Verfahren 232, 233.
 Streckgrenze 159, 184, 185, 187, 188, 189.
 Strengermuffe 241.
 Strömung, laminare 83, 116.
 —, turbulente 83, 116.
 Strömungsgeschwindigkeit 80, 126.
 Strömungsverhältnisse 110.
 Stufenkolben, Verdichter mit 55.
 Stumpfschweißung 231, 233.
 Symmetrischer Umbogen 176, 177, 178.
 Syphon 27, 28.
 Tagesverbrauch 105, 106.
 Talsperren 60.
 Tangentialspannung, mittlere 199.
 Technische Lieferbedingungen 190.
 Tellerausgleicher 260.
 Temperaturabfall 153.
 Temperaturgrenzen 150.
 Temperaturregler 259.
 Temperaturverluste 153.
 Trägheit 80.
 Trägheitsmoment 167.
 Tragrohre 59, 60.
 T-Stücke 245.
 Tulpenförmige Schweißnaht 212.
 Turbinenrohrleitungen 112.
 Turbulente Strömung 116, 123.
 Tuschieren 196, 197.
 Tuschierte Bundflächen 196, 197, 211.
 Übergangswiderstand 147.
 Überreckung 207.
 Überschlagsrechnungen 136.
 U-Bogenausgleicher 172.
 Umbogen, symmetrische 176, 177, 178.
 Unterhaltungskosten 108.
 Unterstützungen 166, 221, 222.
 Ventile 219, 220, 246, 247.
 Venturimesser 258.
 Verbindungen, feste 239.
 —, lösbare 239.
 Verfahren von S. Crocker und Mac Cutschan 178.

- Verfahren von Ehrhardt 232, 233.
 — von Mitchell 179, 227.
 Verhältniszahlen 168.
 Verkrustung 87, 110.
 Versorgungsdruck 73, 110.
 Verteilungsnetze für Gasleitungen 40.
 Verteilungsleitungen 106.
 Verzinsung 108.
 Verzunderung 181.
 Viskosität des Öles 48, 114.
 Vor- und Rücksprung 196.
 Vorschweißbund 195, 196.
 Vorschweißflansch 162.
 Vorspannung 171, 172, 173, 186.
 Vorwärmer 25, 258, 259.
 Vorwärmtemperatur 182.
 V2A-Dichtungen 210.
- Wahl der Geschwindigkeit 111.
 Walzflanschen 162.
 Walzverfahren 232, 236, 237.
 Wandstärke 158, 159, 161, 192, 193, 215.
 Wandstärkentoleranzen 192.
 Wärme, spezifische 153, 154.
 Wärmeaustausch 146.
 Wärmeaustauscher 258.
 Wärmedehnung 164, 165.
 Wärmedehnungszahl 165.
 Wärmedurchgangszahl 147.
 Wärmefluß 195.
 Wärmeleitung 147.
 Wärmeleitzahlen 147, 148, 150, 152.
 Wärmeschaltbild 4.
 Wärmeschutz 146.
 Wärmespannungen 204.
 Wärmeübergangszahlen 147.
 Wärmeübertragung 146.
 Wärmeverbrauch 182.
 Wärmeverluste 149, 152.
 Warmstreckgrenze 159.
 Warmwasserheizung 35, 38.
 Wartung von Rohrleitungen 266.
 Wasserabscheider 32, 221, 256.
 Wasserabscheider-Widerstand 100.
 Wasserdampf 119.
 Wasserdruckprobe 215.
 Wasserfang 56, 57.
 Wassergaspreßschweißung 231, 232, 234.
 Wassergeschwindigkeiten 112.
- Wasserhaltungen, hydraulische 57.
 Wasserkraftanlagen 60.
 Wasserleitungen in Bergwerken 57.
 Wassersäule 159.
 Wasserschläge 31, 32, 161.
 Wasserschloß 61.
 Wassertassen 247.
 Wasserwerke 72.
 Welligkeitszahl 86.
 Wellrohrbogen 244.
 Werkstoffe 184, 187, 188, 189.
 Werkstoffeigenschaften 184, 187, 188, 189.
 Whitworth-Feingewinde 206.
 — -Gewinde 205, 206.
 Widerstand 124.
 Widerstandsbeiwerte 124, 125.
 Widerstandsdurchmesser 122.
 Widerstandsgesetz, quadratisches 81, 125.
 Widerstandszahlen 97, 98, 100, 101.
 Winddruck 160.
 Windkessel 25, 55.
 Winkelbogen, einfacher 173.
 Wirtschaftlicher Rohrdurchmesser 112, 113, 121.
 Wirtschaftlichkeit 121, 156, 183.
- Zähigkeit 80, 83, 114, 117, 125, 139.
 —, absolute 83, 126.
 — von Dampf 126.
 — von Gasen 143, 144.
 — von Luft 138.
 — von Öl 48.
 — von Petroleum 117.
 — von Wasser 83, 86.
 Z-Bogen, gleichschenkliger 176.
 Zeitdehngrenze 186.
 Zeitstandfestigkeit 186.
 Zugbeanspruchung 163.
 Zulässige Höchstbeanspruchung 158.
 Zunderbeständigkeit 190.
 Zusammenstellung von Schöne 181.
 Zusatzverlust 96.
 Zustandsänderungen des Wasserdampfes 119.
 Zustandsgleichung 136.
 Zustandsgrößen, Luft, Gas 136.
 Zwischenüberhitzung 182.