

Die Ventilatoren

Berechnung, Entwurf und
Anwendung

Von

Dr. sc. techn. E. Wiesmann

Ingenieur

Zweite, verbesserte und erweiterte Auflage

Mit 227 Abbildungen, 23 Zahlentafeln
und zahlreichen Berechnungsbeispielen



Berlin
Verlag von **Julius Springer**
1930

ISBN-13:978-3-642-90579-7 e-ISBN-13:978-3-642-92436-1
DOI: 10.1007/978-3-642-92436-1

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

Copyright 1930 by Julius Springer, Berlin.

Softcover reprint of the hardcover 1st edition 1930

Vorwort zur ersten Auflage.

Das Anwendungsgebiet des Schleudergebläses, kurz Ventilator genannt, ist fortwährend im Wachsen begriffen, weil sich derselbe leichter als vielleicht andere Gebläse den verschiedenen Anforderungen des Lufttransportes anpassen läßt. Heute wird die Luft nicht allein als Lebensspenderin zu Lüftungszwecken auf künstlichem Wege nach dem Orte des Verbrauches hinbefördert, sondern es dient oft die durch Leitungen hindurchbewegte Luft als Trägerin von Energien sogar von leichten festen Stoffen als Fördergut.

Der Ventilator soll nicht bloß für die verschiedenen Zwecke, denen er zu dienen hat, richtig gebaut sein, sondern muß sich auch mit der Luftförderleitung in Übereinstimmung befinden, darum ist eine Ventilatoranlage, d. h. Ventilator und Leitungssystem, stets als ein Ganzes aufzufassen. Für beide gelten die bekannten drei Proportionalitätsgesetze, auf die an verschiedenen Stellen des Buches hingewiesen wird.

Dem Verfasser war daran gelegen, die beim Entwurf eines Ventilators in Frage kommenden Grundgesetze zu entwickeln unter Berücksichtigung der vielerlei Widerstände, die beim Gebrauch des Ventilators den theoretischen Druck- und Geschwindigkeitsverlauf anders gestalten. Der Konstrukteur muß die einfachen Prinzipien, auf die es ankommt, klar vor Augen haben, dann wird er auch die richtige Form finden. Dabei müssen sich jedoch Theorie und Praxis, Berechnung und Versuch fortwährend unterstützen und ergänzen; denn bei den schwer zu erfassenden störenden Einflüssen kommt dem Versuch eine große Bedeutung zu.

Bei der Berechnung des Ventilators sollen zur Erleichterung und zum besseren Verständnis die zeichnerischen Hilfsmittel herangezogen werden, nicht zu vergessen die graphische Entropietafel der Luft, die für die Behandlung von Zustandsänderungen der Luft wertvolle Dienste leistet, die Berechnung übersichtlich gestaltet und bedeutend vereinfacht.

Wir haben Wert darauf gelegt, den Inhalt des Buches durch einige praktische Beispiele von ausgeführten Ventilatoranlagen zu ergänzen. Die gegenwärtigen Zeitläufte waren einem solchen Unternehmen nicht

besonders günstig, um so mehr Grund zum Dank haben wir gegen diejenigen Firmen, die durch Überlassung von wertvollem Material unserem Vorhaben Unterstützung gewährten.

Zürich, im August 1924.

Vorwort zur zweiten Auflage.

Die zweite Auflage hat im Anschluß an die Praxis eine Erweiterung mit teilweiser Neubearbeitung erfahren: im ersten Teil in Hinsicht auf die verschiedenen Meßverfahren in Übereinstimmung mit den „Regeln für Leistungsversuche an Ventilatoren und Kompressoren“. Im zweiten Teil beziehen sich die Erweiterungen auf neuzeitliche Entwicklung der Ventilatoren in bezug auf Schaufelform und Gehäuse, Entwurf von Ventilatoren, Arbeiten auf dem Prüfstand, Regulierung, Vermehrung der Beispiele aus Theorie und Praxis. Sie enthält auch nützliche Angaben für Techniker und Installateure von Ventilatoranlagen. Der Abschnitt über physikalische Eigenschaften der Luft wurde mit einigen Ergänzungen beibehalten, damit gewisse einfache Aufgaben ohne Zuhilfenahme anderer Werke gelöst werden können.

In der ersten Auflage wurde besonderes Gewicht gelegt auf die Übereinstimmung des Ventilators mit der angeschlossenen Leitung. Dieser Grundsatz ist weiter verfolgt worden. Der Gebrauch der gleichwertigen Öffnung oder Düse als Maß für die zu überwindenden Leitungswiderstände hat sich allgemein eingebürgert, ebenso die Anwendung der Kennziffern zur Bewertung der Eigenschaften einer Ventilatorserie. Die Kennziffern und ihre Beziehung zum Druck-Volumen-Diagramm eines Ventilators sind ausführlich behandelt worden.

Wir waren bestrebt, soweit uns das Material zugänglich war, bei der Neubearbeitung des Textes die Fortschritte in Theorie und Praxis zu berücksichtigen. In den einzelnen Ausführungen und Beispielen tritt naturgemäß eine gewisse Individualität zutage, der wir eine wohlwollende Aufnahme wünschen.

Zu besonderem Dank für fachmännische Beratung sind wir Herrn Dipl.-Ing. R. Merz verpflichtet, und auch Herrn Dipl.-Ing. Adolf Ostertag, Professor am kantonalen Technikum in Winterthur, der den Abschnitt über Festigkeitsberechnungen des Laufrades übernommen hat, nicht zu vergessen die Firmen, die durch Überlassung von wertvollem Material unsere Arbeit erleichterten und unterstützten, sowie dem Verleger für gediegene und saubere Ausstattung des Buches.

Zürich, im November 1929.

E. Wiesmann.

Inhaltsverzeichnis.

Einleitung.	seite 1
---------------------	------------

Erster Teil.

A. Physikalische Eigenschaften der Luft.

I. Beziehungen zwischen Spannung, Volumen, Temperatur und dem spezifischen Gewicht der Luft	3
II. Die Gaskonstante R	6
III. Bestimmung der Gaskonstante R eines Gasgemisches	9
IV. Feuchte Luft	10
V. Wärme und Arbeit und die spezifische Wärme der Gase.	12
VI. Entropie der Gase.	15
VII. Zustandsänderungen.	18
1. Zustandsänderung bei unveränderlichem Volumen	18
2. Zustandsänderung bei gleichbleibendem Druck (Isobare).	18
3. Zustandsänderung bei gleichbleibender Temperatur (Isotherme).	18
4. Adiabatische Zustandsänderung (unveränderliche Entropie).	18
5. Polytropische Zustandsänderung.	19
Besprechung der Fälle 3 und 4:	
Zustandsänderung bei gleichbleibender Temperatur (Isotherme).	19
Zustandsänderung bei unveränderlicher Entropie (adiabatische Zustandsänderung)	20
VIII. Die Abhängigkeit des spez. Gewichtes der Luft von meteorologischen und verwandten Einflüssen.	23
1. Reduktion des Barometerstandes auf 0°C	27
2. Feuchtigkeitsgehalt und Temperatur der Luft	27
3. Bestimmung von Gewicht, Dichtigkeit, Dampfgehalt und anderen Eigenschaften der Luft.	28

B. Bewegungsvorgänge der Luft.

I. Ausströmen der Luft in den freien Raum.	32
1. Die hydraulische Ausflußformel	32
2. Die genaue Ausflußformel.	33
3. Die kritische Geschwindigkeit	35
II. Bewegung der Luft in geschlossenen Kanälen und Röhren.	36
III. Der Reibungskoeffizient λ	40
IIIa. Einzelwiderstände.	42
IV. Besprechung der verschiedenen Rohrreibungsformeln	43

	seite
V. Der Begriff des äquivalenten Querschnittes	44
VI. Die äquivalente Weite von Leitungssystemen mit beliebigen rechteckigen Querschnitten	47
VII. Das Berechnungsprinzip verzweigter Leitungen	50
VIII. Die Grubenwetterführung. Ihre Berechnung auf Grund der äquivalenten Weiten	53
VIIIa. Entwurfsgrundlagen einer Grubenventilatoranlage für ein englisches Kohlenbergwerk	56
IX. Über angemessene Geschwindigkeiten der Luft in Rohrleitungen und Kanälen	60
X. Lüftung im Tunnel- und Stollenbau	61
1. Berechnung der Widerstände und Leistungen beim Transport der Luft	61
2. Umkehrbare Stollenlüftung	63
3. Primäre und sekundäre Ventilation	64
4. Nachteilige Wirkung langer, enger Rohrleitungen	65
XI. Druck- und Geschwindigkeitsmessungen der Luft. Bestimmung der Fördermenge. Registrierapparate	73
A. Messungen bei Prüfungs- und Leistungsversuchen	73
1. Druckmessungen	73
a) Druck eines in Ruhe befindlichen Gases	73
b) Druck einer strömenden Flüssigkeit	74
c) Unmittelbare Messungen des absoluten Druckes	76
2. Mengen- und Geschwindigkeitsmessungen	77
a) Unmittelbare Messungen der Luftmenge	77
b) Messungen durch Querschnittsveränderungen und mechanische Vorrichtungen	77
B. Betriebsmessungen	87
1. Druckmesser mit Registrierapparat	87
2. Geschwindigkeits- und Mengemesser mit Registrierapparat	88
a) Geschwindigkeitsmesser von Fueß	88
b) Venturimesser	89

Zweiter Teil.

C. Ventilatoren.

I. Entwicklung der Ventilatoren	92
II. Theorie der Ventilatoren	96
Einleitung	96
1. Der Spaltüberdruck	97
2. Theoretische Druckhöhe	100
Diskussion der Winkel	102
3. Wirkliche Druckhöhe	103
4. Stoßfreier Eintritt	105
5. Richtung der inneren Schaufelkante	107
6. Erforderlicher Druck einer Ventilationsanlage	108
a) Ventilator ohne Saug- und Druckrohr	109
b) Saugventilator	109
c) Drückender Ventilator	110
d) Ventilator mit Widerständen im Saug- und Druckrohr	111

Inhaltsverzeichnis.

VII

	seite
7. Entwurf des Ventilators	112
A. Einteilung der Bauformen	112
B. Strenge Anwendung der Formeln	113
a) Gegeben die Hauptabmessungen	113
b) Gegeben die Liefermenge und der zu erzeugende Druck	121
c) Konstruktive Eigentümlichkeiten der Niederdruckventilatoren	124
C. Drei praktische Beispiele über die Berechnung der lichten Abmessungen der Ventilatoren	125
8. Einiges über Konstruktionseinzelheiten	132
9. Abstimmung des Ventilators mit der Leitung. Gesetz der Affinität	134
10. Die Charakteristik und die Proportionalitätsgesetze	135
11. Dimensionslose Kennziffern	139
a) Theorie der Kennziffern	139
b) Berechnung und Anwendung der Kennziffern	143
c) Anwendungsbeispiele	148
d) Konstruktion einer Charakteristik mit Hilfe von Kennziffern	153
12. Benutzung der Charakteristiken eines Ventilators zur Berechnung von Ventilatoren anderer Größen derselben Bauart	154
13. Kupplung der Ventilatoren	155
a) Parallelgeschaltete Ventilatoren	155
b) Hintereinandergeschaltete Ventilatoren	156
14. Berechnung ein- und mehrstufiger Ventilatoren	157
a) Entropiediagramm der Hochdruckventilatoren	158
b) Berechnung des Ventilators ohne Entropie	161
c) Mehrstufige Gebläse	163
d) Ausführung mehrstufiger Gebläse	168
15. Berechnung der Ventilatoren für verschiedene Gase	172
16. Radscheibenreibung	177
17. Antriebsmaschinen und Regulierung der Drehzahl	179
18. Prüfung des Ventilators	182
a) Prüfung des Ventilators auf dem Prüfstand	183
b) Aufnahme charakteristischer Kurven eines Ventilators	188
c) Prüfung der Ventilatoranlage	194
19. Labile Zustände von Hochdruckventilatoren	199
20. Einiges über die Entwicklung der Ventilatoren in den letzten zwanzig Jahren	200
III. Schraubenventilatoren	204
1. Plattflügelventilatoren	204
2. Tragflächenflügel	212
3. Schlottergebläse	213
4. Schraubenventilatoren nach dem Prinzip der Propellerturbinen	214
5. Aufzählung einiger marktgängiger Schraubenventilatoren	215
IV. Ausgeführte Ventilatoranlagen	216
1. Provisorische Betriebsventilation des Hauenstein-Basistunnels	216
2. Ventilatoranlage des Grenchenbergtunnels	219
3. Ventilatoranlage des Simplontunnels	220
4. Die Saccardo-Gebläseanlage am Dössentunnel	224
5. Belüftung von Straßentunnels	233
6. Verschiedene neuere Grubenventilationen	235
7. Luftheizung unter Verwertung der Abwärme von elektrischen Generatoren	243

	seite
8. Das Trocknen mit überhitztem Dampf	246
a) Gewöhnliche Trocknung mit Heißluft (Heißluftverfahren) . . .	248
b) Trocknung mit Heißluft und teilweiser Rückführung der Ab- luft (Umluftverfahren)	249
c) Trocknung mit überhitztem Dampf (Heißdampfverfahren) . . .	249
9. Luftheizungsanlage	251
10. Spänetransportanlagen	254
11. Bemerkungen über Trocknen, Entnebelung, Entstaubung und Späne- transport	261
V. Festigkeitsberechnungen des Laufrades	272
Einleitung	272
1. Der frei rotierende Ring	273
2. Die volle Scheibe gleicher Dicke	275
3. Die Kreisscheibe gleicher Dicke mit zentraler Öffnung	277
4. Die Kreisscheibe mit absatzweise sich ändernder Dicke	279
5. Über die Festigkeit der Schaufeln	280
6. Der Einfluß der Nietlöcher	282
7. Baustoffe und zulässige Beanspruchung	283
8. Rechnungsbeispiel I. Laufrad eines Niederdruckventilators	283
9. Beispiel II. Hochdruckventilator für mittlere Geschwindigkeiten nach Abb. 219	285
a) Die Schaufeln	285
b) Die Rückenscheibe	286
c) Die Deckscheibe	287
10. Beispiel III. Hochdruckventilator für hohe Geschwindigkeiten . .	289
a) Die Rückenscheibe	289
b) Die Deckscheibe	294
11. Die Nabe	297
12. Die Welle	298
13. Über das Auswuchten der Laufräder	300
Nachtrag: Die Gleichungen für die rotierende Kreisscheibe gleicher Dicke .	301
a) Die Radialverschiebung	301
b) Die volle Kreisscheibe	301
c) Die Kreisscheibe mit zentraler Bohrung	302
d) Die ruhende Scheibe	303
Anhang: Zahlentafel für Druckverlust in Rohrleitung	304
Geschwindigkeitshöhen für $\gamma = 1,2$	305
Literaturverzeichnis	306
Sachverzeichnis	307

Einleitung.

Ventilatoren sind bewegliche Vorrichtungen mit umlaufendem Flügelrad, die der Luft unter Veränderung der Druckverhältnisse eine Bewegung erteilen; sie dienen, an eine Luftleitung angeschlossen, zum Bewegen und Fördern der Luft. Sie werden auch Schleudergebläse oder Zentrifugalventilatoren genannt, eine Benennung, die gleichzeitig ihre Wirkungsweise andeutet. Wir nennen sie hier kurzweg Ventilatoren.

Gebläse anderer Art sind: Blasebälge, Kolben- und Kapselgebläse und Schraubengebläse.

Unter diesen Gebläsen spielen heutzutage die Ventilatoren die wichtigste Rolle. Sie haben mit der Zeit eine hohe Vervollkommnung in bezug auf Bau und Wirkungsgrad erfahren und werden innerhalb gewisser Grenzen in beliebiger Größe, mit den verschiedensten Geschwindigkeiten und Leistungen hergestellt, schließen sich vorzüglich an die heutigen schnellaufenden Kraftmaschinen, Elektromotoren und Dampfturbinen an, besitzen keine beweglichen Teile außer dem rotierenden Flügelrad, das im übrigen starr gebaut ist, und verlangen ganz geringe Wartung, so daß sie andere Gebläsemaschinen stark verdrängt haben. Wir behandeln deshalb ausschließlich die Ventilatoren und gestatten uns beiläufig nur noch die Schraubengebläse, Propeller, auch Flügelradventilatoren genannt, kurz in den Kreis unserer Betrachtungen zu ziehen, da zwischen beiden wenigstens äußerlich eine gewisse Verwandtschaft besteht.

Die physikalischen Eigenschaften der Luft brauchen nicht so ausführlich behandelt zu werden wie in einem Werk über Kompressoren, da hier keine großen Zustandsänderungen in Frage kommen, so daß in den meisten Fällen beim Durchgang der Luft durch den Ventilator mit einem mittleren spezifischen Gewicht gerechnet werden kann. Hingegen kann im Einzelfalle das spezifische Gewicht der Luft, worauf es hauptsächlich ankommt, sehr verschieden sein. Es wird auch die Förderung anderer Gasarten, die leichter oder schwerer als Luft sind, behandelt.

Unter den Bewegungsvorgängen verdient der Leitungswiderstand der Luft beim Durchgang durch Röhren und geschlossene Kanäle,

welcher von den sog. Proportionalitätsgesetzen beherrscht wird, besondere Beachtung, weil bei unrichtiger Abmessung der Förderleitung der Effekt der besten Gebläsemaschine in Frage gestellt wird. Beinahe ebenso wichtig ist eine fortwährende Kontrolle der Luftförderung durch selbstregistrierende Meßapparate.

Die Ventilatoren sind sog. Kreisel. Ihre Theorie ist im Grunde genommen die nämliche wie diejenige der Zentrifugalpumpe. Für beide gelten die nämlichen Gesetze. Der Unterschied besteht hauptsächlich in der Verschiedenheit des Fördergutes (Luft, Gas oder Wasser und andere Flüssigkeiten) und dem dadurch bedingten Unterschied in der Fördergeschwindigkeit, wobei selbstredend dem spezifisch leichteren Körper die größere Geschwindigkeit zukommt. Es ergeben sich bei der Ausführung gewisse konstruktive Unterschiede, hauptsächlich in der Länge und Form der Flügel.

Sowohl für die Theorie als auch ihre Anwendung sind zur Erleichterung des Verständnisses zahlreiche Zahlenbeispiele eingeflochten.

Im übrigen ist der Inhalt dem jetzigen Stand der Herstellung in den verschiedenen Anwendungsgebieten angepaßt.

A. Physikalische Eigenschaften der Luft.

I. Beziehungen zwischen Spannung, Volumen, Temperatur und dem spezifischen Gewicht der Luft.

Die atmosphärische Luft ist ein Gasgemisch, dessen Hauptbestandteile Sauerstoff und Stickstoff meistens noch mit etwas überhitztem Wasserdampf gemischt sind. Der Einfluß des Wasserdampfes auf das spezifische Gewicht der Luft wird in einem besonderen Abschnitt ausführlich behandelt.

In technischer Hinsicht sind nachstehende Zustandsgrößen zu unterscheiden:

1. Das spezifische Volumen v ; es bedeutet den Raum, den 1 kg Gas einnimmt (cbm/kg).

2. Das spezifische Gewicht γ ist das Gewicht von 1 cbm Gas. Es ist der reziproke Wert des spezifischen Volumens

$$\gamma = \frac{1}{v}. \quad (1)$$

Das Gesamtgewicht eines Gasvolumens V ist gleich

$$G = \gamma V = \frac{V}{v}. \quad (2)$$

3. Der Druck (Über- oder Unterdruck) p , den das Gas auf die Flächeneinheit ausübt. Er heißt auch spezifischer Druck oder einfach Druck, Spannung, Pressung, und wird meist in kg pro qm gemessen.

Der wahre oder absolute Druck wird ebenfalls mit p bezeichnet und wird vom Anfangsdruck gleich Null vermittels Quecksilber- oder Aneroidbarometer gemessen, während man zum Messen des Überdruckes oder Unterdruckes über oder unter dem atmosphärischen Druck das Manometer bzw. Vakuummeter verwendet.

In den Zustandsgleichungen hat selbstverständlich p die Bedeutung des absoluten Druckes. Zur Messung kleiner Über- oder Unterdrücke dient das Wassermanometer. Der Druck wird in Millimeter Wassersäule angegeben.

$$1 \text{ mm Wassersäule (W.-S.)} = 1 \text{ kg/qm.}$$

Die Druckhöhe H oder h wird durch die Höhe der Gassäule in m angegeben (unter der Annahme eines mit der Höhe unveränderlichen spezifischen Gewichtes).

$$p = \gamma h; \quad h = \frac{p}{\gamma}.$$

Bei der Berechnung von Ventilatoren erscheint der Druck immer erst als Druckhöhe. Durch Einführung des spezifischen Gewichtes erhält man den Druck p in kg/qm.

Ausnahmsweise wird, dem allgemeinen Gebrauche folgend, der Druck mit h in mm W.-S. bezeichnet.

4. Die Temperatur t in Celsiusgraden. Die absolute Temperatur wird vom absoluten Nullpunkt, der 273°C unter dem gewöhnlichen Nullpunkt liegt, gemessen und wird mit T bezeichnet

$$T = 273 + t.$$

Das Gesetz von Boyle (Mariotte)

$$\underline{p_1 v_1} = \underline{p_2 v_2} = \text{konst.} \quad (3)$$

lautet in Worten:

Die Spannkraft der Luft steht im umgekehrten Verhältnis zum Volumen und in geradem Verhältnis zu ihrer Dichtigkeit, solange die Temperatur konstant bleibt, und kann auch geschrieben werden

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{v_2}{v_1} = \frac{\gamma_1}{\gamma_2}. \quad (3a)$$

Für überschlägige Berechnungen, bei denen die kleinen Temperaturschwankungen vernachlässigt werden können, ist das unter dem Namen Mariotte bekannte Gesetz äußerst bequem.

Wird z. B. der Druck von 1 Atm. auf 1,5 Atm. gebracht, so nimmt das spezifische Gewicht der Luft ebenfalls den anderthalbfachen Wert an, während das Volumen um ein Drittel abnimmt.

Bleibt hingegen der Druck konstant und wird nur die Temperatur verändert, so wird

$$\left. \begin{aligned} \frac{v_2}{T_2} &= \frac{v_1}{T_1}, \\ v_2 &= v_1 \frac{T_2}{T_1}. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

In Worten:

Bei gleichem Druck verhalten sich die Rauminhalte gleicher Gewichtsmengen desselben Gases wie die absoluten Temperaturen.

Dieses Gesetz trägt den Namen von Gay-Lussac.

$$v_2 = v_1 \frac{273 + t_2}{273 + t_1},$$

$$\frac{1}{273} = \alpha = 0,003663,$$

$$v_2 = v_1 \frac{1 + \alpha t_2}{1 + \alpha t_1}. \quad (5)$$

Diese Gleichung vereinfacht sich, wenn die Temperaturänderung von 0° C gerechnet wird.

Der Temperatur $t_0 = 0^\circ \text{C}$ entspreche das spezifische Volumen v_0 , somit wird

$$v = v_0 + v_0 \alpha t,$$

$$v = v_0 (1 + \alpha t). \quad (6)$$

Aus der Verbindung der beiden vorgenannten Gesetze geht die allgemeine Zustandsgleichung der Gase hervor. Ein Gas mit dem Anfangszustand p_1, v_1, t_1 soll dadurch in den Zustand p_2, v_2, t_2 übergeführt werden, daß es zuerst bei gleichbleibender Temperatur t_1 auf den Enddruck p_2 gebracht wird, wobei es das Volumen v annimmt. Es wird dann

$$\frac{v}{v_1} = \frac{p_1}{p_2} \quad \text{oder} \quad \frac{v p_2}{v_1 p_1} = 1.$$

Hierauf soll es durch Änderung der Temperatur t_1 auf t_2 vom Volumen v auf v_2 gebracht werden, wobei

$$\frac{v_2}{v} = \frac{1 + \alpha t_2}{1 + \alpha t_1}.$$

Durch Multiplikation beider Gleichungen ergibt sich die allgemeine Form

$$\frac{p_2 v_2}{p_1 v_1} = \frac{1 + \alpha t_2}{1 + \alpha t_1} = \frac{273 + t_2}{273 + t_1} = \frac{T_2}{T_1} \quad (7)$$

als Beziehung zwischen den drei Zustandsgrößen am Anfang und am Ende eines Prozesses.

Man erhält durch Umformung

$$\frac{p_2 v_2}{T_2} = \frac{p_1 v_1}{T_1} = \frac{p v}{T} = \text{konst.} = R,$$

woraus sich die allgemeine Zustandsgleichung der Gase ergibt:

$$p v = R T, \quad (8)$$

$$\frac{p}{\gamma} = R T. \quad (8a)$$

Wird die Luft bei konstanten Volumen erwärmt, so gilt

$$\frac{p_2}{T_2} = \frac{p_1}{T_1}, \quad (9)$$

d. h. die Pressungen verhalten sich zueinander wie die absoluten Temperaturen.

Bei den verschiedenen Vorgängen der Lüftung sind die Änderungen des Druckes und der Temperatur so gering, daß oft mit einem mittleren spezifischen Gewicht γ der Luft gerechnet wird.

R heißt die Gaskonstante. Sie hat für trockene Luft den Wert 29,27 und für mittelfeuchte Luft 29,4. Daraus ist ersichtlich, daß feuchte Luft leichter ist als trockene, entsprechend dem geringeren spezifischen Gewicht des Wasserdampfes.

Nach Gleichung (8a) ist

$$\underline{\gamma} = \frac{p}{RT}. \quad (10)$$

Anwendungen:

Beispiel 1. Welches ist das spezifische Gewicht trockener Luft von 0°C auf Meereshöhe bei dem Mittelwert des Barometerstandes von 760 mm Q.-S.?

$$p = 760 \cdot 13,596 = 10333 \text{ kg/qm},$$

$$\gamma = \frac{10333}{29,27 \cdot 273} = 1,2923.$$

Beispiel 2. Und für die neue Atmosphäre¹ von 10000 kg/qm entsprechend 735,6 mm Q.-S.

$$\gamma = \frac{10000}{29,27 \cdot 273} = 1,2515$$

oder rund 1,25; $v = 0,8$.

Beispiel 3. Das spezifische Gewicht trockener Luft ist bei 0° und 760 mm Q.-S. 1,293. Wie groß ist es bei $+20^\circ\text{C}$ und 710 mm Q.-S.?

Nach Gleichung (10) ist $\frac{\gamma_1}{\gamma_2} = \frac{p_1}{p_2} \cdot \frac{T_2}{T_1}$,

$$\gamma_2 = 1,293 \cdot \frac{710}{760} \cdot \frac{1}{1 + 20 \cdot 0,003663} = 1,126 \text{ kg/qm}.$$

Die Beziehungen zwischen p , v und T lassen sich in bequemer Weise aus der Entropietafel herauslesen².

II. Die Gaskonstante R .

Die Gaskonstante R richtet sich nach den Maßeinheiten. Wird der Druck in kg/qm und das spezifische Volumen in cbm/kg eingesetzt, so beträgt die Gaskonstante z. B.

für trockene Luft	. $R = 29,27$,
„ Sauerstoff	. . . $R = 26,5$,
„ Stickstoff	. . . $R = 30,13$,
„ Wasserstoff	. . . $R = 47,0$.

¹ Siehe S. 24.

² Siehe S. 10.

Die Bedeutung der Gaskonstanten geht aus folgender Betrachtung hervor:

Wird eine bestimmte Gasmenge, z. B. 1 kg, unter konstantem Druck erwärmt, so verrichtet das Gas bei seiner Ausdehnung eine gewisse mechanische Arbeit L .

Das ursprüngliche spezifische Volumen v_1 wird dabei auf v_2 gebracht:

$$pv = RT,$$

$$L = p(v_2 - v_1) = R(T_2 - T_1).$$

Die Temperaturdifferenz $T_2 - T_1$ sei gleich 1; dann wird

$$L = R. \quad (11)$$

Die Gaskonstante R bedeutet also die absolute Ausdehnungsarbeit in mkg, die 1 kg des betreffenden Gases bei der Erwärmung unter konstantem Druck um 1°C verrichtet.

Betrachtet man zwei verschiedene Gase mit gleichem Druck und gleicher Temperatur, so ist

$$pv = RT, \quad pv_0 = R_0T,$$

$$\frac{v}{v_0} = \frac{\gamma_0}{\gamma} = \frac{R}{R_0}, \quad (12)$$

Kennt man die Gaskonstante eines Gases, so läßt sich aus dem Atomgewicht bzw. spezifischen Gewicht dieses und eines anderen Gases die Gaskonstante des letzteren bestimmen.

Aus der Verbindung des Daltonschen Gesetzes: Die Spannkraft eines Gasgemenges ist gleich der Summe der Spannkraft der einzelnen Raumteile

$$p = p_1 + p_2 + p_3 \dots \quad (13)$$

und dem weiter oben genannten Gesetz von Gay-Lussac ergibt sich das Gesetz: Bei gleichem Druck und gleicher Temperatur enthalten gleiche Volumina aller Gase gleich viele Moleküle.

Dieses Gesetz wird nach Avogadro benannt.

Daraus folgt der Satz: Die spezifischen Gewichte der Gase verhalten sich wie die Molekulargewichte m ,

$$\frac{\gamma_1}{\gamma_2} = \frac{m_1}{m_2}, \quad (14)$$

und da

$$\gamma_1 = \frac{1}{v_1} \quad \text{und} \quad \gamma_2 = \frac{1}{v_2},$$

so wird

$$m_1 v_1 = m_2 v_2. \quad (15)$$

Das Gewicht m kg wird als Kilogramm-Molekül oder Mol bezeichnet, $m_1 v_1$, $m_2 v_2$ sind also die Rauminhalte von 1 Mol, und diese sind für

alle Gase bei gleichen Drucken und Temperaturen gleichgroß. Daher gilt das Gesetz:

Gewichtsmengen verschiedener Gase, die im Verhältnis der Molekulargewichte der Gase stehen, haben den gleichen Rauminhalt.

So nehmen z. B. 32 kg O₂ den gleichen Raum ein wie 28,08 kg N₂ oder 28 kg CO₂, vorausgesetzt, daß sie unter gleichem Druck und gleicher Temperatur stehen. Dieser Raum wird z. B. aus dem Gewicht γ (O₂) von 1 cbm Sauerstoff bei 0° und 760 mm Q.-S. bestimmt.

Mit γ (O₂) = 1,429234 kg/cbm wird der Raum von 1 kg O₂

$$v = \frac{1}{1,429234} \text{ cbm.}$$

Das Molekulargewicht des Sauerstoffs ist = 32, es ist also 1 Mol Sauerstoff = 32 kg, und diese nehmen bei 0° und 760 mm Q.-S. einen Raum von

$$\frac{32}{1,429234} = 22,4 \text{ cbm}$$

ein. Gleichgroß ist der Raum von 1 Mol eines beliebigen Gases. Die spezifischen Gewichte aller Gase lassen sich demnach aus den Beziehungen ermitteln

$$\frac{m}{\gamma} = 22,4$$

oder

$$\gamma = \frac{m}{22,4}. \quad (16)$$

Für eine beliebige Gasmenge lautet die Zustandsgleichung

$$pV = GRT.$$

Setzt man hierin $G = m$ (Gewicht von 1 Mol), so ist für 0°, d. h. $T = 273$, und 760 mm Q.-S., also $p = 10333$ kg/cbm, das Volumen $V = 22,4$ cbm zu setzen. Daher wird

$$\begin{aligned} 10333 \cdot 22,4 &= mR \cdot 273, \\ mR &= 848 = \mathfrak{R}, \\ R &= \frac{848}{m} = \mathfrak{R}. \end{aligned} \quad (17)$$

Beispiel 4. Bekannt sind für Luft

$$R_0 = 29,27; \quad m_0 = 28,95; \quad \gamma_0 = 1,293.$$

Welches ist der Wert von R für Sauerstoff, dessen $m = 32$ und $\gamma = 1,43$ ist?

$$R = \frac{29,27 \cdot 28,95}{32} \quad \text{oder} \quad = \frac{29,27 \cdot 1,293}{1,43} = 26,5.$$

Beispiel 5. Welches ist die Gaskonstante des Sauerstoffs? Bekannt ist das Molekulargewicht $m = 32$.

$$R_{(O)} = \frac{848}{32} = 26,52;$$

in gleicher Weise

Zahlentafel 1.

Kohlenoxyd	$m = 28,$	$R = \frac{848}{28} = 30,28,$	$\gamma = 1,25$
Kohlensäure	$m = 44,$	$R = \frac{848}{44} = 19,25,$	$\gamma = 1,97$
Schweflige Säure	$m = 64,$	$R = \frac{848}{64} = 13,25,$	$\gamma = 2,86$
Wasserstoff	$m = 2,016,$	$R = \frac{848}{2,016} = 420,9$	$\gamma = 0,09$
Stickstoff	$m = 28,08,$	$R = \frac{848}{28,08} = 30,13$	$\gamma = 1,26$
Methan	$m = 16,03,$	$R = \frac{848}{16,03} = 52,8$	$\gamma = 0,715$
Leuchtgas	$m = 11,5,$	$R = \frac{848}{11,5} = 73,6$	$\gamma = 0,513$
Wasserdampf	$m = 18,016,$	$R = \frac{848}{18,016} = 47,1,$	$\gamma = 0,805.$

III. Bestimmung der Gaskonstanten R eines Gasgemisches.

Nach dem Daltonschen Gesetz ist der Gesamtdruck eines Gasgemisches gleich der Summe der einzelnen Pressungen, und jedes Gas nimmt für sich den ganzen Raum ein, als ob die anderen Bestandteile nicht vorhanden wären.

Die einzelnen Gasgewichte G_1, G_2, G_3, \dots nehmen bei gleicher Temperatur denselben Raum V ein, und daraus wird

$$p_1 V = G_1 R_1 T; \quad p_2 V = G_2 R_2 T; \quad p_3 V = G_3 R_3 T \dots;$$

$$p = p_1 + p_2 + p_3 \dots,$$

$$pV = T (G_1 R_1 + G_2 R_2 + G_3 R_3 \dots).$$

Die Gaskonstante der Mischung sei R , also

$$pV = (G_1 + G_2 + G_3 \dots) R \cdot T.$$

Durch Verbindung der beiden Gleichungen erhält man

$$R = \frac{G_1 R_1 + G_2 R_2 + G_3 R_3 \dots}{G_1 + G_2 + G_3} = \frac{G_1 R_1 + G_2 R_2 + G_3 R_3}{G}. \quad (18)$$

Größe der Teildrücke. Nach der Zustandsgleichung ist

$$p_1 = \frac{G_1 R_1 T}{V}; \quad p_2 = \frac{G_2 R_2 T}{V} \quad \text{usw.}$$

und der Gesamtdruck

$$p = \frac{G R_m T}{V}$$

$$\frac{p_1}{p} = \frac{G_1 R_1}{G R_m}; \quad \frac{p_2}{p} = \frac{G_2 R_2}{G R_m} \quad \text{usw.} \quad (19)$$

Am Gesamtdruck beteiligen sich demnach die Bestandteile einer Gasmischung im Verhältnis ihres Gewichtsanteiles und ihrer Gaskonstante; denn

$$pV_1 = G_1 R_1 T \text{ und für dasselbe Gas innerhalb der Mischung}$$

$$p_1 V = G_1 R_1 T, \text{ daher ist } p_1 V = p V_1,$$

$$\frac{p_1}{p} = \frac{V_1}{V}, \text{ ebenso } \frac{p_2}{p} = \frac{V_2}{V} \quad \text{usw.} \quad (20)$$

Beispiel 6. Die Luft besteht aus 23,6 Gewichtsteilen Sauerstoff und 76,4 Teilen Stickstoff in 100 Teilen.

Wie berechnet sich die Gaskonstante der Luft und wie verteilt sich der Druck der beiden Bestandteile in der Luft bei einem Gesamtdruck von 760 mm Q.-S.?

$$R_{(O)} = 25,62; \quad R_{(N)} = 30,13; \quad G_1 = 0,236; \quad G_2 = 0,764; \quad G = 1,00.$$

Nach Gleichung (18) wird

$$R_{(O)} = 0,236 \cdot 26,52 + 0,764 \cdot 30,13 = 29,27,$$

und nach Gleichung (19)

$$p_{(O)} = 0,236 \frac{26,52}{29,27} p = 0,213 p = 0,213 \cdot 760 = 161,8 \text{ mm Q.-S.},$$

$$p_{(N)} = 0,764 \frac{30,13}{29,27} p = 0,787 p = 0,787 \cdot 760 = 598,2 \text{ mm Q.-S.}$$

Viel einfacher folgt dieses Ergebnis nach Gleichung (20) aus der bekannten räumlichen Zusammensetzung der Luft

$$V_{(O)} = 0,21; \quad V_{(N)} = 0,79,$$

$$p_{(O)} = 0,21 \cdot 760 = 159,8 \text{ mm Q.-S.},$$

$$p_{(N)} = 0,79 \cdot 760 = 600,2 \text{ mm Q.-S.}$$

Wegen Abrundung ist die Übereinstimmung nicht vollständig.

IV. Feuchte Luft.

Die atmosphärische Luft enthält stets etwas Wasserdampf, „Dunst“, meistens in überhitztem Zustand, der als gasförmige Beimengung, auf die das Daltonsche Gesetz Anwendung findet, behandelt werden darf.

Bezeichnet man den Teildruck des Wasserdampfes mit p_d und den Anteil der Luft mit p_l , so ist

$$p_d + p_l = p. \quad (21)$$

Dies gilt nur so lange, als der Dampf noch nicht gesättigt oder naß ist (Nebel, Wolken).

Im gesättigten Zustand des Dampfes enthält die Luft, die dann ebenfalls als gesättigt bezeichnet wird, so viel Wasserdampf, als bezogen auf 1 cbm dem Gewicht nach (γ_s kg/cbm) der Temperatur entspricht. Der Teildruck des Dampfes hat dann einen bestimmten Wert p_s , der nur von der Temperatur des Dampfes und nicht vom Druck der Luft abhängig ist.

Enthält die Luft weniger Dampf als γ_s kg/cbm, so ist der Dampf bzw. die Luft ungesättigt.

In den Dampftabellen findet man den der Lufttemperatur entsprechenden größten möglichen Wassergehalt in der Luft beispielsweise von:

Zahlentafel 2.

— 20	0°	+ 20°	+ 30°	+ 40°	
$p_s = 0,96$	4,6	17,6	31,8	55 mm	Q.-S.
$\gamma_s = 1,0$	4,7	17,0	31,1	53,1 g/cbm.	

Meistens enthält die Luft Wasserdampf in ungesättigtem Zustand, dessen Druck p_d und spezifisches Gewicht γ_d kleiner sind als die der Sättigung entsprechenden Werte p_s und γ_s bei derselben Temperatur t .

Man unterscheidet absolute und relative Feuchtigkeit. Jene bedeutet das Gewicht des Dampfgehaltes γ_d auf 1 cbm, diese das Verhältnis x (gewöhnlich in Prozenten angegeben) des in der Luft enthaltenen Dampfgewichtes zum Dampfgewicht, das dem Sättigungsgrad entspricht.

$$x = \frac{\gamma_d}{\gamma_s}.$$

Der Dunstdruck p_d der ungesättigten Luft wird mittels Hygrometer, das weiter unten ausführlich besprochen wird, bestimmt, entweder direkt oder es wird die sog. Taupunkttemperatur t_s ermittelt, d. h. die Temperatur, bei der die Luft mit ihrem Dampfgehalt in den Zustand der Sättigung übergeht.

Aus den Dampftabellen wird dann der der Taupunkttemperatur entsprechende Dampfdruck und das spezifische Gewicht entnommen.

Mit genügender Genauigkeit ist die Zustandsgleichung auch für den Wasserdampf anzuwenden.

$$\begin{aligned} \frac{p_d}{\gamma_d} &= R_d T, & \frac{p_s}{\gamma_s} &= R_s T, \\ \frac{p_d}{p_s} &= \frac{\gamma_d}{\gamma_s} = x. \end{aligned} \tag{22}$$

Nach dem Daltonschen Gesetz ist

$$p_t = p - p_d = p - x p_s.$$

Es beträgt daher das in 1 cbm der Mischung befindliche Gewicht an trockener Luft in 1 cbm Raum

$$\gamma_l = \frac{p - x p_s}{R_l T}$$

und dasjenige des Dampfes

$$\gamma_d = \frac{x p_s}{R_d T}$$

und für die Mischung

$$\gamma = \gamma_l + \gamma_d = \frac{p}{R T}.$$

Aus der Verbindung der drei Gleichungen folgt

$$\gamma_l + \gamma_d = \frac{p}{R_l T} \left[1 - x \frac{p_s}{p} \left(1 - \frac{R_l}{R_d} \right) \right],$$

also

$$R = \frac{R_l}{1 - x \frac{p_s}{p} \left(1 - \frac{R_l}{R_d} \right)}.$$

Setzt man hierin

$$R_l = 29,27, \quad R_d = \infty 47,$$

so erhält man die Gaskonstante der feuchten Luft

$$R = \frac{29,27}{1 - 0,377 x \frac{p_s}{p}}. \quad (23)$$

Beispiel 7. Atmosphärische Luft bei 760 mm Q.-S.

$$t = 15^\circ, \quad x = 0,60.$$

Es soll die Gaskonstante bestimmt werden

$$R = \frac{29,27}{1 - 0,377 \cdot 0,60 \frac{12,79}{760}} = \frac{29,27}{1 - 0,003806712} = 29,384 \approx 29,4.$$

und $\gamma = 1,224$.

V. Wärme und Arbeit und die spezifische Wärme der Gase.

Erster Hauptsatz. Unter Kalorie oder Wärmeeinheit (WE) wird diejenige Wärmemenge verstanden, die notwendig ist, um 1 kg Wasser von 0°C auf 1°C zu erwärmen.

Als Arbeitseinheit dient das Meterkilogramm (mkg).

Der erste Hauptsatz der mechanischen Wärmetheorie sagt aus: In allen Fällen, in welchen durch Wärme Arbeit entsteht, wird eine der erzeugten Arbeit proportionelle Wärmemenge verbraucht und umgekehrt kann durch Verbrauch einer ebenso großen Arbeit dieselbe Wärmemenge erzeugt werden.

Das konstante Umsetzungsverhältnis (1 Wärmeeinheit = 427 mkg) wird der Arbeitswert der Wärmeeinheit genannt. Der reziproke Wert $\frac{1}{427}$ wird mit A bezeichnet, somit $427 = \frac{1}{A}$.

Wird die Temperatur von 1 kg Gas, das sein Volumen nicht ändern kann, um den Betrag von dT erhöht, so ist die Wärmezufuhr innerhalb mäßiger Grenzen der Temperaturerhöhung proportional.

$$c_v dT = dQ.$$

Der Faktor c_v bedeutet diejenige Wärmemenge, die die Temperaturerhöhung hervorbringt und wird spezifische Wärme bei konstantem Volumen genannt.

Die Definition der spezifischen Wärme ist folgende: Die spezifische Wärme c bedeutet die Wärmemenge, die es braucht, um die Temperatur der Gewichtseinheit (hier 1 kg) eines Körpers um 1°C zu erhöhen.

Wird die Möglichkeit geschaffen, daß sich das Gas bei der Erwärmung unter einem äußeren Druck p ausdehnen kann, so leistet es eine mechanische Arbeit.

$$dL = p dv.$$

Zwischen zwei Zuständen 1 und 2 leistet die durch die Wärmezufuhr verursachte Ausdehnung des Gases eine Arbeit

$$L = \int_1^2 p dv,$$

deren Wärmewert

$$AL = A \int p dv$$

ist. Die gesamte Wärmezufuhr beträgt somit

$$dQ = c_v dT + A dL = c_v dT + A p dv. \quad (24)$$

Zwischen den Grenzen 1 und 2 integriert, ergibt sich

$$Q = c_v (T_2 - T_1) + AL. \quad (25)$$

Für den Sonderfall einer Temperaturerhöhung bei konstantem Druck (p konstant) wird

$$L = \int_1^2 p dv = p(v_2 - v_1),$$

oder mit Benutzung der Zustandsgleichung $pv = RT$

$$L = R(T_2 - T_1),$$

und für den Fall $T_2 - T_1 = 1^\circ\text{C}$ wird $L = R$, d. h.: Die Gaskonstante ist diejenige mechanische Arbeit, die 1 kg Gas nach außen abgibt, wenn es bei konstantem Druck in der Temperatur um 1°C erhöht wird.

Je nach der Art der Zustandsänderung kann also die spezifische Wärme verschiedene Werte annehmen. Darunter sind zwei Sonder-

fälle wichtig: c_v , die spezifische Wärme bei konstantem Volumen, und c_p , die spezifische Wärme bei konstantem Druck.

Nach der Definition der spezifischen Wärme, und da $T_2 - T_1 = 1^\circ \text{C}$ ist, wird

$$c_p - c_v = AR. \quad (26)$$

Das Verhältnis $c_p : c_v$ wird mit k bezeichnet, daher

$$k c_v - c_v = AR, \\ c_v = \frac{AR}{k-1}, \quad (27)$$

$$c_v = \frac{c_p}{k}, \\ c_p = \frac{k}{k-1} AR. \quad (28)$$

Die Werte von c_v und c_p werden durch hohe Temperaturen verändert nach dem Gesetz

$$c_v = a + bT, \quad (29)$$

$$c_p = a' + bT, \quad (30)$$

wogegen hohe Pressungen keinen Einfluß auf die spezifische Wärme ausüben.

Für Temperaturen bis etwa 100°C können die spezifischen Wärmen als konstant betrachtet werden. Für eine Reihe von Gasen gelten innerhalb dieser Grenzen nachstehende Werte:

Zahlentafel 3.

Gasart	Zeichen	Mol-Gewicht m	γ^*	c_v	c_p	k
Luft	—	28,95	1,293	0,170	0,238	1,405
Sauerstoff	O ₂	32	1,43	0,155	0,217	1,400
Wasserstoff	H ₂	2,016	0,09	2,42	3,41	1,405
Stickstoff	N ₂	28,08	1,26	0,176	0,247	1,408
Stickoxyd	NO	30,04	1,36	0,165	0,231	1,400
Kohlenoxyd	CO	28,00	1,25	0,172	0,242	1,410
Kohlensäure	CO ₂	44,00	1,97	0,160	0,21	1,28
Schweflige Säure	SO ₂	64,06	2,86	0,120	0,15	1,25
Ammoniak	NH ₃	17,06	0,763	0,41	0,53	1,28

In der Nähe von 0°C gilt für Luft $c_v = 0,168$; $c_p = 0,237$; $k = 1,41$. Für die Zwecke der Ventilation sind in der Regel nur diese Werte gebräuchlich.

Auf die Bestimmung der spezifischen Wärme von Gasgemischen wird hier nicht eingetreten.

Für mittelfeuchte Luft von 15°C gelten die Werte

$$c_v = 0,172, \quad c_p = 0,241, \quad k = 0,140.$$

* 0°C und 760 mm Q.-S.

VI. Die Entropie der Gase¹.

Die Entropie ist ein von Clausius eingeführter Begriff für die Abnahme der Wirkungsfähigkeit der Wärmeenergie und bedeutet das Verhältnis der von dem arbeitenden Stoff aufgenommenen Wärme zur Temperatur. Es genügt für unsere Zwecke für den Entropiebegriff eine geometrische Bedeutung zu benutzen, da damit die vorkommenden Zustandsänderungen in einfacher Weise erklärt und mit Benutzung der Entropietafel dargestellt werden können:

$$\Delta Q : T = \Delta S,$$

worin ΔS die Zunahme der Entropie bedeutet.

In ähnlicher Weise wie im $p v$ -Diagramm die äußere Gasarbeit als Flächenstreifen dargestellt wird, so soll die während der Zustandsänderung zugeführte oder entzogene Wärme als Fläche dargestellt werden.

Denkt man sich die zu- oder abgeführte Wärme Q in so kleine Teile dQ zerlegt, daß während dieses Wärmeüberganges dQ die auftretende Temperatur als unveränderlich vorausgesetzt werden darf, so kann dQ als schmaler Flächenstreifen dargestellt werden, dessen Ordinate den Betrag T hat und dessen Abszisse die kleine Änderung der Entropie bedeutet und den Wert

$$dS = \frac{dQ}{T}$$

annimmt.

Die Entropie stellt sich stets als Differenz zweier Werte dar. Gehen wir von der Entropie des Zustandes 1 zur Entropie des Zustandes 2 über, so erhält die ganze Abszisse den Wert

$$S_2 - S_1 = \int_1^2 \frac{dQ}{T}.$$

Dieser Betrag heißt die Entropie des Zustandes 2 gegenüber dem Zustand 1.

Es werden nun zur Auflösung des Integrals die vorhin hergeleiteten Werte von Q eingeführt und dabei c_v und c_p als unveränderlich angenommen. Diese Annahme genügt auch für die vorliegenden Zwecke, wo keine hohen Temperaturen vorkommen. Auf die Einführung veränderlicher Werte von c_v und c_p , die im Prinzip nichts ändert, wird hier verzichtet.

¹ Die Entropietafel für Luft. Von Dipl.-Ing. P. Ostertag, zweite verbesserte Auflage. 1922.

Unter Benutzung der Zustandsgleichung (8) und der Wärme-
gleichung (24) wird

$$S_2 - S_1 = \int_1^2 \frac{dQ}{T} = c_v \int \frac{dT}{T} + A \int \frac{p dv}{T},$$

$$p \cdot v = RT, \quad p = \frac{RT}{v},$$

$$A \int p \frac{dv}{T} = AR \int \frac{dv}{v},$$

$$S_2 - S_1 = c_v \ln \frac{T_2}{T_1} + AR \ln \frac{v_2}{v_1}, \tag{31}$$

daraus

$$S_2 - S_1 = c_p \ln \frac{T_2}{T_1} - AR \ln \frac{p_2}{p_1}, \tag{32}$$

und eine dritte Form erhält man durch Wegschaffung von T :

$$T = \frac{pv}{R}, \quad c_p = AR + c_v,$$

$$S_2 - S_1 = c_p \ln \frac{v_2}{v_1} + c_v \ln \frac{p_2}{p_1}. \tag{33}$$

Mit Hilfe dieser Gleichungen können für eine bestimmte Gasart mit konstantem Wert c_p , c_v und R die Entropiewerte ausgerechnet und in einer Tafel dargestellt werden.

Es ergibt sich die Möglichkeit, aus solchen graphischen Tafeln im Anschluß an die Entropie S die der Zustandsgleichung entsprechenden

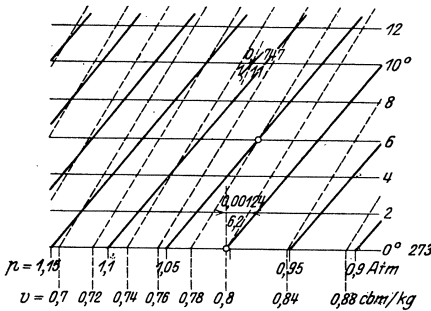


Abb. 1. Zum Entwurf einer Entropietafel für Luft.

Werte von p , v und T bequem mit dem Zirkel zu entnehmen und zur Berechnung des Wärmeverbrauches und der Arbeitsleistung eines Vorganges, die nach der Gleichung

$$\sum \Delta Q = \Delta S \cdot T$$

als Flächen erscheinen, zu benutzen und Entropiediagramme aus der Tafel auf einem Stück Pauspapier zu entnehmen.

In dieser graphischen Berechnungsweise liegt eine große Vereinfachung und Erleichterung der analytischen Methode.

Zum besseren Verständnis der Einrichtung einer solchen Tafel wird auf deren Berechnung und Entwurf näher eingetreten.

Die Entropie erscheint als Abszisse, beispielsweise im Maßstab 1 mm = 0,0002 Entropieeinheiten, und die Temperatur t bzw. T als Ordinate im Maßstab 1 mm = 2° (Abb. 1).

Man wählt einen beliebigen Anfangspunkt, z. B. $t = 0^\circ \text{C}$ bzw. $T = 273^\circ$, $v_1 = 0,8 \text{ cbm/kg}$, $p_1 = 1 \text{ Atm.} = 10000 \text{ kg/qm}$, und berechnet zu verschiedenen Ordinaten T_2 zuerst für den konstanten Wert $v_1 = 0,8$ die Abszissen $S_2 - S_1$ entsprechend den Temperaturen $T_2 = 275, 277, 279, 281, 283^\circ$.

Nach Gleichung (31) wird

$$S_2 - S_1 = 0,170 \ln \frac{275}{273} = 0,170 [\ln 275 - \ln 273],$$

$$\ln 275 = 5,6167711$$

$$(-) \ln 273 = 5,6094718$$

$$\hline 0,0072993 \cdot 0,170 = 0,001240881 = S_2 - S_1,$$

$T_2 = 275^\circ$,	Abszisse $S_2 - S_1 = 6,2044 \text{ mm}$,
$T_2 = 277^\circ$,	$S_2 - S_1 = 0,002463 = 12,315 \text{ mm}$,
$T_2 = 279^\circ$,	$S_2 - S_1 = 0,003695 = 18,475 \text{ mm}$,
$T_2 = 281^\circ$,	$S_2 - S_1 = 0,004909 = 24,545 \text{ mm}$,
$T_2 = 283^\circ$,	$S_2 - S_1 = 0,006148 = 30,740 \text{ mm}$.

Man erhält dadurch eine Punktreihe, die verbunden eine sog. v -Linie darstellt.

Für ein anderes spezifisches Volumen unterscheiden sich die Abszissen $S_2 - S_1$ nur durch das zweite Glied der Gleichung (31). Für $v_2 = 0,84$ und $T_2 = T_1 = 273$ wird

$$S_2 - S_1 = \frac{29,27}{427} [\ln 0,84 - \ln 0,80] = 0,00344 = 16,72 \text{ mm}.$$

Wird nun die Rechnung mit $v_2 = \text{konst.}$ für verschiedene Werte von T_2 durchgeführt, so entsteht durch den Punkt $273^\circ/v = 0,84$ eine zweite Punktreihe, deren Abszissen um gleiche Beträge (hier 16,72 mm) von der ersten Linie abstehen.

Die Punkte je zweier „ v -Linien“ laufen also wagerecht gemessen in gleichen Abständen.

Mit der Benutzung der Gleichung (32) erhält man Linienscharen, „ p -Linien“ genannt, die weniger steil verlaufen als die v -Linien.

Zur Einprägung des Lernstoffes empfiehlt es sich, die Berechnung einiger Punkte p durchzuführen.

In jedem Schnittpunkt einer „ p -Linie“ mit einer „ v -Linie“ kann p , v und t unmittelbar abgelesen werden. Die drei zugehörigen Werte müssen der Zustandsgleichung genügen.

Für Punkte zwischen zwei Linien lassen sich ihre entsprechenden Werte p , v , t leicht abschätzen.

Die Punkte der durchgeführten Berechnung nebst anderen „ p - und v -Linien“ werden in einem Abschnitt (Abb. I) einer Entropietafel vereinigt.

Die „ p -Linie“ 1,15 und die „ v -Linie“ 0,72 schneiden sich in einem Punkt, dessen Abszisse $9,9^\circ \text{C}$ bzw. $T = 282,9^\circ$ anzeigt. Der berechnete Wert beträgt $282,88^\circ$. Zur interpolierten p -Linie für $p = 1,11$ und $T = 283^\circ$ wird v abgeschätzt zu 0,747 (berechnet 0,74625).

VII. Zustandsänderungen.

Diesem Abschnitt kommt in bezug auf Ventilatoren nicht die gleiche Bedeutung zu wie in Beziehung zu den Kompressoren, weil beim Bewegen und Fördern der Luft keine großen Zustandsänderungen eintreten. Deshalb genügt für den beabsichtigten Zweck eine kurze Übersicht. Im übrigen wird auf einschlägige Veröffentlichungen verwiesen¹.

Der Zustand eines Gases wird durch die drei Größen v , p und T gekennzeichnet. Je nach der Art der äußeren Einwirkung auf das Gas und der Unveränderlichkeit einer der drei Größen oder der Veränderlichkeit aller zugleich werden, anschließend an das genannte Werk von W. Schüle, 5 Arten von Zustandsänderungen unterschieden.

1. Zustandsänderung bei unveränderlichem Volumen.

Das Gefäß, in welchem das zu betrachtende Gas eingeschlossen ist, ist von unveränderlichem Rauminhalt. Nur Temperatur und Druck können sich durch Zufuhr oder Entziehung von Wärme ändern. $v = \text{konstant}$.

2. Zustandsänderung bei gleichbleibendem Druck (Isobare).

Das Gefäß ist mit einem Kolben verschlossen, auf dem ein unveränderlicher Druck liegt, so daß auch der Gasdruck sich nicht ändern kann. Dann nimmt bei der Erwärmung mit der Erwärmung der Raum zu, bei der Abkühlung ab. $p = \text{konstant}$. Die Erwärmung in einem offenen Gefäß gehört hierher.

3. Zustandsänderung bei gleichbleibender Temperatur (Isotherme).

Während der Veränderung des Rauminhaltes wird bei der Expansion durch Wärmezufuhr und bei der Kompression durch Wärmeentziehung der Wärmeausgleich so angepaßt, daß weder eine Temperatursteigerung und eine Temperatursenkung eintreten kann. Gemäß der Zustandsgleichung bleibt dann das Produkt $p v$ unverändert. $T = \text{konstant}$.

4. Adiabatische Zustandsänderung (unveränderliche Entropie).

Druck, Volumen und Temperatur werden ohne gleichzeitige Wärmezufuhr oder -entziehung, also auf rein mechanischem Wege, durch

¹ Zum Beispiel Schüle, W.: Technische Thermodynamik; Ostertag, P.: Kolben- und Turbokompressoren. Julius Springer, Berlin.

Zusammendrücken (Kompression) oder Ausdehnen (Expansion) geändert. $\Delta S = 0$.

Diese Zustandsänderung ist streng genommen nur in einem für die Wärme gänzlich undurchlässigen Gefäß möglich. Daher trägt sie den Namen *adiabatische Zustandsänderung*. Praktisch wird die adiabatische Kompression oder Expansion annähernd dadurch erreicht, daß wegen der Raschheit des Vorganges kein nennenswerter Wärmeausgleich stattfinden kann.

5. Polytropische Zustandsänderung.

Druck und Volumen und mit ihnen die Temperatur ändern sich unter Zufuhr oder Entziehung von Wärme nach einem beliebigen Gesetz (allgemeiner Fall der Zustandsänderung).

Von dieser Zustandsänderung sind die Fälle 3 und 4 von besonderem Interesse, weshalb sie einer Besprechung unterzogen werden. Zu gleicher Zeit bietet sich Gelegenheit einer Anwendung der vorhin besprochenen Entropietafel.

Zustandsänderung bei gleichbleibender Temperatur (Isotherme).

Der Definition entsprechend ist bei einem isothermischen Vorgang

$$p_1 v_1 = p_2 v_2 = \text{konst.},$$

d. h. Druck und Volumen sind umgekehrt proportional (Mariotttsches Gesetz).

Die Wärme Gleichung [Gleichung (25)] vereinfacht sich auf

$$Q = AL. \quad (34)$$

Bei einer Volumenvergrößerung muß die nach außen abgegebene Arbeit in Form von Wärme zugeführt werden und bei einer isothermen Kompression ist die der Verdichtungsarbeit gleichwertige Wärme durch Kühlwasser abzuleiten.

Vollzieht sich eine Druckänderung langsam, so findet an den Gefäßwandungen (z. B. einer Rohrleitung) ein Wärmeausgleich statt, so daß sich mindestens annäherungsweise eine isothermische Zustandsänderung vollzieht, auf die das einfache Gesetz Anwendung findet.

Die Größe Q oder L ergibt sich aus der Wärme Gleichung

$$dQ = AdL = Apdv = ART \frac{dv}{v}$$

woraus

$$Q = ART \ln \frac{v_1}{v_2} = Ap_1 v_1 \ln \frac{p_2}{p_1}$$

$$L = p_1 v_1 \ln \frac{p_2}{p_1}. \quad (34 a)$$

Setzt man in dieser Gleichung statt des spez. Volumen v_1 das Volumen 1 cbm, so erhält man

$$L' = p_1 \ln \frac{p_2}{p_1}.$$

Den Entropiezuwachs erhält man aus Gleichung (31) und, da $T_2 = T_1$ und $\frac{v_2}{v_1} = \frac{p_1}{p_2}$ ist, so wird

$$S_2 - S_1 = AR \ln \frac{v_2}{v_1} = AR \ln \frac{p_1}{p_2}, \quad (35)$$

$$Q = AL = (S_2 - S_1)T. \quad (36)$$

Man erhält demnach Q und L als Produkt zweier Faktoren.

Im Entropiediagramm zeichnet sich die Zustandsänderung als Parallele zur Abszissenachse (Abb. 2), und der Wärmeübergang ist dargestellt durch den Inhalt eines Rechteckes und die Zustandslinie A_1A_2 .

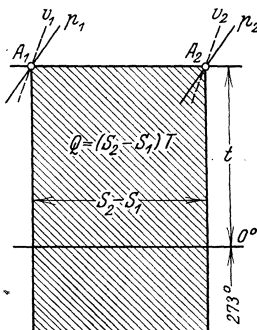


Abb. 2. Entropiediagramm der Isotherme.

Man kann die Entropie aus Gleichung (35) berechnen oder $S_2 - S_1$ aus dem Diagramm bzw. der Entropietafel abstechen.

Beispiel 8. Die Temperatur t sei 27°C , also $T = 300^\circ$, der Anfangsdruck $p_1 = 10000 \text{ kg/qm}$ (1 Atm.), der Enddruck $p_2 = 1,1 \text{ Atm.}$, $S_2 - S_1 = 32 \text{ mm}$, so ergibt sich

$$Q = 32 \cdot 0,0002 \cdot 300 = 1,92 \text{ WE.}$$

$$L = \frac{Q}{A} = 1,92 \cdot 427 = 820 \text{ mkg.}$$

Wie die Wärme Gleichung [Gleichung (34)] zeigt, wird die ganze zugeführte Wärme in Arbeit umgesetzt. Man erhält daher aus dieser Wärme die größte Arbeit zwischen den beiden Grenzen A_1 und A_2 , und umgekehrt wird bei der isothermischen Kompression von A_2 nach A_1 der Arbeitsaufwand am kleinsten, um den Druck p_2 auf p_1 zu erhöhen.

Man kann deshalb alle übrigen Verdichtungsarten mit diesem Idealprozeß vergleichen.

Es ist indes schwierig, bei rasch verlaufenden Vorgängen, wie z. B. die Kompression, den isothermischen Verlauf durch genügende Wärmeentziehung zu verwirklichen.

Zustandsänderung bei unveränderlicher Entropie.

(Adiabatische Zustandsänderung.)

Da während des Vorganges weder Wärme zugeführt noch abgeführt wird, so ist

$$dQ = 0, \quad Q = 0.$$

Die Wärme Gleichung [Gleichung (25)] $Q = c_v(T_2 - T_1) + AL$ ergibt also mit $Q = 0$

$$AL = -c_v(T_2 - T_1). \quad (37)$$

Bei positiver Gasarbeit, Ausdehnungsarbeit, d. h. $+AL$, kann die Gleichung nur einen positiven Wert annehmen, wenn $T_2 < T_1$ ist. Bei der Ausdehnung sinkt die Temperatur.

Umgekehrt muß für von außen kommende Arbeit, Verdichtungsarbeit, also $-AL$,

$$T_2 > T_1$$

sein, damit die rechte Seite negativ wird. Die Temperatur steigt.

Bei der adiabatischen Zustandsänderung findet sich also die absolute Verdichtungsarbeit vollständig als Wärme im Gase wieder, während umgekehrt die bei der Ausdehnung verursachte absolute Gasarbeit vollständig und ausschließlich aus der Eigenwärme des Gases stammt.

Die Entropie bleibt unverändert

$$dQ = TdS = 0,$$

demnach

$$dS = 0.$$

Unter Zuhilfenahme der Gleichung (33)

$$S_2 - S_1 = c_v \ln \frac{p_2}{p_1} + c_p \ln \frac{v_2}{v_1} = 0$$

wird

$$\ln \frac{p_2}{p_1} = -\frac{c_p}{c_v} \ln \frac{v_2}{v_1},$$

woraus

$$p_1 v_1^k = p_2 v_2^k = \text{konst.} \quad (38)$$

oder allgemein

$$p v^k = \text{konst.} \quad (39)$$

Diese Beziehung heißt das Poissonsche Gesetz.

Die Temperaturänderung ergibt sich wie folgt:

Zustandsänderung für Anfang und Ende

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{p_2 v_2}{p_1 v_1},$$

wegen

$$p_1 v_1^k = p_2 v_2^k$$

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^k,$$

$$\frac{v_2^k v_2}{v_1^k v_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1},$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1}. \quad (40)$$

Mit

$$\frac{v_2}{v_1} = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1}{k}},$$

wird

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}. \quad (41)$$

Für den Endzustand der Expansion gilt die Zustandsgleichung

$$R(T_1 - T_2) = (p_1 v_1 - p_2 v_2),$$

wegen [Gleichung (37)] $AL_{ad} = c_v(T_1 - T_2)$

und [Gleichung (27)]

$$\frac{AR}{k-1} = c_v$$

wird

$$L_{ad} = \frac{1}{k-1}(p_1 v_1 - p_2 v_2) \quad (42)$$

oder

$$L_{ad} = \frac{p_1 v_1}{k-1} \left(1 - \frac{p_2 v_2}{p_1 v_1}\right),$$

und wegen

$$p_1 v_1^k = p_2 v_2^k,$$

$$\frac{v_2}{v_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{-1}{k}}, \quad \frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k}{k}}$$

wird

$$L_{ad} = \frac{p_1 v_1}{k-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]. \quad (43)$$

Der Wärmewert AL_{ad} der eigentlichen Verdichtungsarbeit ist aber nicht die gesamte zugeführte Arbeit. Wird z. B. die Luft aus dem Kompressor in das Luftreservoir unter konstantem Druck p_2 eingeführt oder wenn beim Ausströmen gespannter Luft in den freien Raum diese noch den Atmosphärendruck als Gleichdruck p_2 zu überwinden hat, so hat die Gleichdruckarbeit den Wärmewert $(c_p - c_v)(T_2 - T_1)$, also wird der gesamte Wärmewert

$$[AL_{ad}] = c_p(T_1 - T_2). \quad (44)$$

Wird in die Umformung für $c_p = AR \frac{k}{k-1}$ eingesetzt, so wird

$$L_{ad} = \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]. \quad (45)$$

Auf diese Gleichung stützt sich die später zu behandelnde Bestimmung der Ausflußgeschwindigkeit der Luft in den freien Raum nach der Formel von Saint Venant und Grashof.

Im Entropiediagramm wird die Adiabate als Parallele zur Ordinatenachse dargestellt (Abb. 3). Soll das Gas bzw. die Luft vom Anfangsdruck p_1 und der Temperatur T_1 auf den kleineren Druck p_2 gebracht werden (A_1 ist der Schnittpunkt von T_1, p_1, v_1), so wird durch A_1 eine Senkrechte gezogen, die die p -Linie im Punkte A_2 schneidet. Durch diesen Schnittpunkt geht aus T_2 und v_2 . Es kann also $T_1 - T_2$ bzw. $t_1 - t_2$ unmittelbar aus der Entropietafel entnommen und der Wärmewert nach Gleichung (37) und (44) $c_v (T_1 - T_2)$ und $c_p (T_1 - T_2)$ bestimmt werden. Die Berechnung von Potenzen mit gebrochenen Exponenten nach Gleichung (40) und (41), ebenso die Berechnung der komplizierten Formeln (43) und (45) wird dadurch vermieden.

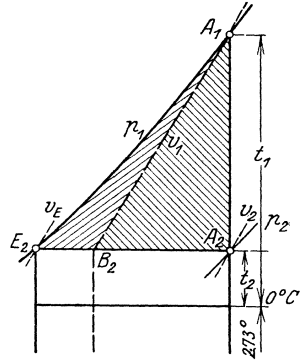


Abb. 3. Entropiediagramm für adiabatische Kompressionsarbeit plus Gleichdruckarbeit.

Obleich die Änderung der Entropie gleich Null ist, so stellt sich die Wärme AL_{ad} als Flächenstreifen eines Entropiediagrammes unter der Linie A_1B_2 und $[AL_{ad}]$ unter der Linie A_1E_2 dar, weil diese Figur mit der Zustandsänderung Fall 1 $v = \text{konst.}$ bzw. Fall 2 $p = \text{konst.}$, also

$$Q = c_v (T_1 - T_2)$$

und

$$Q = c_p (T_1 - T_2)$$

identisch ist.

VIII. Abhängigkeit des spez. Gewichtes der Luft von meteorologischen und verwandten Einflüssen.

Mit Hilfe der besprochenen physikalischen Gesetze läßt sich in jedem Fall das spezifische Gewicht γ der Luft berechnen. Hier handelt es sich in der Regel jedoch nicht um die Veränderlichkeit von γ während eines bestimmten Prozesses, wie z. B. bei der Verdichtung der Luft im Kompressor, sondern um die Verschiedenheit des spezifischen Gewichtes der Luft, wie sich dieselbe unter den wechselnden Verhältnissen vorfindet, und um die Einsetzung eines passenden Wertes von γ für die Berechnung von Lüftungsanlagen. Zur Vereinfachung der Rechnung sollen abgekürzte Formeln und Tabellen herangezogen werden.

Von Einfluß ist in erster Linie die Höhenlage eines Ortes. Bei der Anlage von Tunnellüftungen fällt dieser Umstand besonders ins Gewicht. Das mittlere spezifische Gewicht γ_m der Luft zur Lüftung einiger

bekannter Tunnel zeigte wegen der Verschiedenheit der Höhenlage erhebliche Unterschiede, z. B.

Cochentunnel	80 m ü. M.	$\gamma_m = 1,28,$
Hauenstein-Basistunnel . .	420—450 m „ „	$\gamma_m = 1,22,$
Simplontunnel	700 m „ „	$\gamma_m = 1,18,$
Gotthardtunnel	1150 m „ „	$\gamma_m = 1,11,$
Andentunnel	3207 m „ „	$\gamma_m = 0,87.$

Es werden nun nacheinander folgende Einflüsse besprochen:

- a) der Einfluß des Barometerstandes,
- b) des Feuchtigkeitsgehaltes der Luft,
- c) der Temperatur.

Der Barometerstand ist fortwährenden Schwankungen unterworfen, die Luft ist selten ganz trocken, sondern enthält fast immer etwas Wasserdampf, dessen Menge zum Teil von der Temperatur abhängt, und eine Lufttemperatur von 0°C ist ein Ausnahmefall, weshalb eine scharfe Trennung in der Behandlung genannter Einflüsse nicht durchführbar ist.

Der Luftdruck wird durch die Höhe der Quecksilbersäule (Q.-S.), welche ihm das Gleichgewicht hält, gemessen. Eine auf diesem Prinzip beruhende Einrichtung ist das Quecksilberbarometer. Häufig bedient man sich auch des Aneroidbarometers, das in der Regel die Pressungen ebenfalls in mm Q.-S. angibt. Ohne näher darauf einzutreten, wird auf die einschlägige Literatur, z. B. auf W. Jordan, Handbuch der Vermessungskunde; Bauernfeind, Elemente der Vermessungskunde, verwiesen.

Der mittlere Druck der Luft im Freien auf dem Meeresspiegel ist gleich dem Druck einer Quecksilbersäule von 760 mm Höhe, was beim spez. Gewicht des Quecksilbers von 13,596 (bei 0°C) einer Wassersäule von 10333 mm entspricht und heißt eine Atmosphäre. Neben dieser, der sog. alten Atmosphäre (geschrieben *Atm.*), unterscheidet man noch die neue oder technische Atmosphäre (*at*), die für technische Zwecke allgemein gebräuchlich ist. Sie stellt einen Druck von 1 kg/qcm dar und entspricht einer Quecksilbersäule von 735,51 mm oder 10000 mm Wassersäule. Es ist dies der mittlere Luftdruck auf 262 m über Meer.

Die Höhe über Meer eines Ortes ist von wesentlichem Einfluß auf den Barometerstand. Man benutzt dessen Umstand zu barometrischen Höhenmessungen.

Wenn man sich beispielsweise 10,5 m über die Meereshöhe erhebt, so fällt der Barometerstand um 1 mm. Diese Zahl nimmt mit der Höhenlage ü. M. zu, weil die Luft nach oben spezifisch leichter wird. In einer Höhe von 400 m ü. M. fällt das Barometer um 1 mm, wenn man um 11,1 m steigt.

Bei genauen Höhenmessungen bzw. der Feststellung der Beziehung zwischen Höhe und Barometerstand muß noch die Veränderlichkeit der Schwere mit der Höhe und der geographischen Breite, der Feuchtigkeitsgehalt und die Temperatur berücksichtigt werden. Zur Bestimmung des zugehörigen spezifischen Gewichtes γ der Luft genügt in der Regel die einfache Formel, welcher trockene Luft von 0°C und die Beschleunigung der Schwere $g = 9,81$ zugrunde liegt:

$$h = 18400 (\log b_0 - \log b) * . \quad (46)$$

Darin bedeutet h die Höhe in m über dem Ausgangspunkt mit dem Barometerstand b_0 in mm Q.-S. Von der Meereshöhe ausgehend ist $b_0 = 760$, demnach

$$h = 18400 (\log 760 - \log b) . \quad (47)$$

Für die vorliegenden Zwecke handelt es sich meistens nicht um barometrische Höhenmessungen, sondern um die Berechnung des mittleren Barometerstandes und das zugehörige spezifische Gewicht γ der Luft aus der bekannten Höhenkote eines Punktes der Erdoberfläche.

Umgerechnet nach b wird Gleichung (47)

$$\log b = \log 760 - \frac{h}{18400} , \quad (48)$$

$$\gamma = \frac{b \cdot 13,596}{29,27 \cdot 273} \text{ (für } 0^\circ \text{ C).}$$

Entsprechende Werte für

$h = 0$	100	200	262	300	400	500 m ü. M.,
$b = 760$	750,6	741,2	735,51	732	722,9	713,9 mm Q.-S.,
$\gamma = 1,293$	1,277	1,261	1,2515	1,246	1,230	1,213.

Das spezifische Gewicht nimmt hier nur 1,5 bis 1,7% auf 100 m Erhöhung ab; eine große Genauigkeit in der Höhenangabe ist deshalb für diesen Zweck nicht erforderlich.

Die erste Ableitung nach b der Gleichung (46)

$$h = 18400 (\log b_0 - \log b)$$

wird

$$\frac{dh}{db} = \frac{-18400}{2,3026 b} = -\frac{7991}{b}$$

und gibt an, um wieviele Meter man steigen muß, damit der Luftdruck um 1 mm Q.-S. fällt.

Beispiel 9.

$$h = 0, \quad b = 760,$$

$$\frac{dh}{db} = \frac{7991}{760} = 10,5 \text{ m.}$$

* Briggscher Logarithmus.

Zahlentafel 4. Die Luftdrücke in verschiedenen Höhen ü. M.
 (Aus der „Hütte“ 1919 nach der Formel $h = 18400 + 70 t_m \left(\log \frac{760}{b} \right)$).

Seehöhe m	Luftdruck mm Q.-S.	Seehöhe m	Luftdruck mm Q.-S.
0	760	5000	417
100	751	6000	370
200	742	7000	328
300	733	8000	291
400	724	9000	258
500	716	10000	229
1000	674	15000	124
1500	635	20000	68
2000	598	30000	20
3000	530	40000	6
4000	470	50000	1

Im nachstehenden wird gezeigt, wie zur raschen Berechnung des spezifischen Gewichtes γ der Luft die Barometrischen Höhentafeln von W. Jordan, Stuttgart 1886, herangezogen werden können.

Die für Mitteleuropa gültige Barometerformel, auf welcher die Tafeln aufgebaut sind, lautet entsprechend den hier gebräuchlichen Bezeichnungen:

$$h = 18464 (\log b_0 - \log b) \cdot (1 + \alpha t). \quad (46a)$$

Der mittlere auf den Meeresspiegel reduzierte Barometerstand b_0 ist für Mitteleuropa etwa 762 mm Q.-S., demnach

$$h = 18464 (\log 762 - \log b) \cdot (1 + 0,003665t). \quad (47a)$$

Der Einheitlichkeit halber ist der Barometerstand b_0 und b auf 0°C reduziert (Temperatur der Quecksilbersäule). Die Tafeln berücksichtigen Temperaturen von $+5^\circ$ bis 35° in Abstufungen von 1° , Barometerstände von 764 mm bis 630 mm Q.-S. und entsprechende Meereshöhen von -20 m bis 1700 m.

$$\log b = \log 762 - \frac{h}{18464(1 + \alpha t)}$$

$$-\frac{dh}{db} = \frac{18464(1 + \alpha t)}{2,3026 b} = \frac{8020(1 + \alpha t)}{b} = d. \quad (48a)$$

Der Wert d bedeutet die Höhendifferenz für 1 mm Q.-S.

Wenn die Seehöhe um d m zunimmt, so fällt das Barometer um 1 mm und umgekehrt. Daraus bestimmt sich das mittlere spezifische Gewicht der Luft.

Es ist nämlich der Druck von 1 mm Q.-S. (bei 0°C) auf eine Fläche von $1 \text{ qm} = 13,596 \text{ kg}$. Dieser Druck hält dem Gewicht einer Luft-

säule von 1 qm Grundfläche, der Höhe d und dem spezifischen Gewicht γ der Luft das Gleichgewicht, daher

$$\gamma = \frac{13,596}{d}. \quad (49)$$

Jordan nennt das berechnete h seiner Tabelle rohe Meereshöhe. Diese ist in Übereinstimmung mit dem mittleren Barometerstand, den die Tafel angibt, aber nicht mit einem beliebigen Barometerstand jener Höhe. Die Differenz d hingegen ist für alle abgelesenen, auf Null reduzierten Barometerstände der Tabelle und der entsprechenden Lufttemperatur richtig.

Beispiel 10. (Aus Jordans Höhentafeln, S. 33.) $b = 700$ mm Q.-S., Lufttemperatur 15° , rohe Meereshöhe 717,9 m, $d = 12,08$ m,

$$\gamma = \frac{13,596}{12,08} = 1,1255.$$

1. Reduktion des Barometerstandes auf 0° C.

Das spezifische Gewicht des Quecksilbers ist bei der Temperatur über 0° kleiner als 13,596, daher steht das Barometer bei höheren Temperaturen höher, als es unter gleichem Druck bei 0° stehen würde.

Es sind für je 1000 mm Q.-S. vom abgelesenen Barometerstand abzuziehen:

bei 0°	5°	10°	20°	25°	30°
0,00	0,87	1,73	3,45	4,31	5,17 mm ¹ .

Wir empfehlen die Benutzung der Tabelle D, S. 42 der „Regeln für Leistungsversuche usw.“ 1925.

Beispiel 11. Bei $t = 25^\circ$ C wird ein Barometerstand von 720 mm abgelesen. Wie groß ist dieser auf 0° reduziert?

$$b = 720 \frac{735,5}{738,7} = 716,8 \text{ mm.}$$

An den Barometern der Wettersäulen können an einem beigegebenen Thermometer neben der Temperaturskala die entsprechenden Abzüge für einen mittleren Barometerstand abgelesen werden.

Als zweite Korrektur kommt Kapillardepression in Betracht. Sie bewirkt, daß die Quecksilberkuppe (Meniskus) in engen Röhren tiefer steht als in weiten.

2. Feuchtigkeitsgehalt und Temperatur der Luft.

Auf Seite 10 ist dieser Gegenstand bereits theoretisch erörtert und sowohl der Begriff relative Feuchtigkeit, als auch absolute Feuchtigkeit festgelegt worden.

¹ Schüle, W.: Techn. Thermodynamik. Berlin. Julius Springer, 1912.

Nach Gleichung (22) ist $x = \frac{p_d}{p_s} = \frac{\gamma_d}{\gamma_s}$.

Vom praktischen Standpunkt ist noch folgendes zu ergänzen:

Der Dampfgehalt der Luft wird durch das Hygrometer gemessen. In bezug auf das demselben zugrunde liegende Prinzip unterscheidet man:

a) **Absorptionshygrometer.** Es gibt die absolute Feuchtigkeit an.

b) **das Danielsche Hygrometer.** Gibt den Taupunkt an.

c) **das Psychrometer** (von August). Dieses bestimmt den Feuchtigkeitsgehalt der Luft aus der Verdunstungskälte am sog. feuchten Thermometer; dazu gibt es Psychrometertafeln, welche die relative Feuchtigkeit angeben¹.

d) **das Haarhygrometer**² (nicht sehr genau). Es mißt die relative Feuchtigkeit aus der wechselnden Länge eines entfetteten hygroskopischen Haares. Sehr gebräuchlich ist das auf diesem Prinzip beruhende Polymeter von Lambert (Hygrometer mit Thermometer). Man trifft es überall an den Wettersäulen.

Neben der Thermometerskala ist der den Thermometergraden zugehörige Dunstdruck in mm Q.-S. angegeben. Man erhält die Dampfspannung p_d , indem man den Dunstdruck p_s mit dem relativen Feuchtigkeitsgrad multipliziert:

$$p_d = \frac{x \cdot p_s}{100}. \quad (50)$$

e) **das Volumenhygrometer.** Es wird der Luft die Feuchtigkeit entzogen wie im Fall 1. Man bestimmt hierauf die Änderung des Volumens bei konstantem Druck und konstanter Temperatur oder die Druckabnahme unter gleichen Bedingungen.

3. Bestimmung von Gewicht, Dichtigkeit, Dampfgehalt und anderen Eigenschaften der Luft.

Die Begriffe

- γ_d Gewicht des Dampfgehaltes in 1 cbm Luft,
- γ_s Gewicht des Dampfgehaltes in 1 cbm gesättigter Luft,
- γ_l Gewicht der trockenen Luft in 1 cbm feuchter Luft,
- γ Gewicht von 1 cbm Luft, allgemein, auch feuchter Luft,
- p_d Dunstdruck, p_s desgl. in gesättigter Luft in at oder mm Q.-S.,
- p_l Anteil des Druckes der trockenen Luft allein,
- p Luftdruck kg/qm,
- t_s Taupunktstemperatur,
- x relativer Feuchtigkeitsgrad

sind auf Seite 10 und 11 entwickelt.

¹ Psychrometertafeln, herausgegeben vom Preußischen Meteorologischen Institut. Braunschweig 1908.

² Troska, A.: Vorausbestimmungen des Wetters mittels Hygrometer.

Wir benutzen zur Bestimmung des spezifischen Gewichtes γ feuchter Luft mit dem relativen Feuchtigkeitsgrad α die nachstehende, aus der Hütte von 1919, Seite 403, entnommene Tafel; sie enthält folgende Werte: Temperatur von -20 bis 50°C und die zugehörigen Werte $h' = p_s$ in mm Q.-S.; $\gamma' = \gamma_s$ g/cbm; γ'' von 1 at in kg/cbm und t' ; Δ Korrektur für feuchte Luft.

Zahlentafel 5. Mischung von Luft und Wasserdampf.

t	Spannung des Wasserdampfes in mm Q.-S. von 0° $h' = p_s$	Gewicht v. 1 cbm Wasserdampf bei t und h' in g $\gamma' = \gamma_s$	Gewicht v. 1 cbm trockener Luft von 1 at und t' in kg $\gamma'' = \gamma_t$	Korrektur für feuchte Luft Δ	t	Spannung des Wasserdampfes in mm Q.-S. von 0° $h' = p_s$	Gewicht v. 1 cbm Wasserdampf bei t und h' in g $\gamma' = \gamma_s$	Gewicht v. 1 cbm trockener Luft von 1 at und t' in kg $\gamma'' = \gamma_t$	Korrektur für feuchte Luft Δ
-20	0,77	0,90	1,351	0,001	10	9,21	9,41	1,208	0,006
-19	0,85	0,99	1,346	0,001	11	9,8	10,0	1,204	0,006
-18	0,93	1,08	1,340	0,001	12	10,5	10,7	1,200	0,007
-17	1,03	1,18	1,335	0,001	13	11,2	11,4	1,196	0,007
-16	1,13	1,29	1,330	0,001	14	12,0	12,1	1,192	0,007
-15	1,24	1,41	1,325	0,001	15	12,8	12,8	1,188	0,008
-14	1,36	1,53	1,320	0,001	16	13,6	13,7	1,183	0,008
-13	1,49	1,67	1,315	0,001	17	14,5	14,5	1,179	0,009
-12	1,63	1,83	1,310	0,001	18	15,5	15,4	1,174	0,009
-11	1,78	1,99	1,305	0,001	19	16,5	16,3	1,170	0,010
-10	1,95	2,17	1,300	0,001	20	17,5	17,3	1,167	0,011
-9	2,13	2,36	1,295	0,001	21	18,6	18,3	1,163	0,011
-8	2,32	2,56	1,290	0,002	22	19,8	19,4	1,159	0,012
-7	2,53	2,78	1,286	0,002	23	21,1	20,6	1,155	0,013
-6	2,76	3,01	1,281	0,002	24	22,4	21,8	1,151	0,013
-5	3,01	3,27	1,276	0,002	25	23,8	23,1	1,148	0,014
-4	3,28	3,54	1,271	0,002	26	25,3	24,5	1,144	0,015
-3	3,57	3,84	1,267	0,002	27	26,8	25,8	1,140	0,016
-2	3,88	4,15	1,262	0,003	28	28,4	27,3	1,136	0,017
-1	4,22	4,48	1,257	0,003	29	30,1	28,8	1,132	0,017
0	4,58	4,84	1,253	0,003	30	31,8	30,4	1,128	0,018
+	4,93	5,20	1,248	0,003	32	35,3	33,5	1,121	0,020
2	5,29	5,57	1,244	0,003	34	39,5	37,2	1,114	0,023
3	5,69	5,96	1,239	0,004	36	44,2	41,3	1,107	0,025
4	6,10	6,37	1,235	0,004	38	49,3	45,8	1,100	0,028
5	6,54	6,81	1,230	0,004	40	54,9	50,7	1,093	0,031
6	7,01	7,26	1,226	0,004	42	61,0	56,0	1,086	0,034
7	7,51	7,76	1,221	0,005	44	67,8	61,8	1,079	0,037
8	8,058	8,28	1,217	0,005	46	75,1	68,1	1,072	0,041
9	8,61	8,83	1,212	0,005	48	83,2	74,9	1,065	0,045
10	9,21	9,41	1,208	0,006	50	92,0	82,3	1,058	0,050

Die Tabellenwerte sind bis zu Temperaturen von 50°C genau; darüber hinausgehende Temperaturen kommen bei Ventilatoren selten in Betracht.

Das Gewicht von 1 cbm feuchter Luft mit der relativen Feuchtigkeit x ist

$$\gamma = \gamma'' p - 0,0067 \gamma' x,$$

und mit Benutzung der Tabellenwerte

$$\gamma = \gamma'' \frac{b}{735,6} - \Delta x.$$

(Für trockene Luft ist $\Delta = 0$.)

Beispiel 12. Es seien die meteorologischen Daten gegeben:

·Auf 0° reduzierter Barometerstand = 720 mm Q.-S.

Lufttemperatur $t = 20^\circ\text{C}$,

Sättigungsgrad der Luft $x = 60\%$.

Es sind folgende Werte aus der Zahlentafel 5 zu bestimmen:

Vor allem γ , das spezifische Gewicht der feuchten Luft, ferner γ_s , γ_d , γ_i , p_d , p_s , t_s .

$$\gamma = \gamma'' \frac{b}{735,6} - \Delta x = 1,167 \frac{720}{735,6} - 0,011 \cdot 0,60,$$

$$\gamma = 1,1422 - 0,0066 = \mathbf{1,1356},$$

$$\gamma_s = \frac{\gamma'}{1000} = \mathbf{0,0173},$$

$$\gamma_d = \gamma_s \cdot x = 0,0173 \cdot 0,60 = \mathbf{0,01038},$$

$$\gamma_i = \gamma - \gamma_d = 1,1356 - 0,01038 = \mathbf{1,1252},$$

$$p_s = \mathbf{17,5} \text{ mm Q.-S.} = \mathbf{2379,3} \text{ kg/qm},$$

$$p_d = 0,60 \cdot 17,5 = \mathbf{10,5} \text{ mm Q.-S.}$$

Diesem Wert von $h' = 10,5$ mm Q.-S. entspricht die Temperatur 12° , mithin

$$t_s = \mathbf{12^\circ\text{C}}.$$

Beispiel 13. Verlangt wird das spezifische Gewicht γ

a) von Luft mit $b = 735,6$ mm Q.-S., $t = -20^\circ$, $x = 0,70$,

b) „ „ „ „ $b = 705$ „ „ „ $t = +20^\circ$, $x = 0,70$,

ferner der Unterschied des spezifischen Gewichtes a) und b) unter Berücksichtigung von Zahlentafel 5.

$$\text{a) } \gamma = \gamma'' - \Delta x = 1,351 - 0,70 \cdot 0,001 = 1,3503,$$

$$\text{b) } \gamma = \gamma'' \frac{b}{735,6} - \Delta x = 1,167 \cdot \frac{705}{735,6} - 0,70 \cdot 0,011 = 1,1107,$$

$$\gamma_a - \gamma_b = 0,2396 = \mathbf{240} \text{ g.}$$

Dem Beispiel 13 entsprechende Zustandsänderungen der Luft können am nämlichen Orte auftreten. Dies zeigt, daß im Winter, namentlich bei hohem Barometerstand und gleichzeitig großer Kälte, ein Ventilator bei konstanter Umdrehungszahl bei gleichem Luftquantum ein größeres Luftgewicht fördert und eine größere Betriebskraft verlangt als manchmal im Sommer.

In dem Zahlenbeispiel 12 lassen sich die gesuchten Hauptwerte aus den Zahlentafeln E, Seite 42 und F, Seite 43 der Regeln für Leitungsversuche unmittelbar entnehmen.

$$\begin{aligned} \gamma \text{ aus Tabelle E} &= 1,135 \text{ kg/cbm,} \\ \gamma_s \text{ ,, ,, F} &= 0,0173 \text{ kg/cbm,} \end{aligned}$$

daraus

$$\begin{aligned} \gamma_a &= 0,60 \cdot 0,0173 = 0,01038 \text{ kg/cbm,} \\ \gamma_l &= \gamma - \gamma_a = 1,136 - 0,01038 = 1,1256 \text{ kg/cbm.} \end{aligned}$$

Die Drücke p_s und p_a werden mit Hilfe von Dampftabellen bestimmt. Nun sind aber die Werte der ersten Kolonne der Zahlentafel 6 der Dampftabelle entnommen.

$$\begin{aligned} p_s &= 17,5 \text{ mm Q.-S.} \cdot 13,596 = 2379,3 \text{ kg/qm,} \\ p_a &= 0,60 \cdot 17,5 = 10,5 \text{ mm Q.-S.} \cdot 13,596 = 1427,6 \text{ kg/qm.} \end{aligned}$$

Aus dem Vorstehenden geht hervor, daß bei gleichem Druck und gleicher Temperatur feuchte Luft leichter ist als trockene und daß unter den verschiedenen Verhältnissen das spezifische Gewicht eine sehr veränderliche Größe ist.

Für die Berechnung eines Ventilators sucht man mit einfachen Zahlen auszukommen und wählt $\gamma = 1,2$ entsprechend mittelfeuchter Luft von 20° C und einem Barometerstand von 760 mm Q.-S. oder für höhere Lagen $\gamma = 1,15$ bei $t = 20^\circ$, relativer Feuchtigkeit $x = 50\%$ und $b = 730 \text{ mm Q.-S.}$

Eine genaue Berechnung von γ wird verlangt, wenn es sich um grundlegende Leistungsbestimmungen von Ventilatoren handelt oder für Leistungsversuche, wobei die obwaltenden Verhältnisse mit bestimmendem Einfluß auf das spezifische Gewicht γ der Luft, als Temperatur, Barometerstand und relative Feuchtigkeit genau zu berücksichtigen sind.

Für diese und ähnliche Berechnungen gibt es zahlreiche bequeme Diagramme und Zahlentafeln, doch soll der Lernende nicht zu früh davon Gebrauch machen, bevor er die Grundlagen, worauf sie aufgebaut sind, erfaßt hat, oder imstande ist, sich diese Hilfsmittel selbst zu entwerfen.

B. Bewegungsvorgänge der Luft.

I. Ausströmen der Luft in den freien Raum.

1. Hydraulische Ausflußformel.

Die Kenntnis dieses Vorganges ist in der Ventilationsfrage von großer praktischer Bedeutung für die Berechnung von Leitungswiderständen mit Benutzung des Begriffes der äquivalenten Weite, von Anzapfungen und dem Ausströmen der Luft aus Drosselscheiben und Düsen. Wir gehen von der Annahme aus, daß die Luft aus einem sehr großen Gefäß austrete, so daß ihre Geschwindigkeit in der Nähe der Düse Null oder nahezu Null ist, weshalb im Gefäß nur ein statischer Druck vorhanden ist.

Es ist von wesentlichem Belang hervorzuheben, daß wir in den meisten Fällen die komplizierten Ausflußformeln aus der Aerodynamik entbehren können, weil die vorkommenden Überdrücke p in mm W.-S. relativ klein sind und weil in der Regel beide Räume die gleiche Temperatur besitzen. Der Überdruck beträgt in den meisten Fällen nur Bruchteile einer Atmosphäre. Die beim Austritt der Luft eintretende Expansion ist gering, so daß wir keinen nennenswerten Fehler begehen, wenn wir die bekannte Ausflußformel der Hydraulik, nämlich für Wasser

$$w = \varphi \sqrt{2gH}, \quad (51)$$

worin H die Höhe der Wassersäule in Meter bedeutet. Der Ausflußkoeffizient φ hat nach Versuchen von Weisbach und Grashof für gut abgerundete Mündungen den Wert 0,98 bis 0,99.

Für das Ausströmen der Luft in den freien Raum aus einer verhältnismäßig kleinen Öffnung eines relativ großen Behälters setzen wir an Stelle der Wassersäule (in Meter gemessen) die Höhe der dem Überdruck entsprechenden Luftsäule.

Ist der Überdruck p der Luft in mm W.-S. = kg/qm gegeben, so ist die entsprechende Höhe der Luftsäule

$$H = \frac{p}{\gamma}$$

und demnach

$$w = \varphi \sqrt{2g \frac{p}{\gamma}}, \quad (52)$$

$$\varphi^2 H = \frac{w^2}{2g}. \quad (53)$$

Dieser Ausdruck ist unter dem Namen Bernoullische Formel bekannt.

Beispiel 14. $p = 100$ mm W.-S., $\gamma = 1,25$,

$$H = \frac{100}{1,25} = 80 \text{ m L.-S.},$$

$$w = 0,98 \sqrt{19,62 \cdot 80} = 38,82 \text{ m/sek.}$$

Beispiel 15. $p = 1000$ mm W.-S., $\gamma = 1,25$,

$$H = \frac{1000}{1,25} = 800 \text{ m L.-S.},$$

$$w = 0,98 \sqrt{19,62 \cdot 800} = 122,3 \text{ m/sek.}$$

Luft vom spezifischen Gewicht $\gamma = 1,293$ ($t = 0^\circ$ und 760 mm Q.-S.) fließt unter dem Überdruck

	$p = 1$	10	100	1000 mm W.-S.
mit	$w = 3,9$	12,3	38	123 m/sek.

Die Gleichung (52) gibt stets etwas zu große Werte. Der Unterschied beträgt bei einem Überdruck von $\frac{1}{10}$ Atm. rund 2%; von da ab nimmt der Fehler rasch zu. Für Überdrücke $> \frac{1}{2}$ Atm. sollte stets die noch zu besprechende genaue Berechnungsart gebraucht werden.

In der Theorie der gleichwertigen Öffnung wird der Einfachheit halber stets die Bernoullische Formel benutzt.

2. Die genaue Ausflußformel.

Diese wird für höhere Überdrücke verwendet. Da beträchtliche Luftspannungen in dem zu behandelnden Gebiet selten auftreten, so darf dieser Abschnitt kurz behandelt werden. Weitere Aufschlüsse finden sich in „Technische Thermodynamik“ von W. Schüle, I. Bd., S. 284.

Die Luft im Behälter, deren Zustand durch Speisung konstant erhalten wird, habe die absolute Temperatur T_1 , den konstanten absoluten Druck p_1 und das spezifische Volumen v_1 und ströme durch eine verhältnismäßig kleine, gut abgerundete Öffnung in den äußeren Luftraum, dessen Zustand T_2 , p_2 , v_2 entspricht.

Beim Ausströmen dehnt sich die Luft aus, dabei sinkt die Temperatur adiabatisch von T_1 auf T_2 . Die dabei geleistete Arbeit von 1 kg Luft ist nach Gleichung (45)

$$L = \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right],$$

die als Strömungsenergie in Erscheinung tritt. Dieselbe ist von 1 kg Luft

$$L = \frac{w^2}{2g},$$

mithin

$$w^2 = 2g \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right],$$

$$w = \varphi \sqrt{2g \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}. \quad (54)$$

Werden die dem Beispiel 15 entsprechenden Werte eingesetzt:

$$t_1 = 0, \quad p_2 = 1 \text{ at} = 10000 \text{ kg/qm},$$

$$p_1 = 11000 \text{ kg/qm},$$

$$v_1 = 0,727,$$

$$k = \frac{c_p}{c_v} = 1,41,$$

so erhält man

$$w = 120,45 \text{ m/sek.}$$

Tabelle B der Regeln¹ für Leistungsmessungen „Zusammenstellung der genauen Formeln über das Ausströmen von Gas aus Düsen und Staurändern“ gibt eine Formel, in der statt $p v$ die entsprechenden Werte für $R T$ gesetzt werden, ohne Berücksichtigung der Ausflußziffer φ . In Übereinstimmung mit dem Indize der Gleichung (54) erscheint sie in nachstehender Form:

$$w = \sqrt{2g R T_1 \frac{k}{k-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}. \quad (54 a)$$

Für Luft mit $R = 29,27$ und $k = 1,40$

$$w = 44,83 \sqrt{T_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{0,286} \right]}. \quad (54 b)$$

Die Gleichungen (54a) und (54b) aus den „Regeln“ beziehen sich zwar nicht auf die Ausströmung in den freien Raum, sondern auf eine eingebaute Düse. p_1 und p_2 bzw. p und p_0 sind die Pressungen vor und hinter der Düse, deshalb sind die Formeln im vorliegenden Problem identisch, weil die Vorgeschwindigkeit der Luft nicht berücksichtigt wird.

Tabelle C der „Regeln“ gibt noch Näherungsformeln über das Ausströmen von Gas aus Düsen und Staurändern, auf die verwiesen wird.

Die Ausrechnung gestaltet sich sehr umständlich. Mit Benutzung der Entropietafel wird die Rechnung sehr einfach, wie im nachstehenden gezeigt wird.

¹ V.D.I. 1926.

Nach Gleichung (44)

$$\begin{aligned}
 AL &= c_p [T_1 - T_2], \\
 L &= \frac{c_p}{A} [T_1 - T_2] = \frac{w^2}{2g}, \\
 w &= \varphi \sqrt{2g \frac{c_p}{A} (T_1 - T_2)}, \\
 w &= 0,98 \sqrt{19,62 \cdot 427 \cdot 0,239 (T_1 - T_2)}, \\
 w &= 98 \sqrt{0,20 (T_1 - T_2)}. \tag{55}
 \end{aligned}$$

Anwendung auf Beispiel 14:

$$p_2 = 10000; \quad p_1 = 11000; \quad t_1 = 0.$$

Die Entropietafel zeigt $T_1 - T_2 = t_1 - t_2 = 7,6^\circ$, demnach

$$w = 98 \sqrt{1,52} = 120,96 \text{ m/sek.}$$

Die kleine Ungenauigkeit wegen der graphischen Lösung ist belanglos.

Selbst wenn man $T_2 - T_1$ aus der Gleichung (41) berechnen würde, so läge darin gegenüber Gleichung (51) eine bedeutende Vereinfachung. Nämlich

$$\begin{aligned}
 \frac{T_2}{T_1} &= \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}, \\
 T_2 &= 273 \left(\frac{1}{1,1}\right)^{0,2908} *, \\
 T_2 &= 265,53,
 \end{aligned}$$

$$T_1 - T_2 = 273 - 265,53 = 7,47^\circ,$$

daraus wird

$$w = 98 \sqrt{1,51} = 120,43 \text{ m/sek.}$$

3. Die kritische Geschwindigkeit.

Wenn das Verhältnis zwischen dem Innendruck p_1 und dem Außendruck p_2 , also $\frac{p_2}{p_1}$, einen gewissen Wert übersteigt, so wächst die Ausflußmenge nicht mehr, so groß auch der Überdruck gewählt werde, weil von da ab der Mündungsdruck nicht mehr dem Außendruck gleich ist; dies hat seinen Grund darin, weil der Strahl dann erst außerhalb der Mündung expandiert. Der Druck, bei dem dieses eintritt, wird kritischer Druck genannt und mit p_k bezeichnet.

* Für $k = 1,40$ wird $\frac{k-1}{k} = 0,286$.

Es ist das Verhältnis

$$\frac{p_k}{p_2} = \left(\frac{2}{k-1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

für Luft

$$\frac{p_k}{p_2} = 0,528$$

oder

$$\frac{p_2}{p_k} = 1,894.$$

Wenn also bei atmosphärischem Außendruck der innere Überdruck 0,9 at beträgt, so tritt die kritische Geschwindigkeit ein. Sie beträgt für Luft

$$w_k = 3,39 \sqrt{RT_1}.$$

So große Überdrücke kommen bei der Ventilation selten in Frage.

Die kritische Geschwindigkeit ist gleich der Fortpflanzungsgeschwindigkeit des Schalles in der Luft. In gewöhnlichen Mündungen kann die Ausflußgeschwindigkeit keinen größeren Wert annehmen als die Schallgeschwindigkeit. Diese beträgt für Luft

$$c = 331,88 \sqrt{1 + \alpha t} \text{ m/sek.} \quad (56)$$

II. Bewegung der Luft in geschlossenen Kanälen und in Röhren.

Die Unterhaltung eines kontinuierlichen Luftstromes in einer Leitung wird beeinflußt durch das Spiel teils treibender, teils hemmender Kräfte. Es sind dies

a) Druckkräfte; meistens werden sie durch besondere Wettermaschinen, Ventilatoren und andere Gebläse, oder durch natürliche Energien, wie Wind, Temperaturunterschiede usw., erzeugt;

b) die Geschwindigkeitshöhe h_d der bewegten Luftsäule. Die mechanische Arbeit zur Hebung des Luftgewichtes kommt bei einer am Ende offenen Luftleitung nicht in Betracht, weil hier das Archimedische Prinzip gilt;

c) die Expansionsarbeit, die die Luft leistet, indem der Überdruck, der zu Anfang in der Leitung herrscht, mit dem Fortschreiten der Luftsäule abnimmt und am Ende der Leitung ganz verschwindet, so daß nur noch die Geschwindigkeitshöhe übrigbleibt;

d) der Einfluß der Wärme als treibende oder hemmende Kraft;

e) der Leitungswiderstand z , nämlich:

1. die Rohrreibung; 2. einmalige Widerstände, hervorgerufen durch Ein- und Ausmündung, Verengungen und Erweiterungen, Bögen, Winkel, Klappen usw.

Der vorliegenden Untersuchung wird eine Druckleitung (im Gegensatz zu einer Saugleitung) von konstantem Querschnitt F und der Länge l zugrunde gelegt (Abb. 4).

Für gewöhnlich kann der äußere Luftdruck p am Anfang und am Ende als gleich angenommen werden. Am Ende der Leitung besteht nur der Atmosphärendruck p , während am Anfang außerdem der Überdruck h (in mm W.-S. gemessen) herrscht. Derselbe ist im Verhältnis zum Atmosphärendruck gering. Es wird deshalb mit der Annahme von Volumenbeständigkeit der Luft, also $\gamma = \text{konstant}$, kein nennenswerter Fehler gemacht. Dadurch wird der Vorgang vereinfacht und es werden diejenigen Erscheinungen, auf die es hauptsächlich ankommt, in den Vordergrund gerückt.

Unter dieser Annahme durchströmt die Luft die Leitung mit der konstanten Geschwindigkeit w . Die mechanische Leistung (ähnlich der Druckleistung durch einen Kolben), welche in der Zeiteinheit durch den Überdruck h beim Eintritt in die Leitung auf die Luftsäule übertragen wird, ist gleich

$$L_1 = h \cdot F \cdot w,$$

$$L_1 = h \cdot V. \quad (57)$$

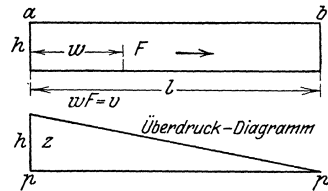


Abb. 4. Zur Erklärung von Luftarbeitsleistung und Druckverlust.

Die lebendige Kraft, die in jedem Kubikmeter der einströmenden Luft innewohnt, d. h. die Geschwindigkeitshöhe, ist gleich $\gamma \frac{w^2}{2g}$ *. Bezogen auf das Quantum V lautet die dadurch hervorgebrachte Leistung

$$L_2 = \gamma \frac{w^2}{2g} V. \quad (58)$$

Die gesamte Energiemenge, welche die einströmende Luft in der Zeiteinheit mit sich führt, ist $L_1 + L_2 = L$, somit

$$L = \left(\gamma \frac{w^2}{2g} + h \right) V. \quad (59)$$

Am Ende der Leitung ist der Überdruck verschwunden. Er wurde vom Reibungswiderstand z aufgezehrt, daher spricht man auch von Druckverlust. Aus der vorhergehenden Überlegung ergibt sich die Beziehung

$$h = z. \quad (60)$$

* Auf die Gewichtseinheit bezogen ist die Geschwindigkeitshöhe $= \frac{w^2}{2g}$.

Der Leitungswiderstand ist von den nachstehenden Größen abhängig:

1. dem Rohrleitungskoeffizient ϱ ,
2. dem spezifischen Gewicht γ der Luft,
3. der Geschwindigkeit w ,
4. dem Verhältnis des Umfangs U zur Querschnittsfläche $F = \frac{U}{F}$,
5. von der Länge der Leitung.
6. Weil es sich um eine Massenwirkung handelt, kommt noch der Faktor $\frac{1}{2g}$ vor.

Es werden zwei Arten Rohrströmung mit charakteristisch verschiedenem Druckhöhenverlust unterschieden.

a) Druckhöhenverlust unterhalb der oberen Grenzgeschwindigkeit. Die Flüssigkeits- oder Gasteilchen strömen parallel zur Rohrachse (wirbelfreie Strömung). Der Reibungswiderstand ist der Geschwindigkeit direkt proportional. Die Geschwindigkeit ist an den Rohrwandungen gleich Null und nimmt nach der Funktion einer Parabel bis zur Rohrmitte zu.

b) Druckhöhenverlust oberhalb der sog. kritischen Geschwindigkeit. Die Flüssigkeitsteilchen zeigen neben der Vorwärtsbewegung eine starke Wirbelung (turbulente Strömung), wobei dieselben gegen die Rohrwandungen anprallen und einen Teil ihrer Strömungsenergie einbüßen, die durch den statischen Druck sofort wieder ersetzt wird. Durch diese Betrachtung gelangt man zu einer Vorstellung vom Wesen des Druckverlustes.

Der Übergang der Geschwindigkeit von der wirbelfreien zur turbulenten Strömung wird die kritische Geschwindigkeit genannt. Das Gebiet der wirbelfreien Strömung sind enge Rohre. Aus diesem Grund wird die technische Rohrströmung ganz von der turbulenten Strömung beherrscht. Es wird deshalb nur diese näher untersucht. Der Druckverlust ist fast genau proportional der Geschwindigkeitshöhe $\frac{\gamma w^2}{2g}$. Aus dieser Überlegung heraus kann der Ausdruck für den Druckverlust z nicht anders lauten als

$$z = \varrho \frac{U}{F} l \cdot \frac{\gamma w^2}{2g}. \quad (61)$$

Für den kreisförmigen Querschnitt wird

$$\frac{U}{F} = \frac{\pi d}{\pi \frac{d^2}{4}} = \frac{4}{d}.$$

Setzt man für $4\varrho = \lambda$ oder $\varrho = \frac{\lambda}{4}$, so erhält man

$$z = \frac{\lambda}{4} \frac{4}{d} l \gamma w^2. \quad z = \frac{\lambda \gamma w^2 l}{2gd}. \quad (62)$$

An Stelle der Gleichung (59) tritt nun für Kreisrohrleitungen

$$L = \left(1 + \frac{\lambda l}{d}\right) \frac{\gamma w^2}{2g} \cdot V \text{ mkg/sek.} \quad (63)$$

Bezeichnet man mit η den mechanischen Wirkungsgrad des Gebläses, so lautet die Gleichung der Betriebsleistung zum Transport der Luft durch die Förderleitung von kreisförmigem Querschnitt mit dem Durchmesser d und der Länge l

$$L_v = \frac{\left(1 + \frac{\lambda l}{d}\right) \cdot \frac{\gamma w^2}{2g} \cdot V}{\eta \cdot 75} \text{ PS}_e. \quad (64)$$

Setzt sich eine Leitung aus Rohrstrecken mit verschiedenen Durchmessern zusammen, so wird der Leitungswiderstand jeder Rohrstrecke besonders berechnet.

An Stelle der Geschwindigkeit w wird die Fördermenge V gesetzt:

$$w = \frac{V}{F} = \frac{V}{\pi d^2}, \quad w^2 = \frac{16 V^2}{\pi^2 d^4},$$

somit

$$z = \frac{16 \lambda \gamma}{\pi^2 2g} \cdot \frac{V^2}{d^5} l. \quad (64 a)$$

Es sei

$$\frac{16 \lambda \gamma}{\pi^2 2g} = k,$$

mithin

$$z = k \frac{V^2}{d^5} l \text{ mm W.-S.}, \quad (65)$$

aufgelöst nach V

$$V = \left(\frac{z}{k l}\right)^{\frac{1}{2}} d^{\frac{5}{2}} \quad (66)$$

und

$$L = k \frac{V^3}{d^5} l. \quad (67)$$

In Worten: Der Leitungswiderstand ist proportional dem Quadrat der Fördermenge und umgekehrt proportional der fünften Potenz des Rohrdurchmessers.

Die Widerstandsarbeit ist proportional der dritten Potenz der Fördermenge und umgekehrt proportional der fünften Potenz des Rohrdurchmessers.

Diese zwei Proportionalgesetze sind von größter Wichtigkeit. Sie beherrschen die Bewegung und den Transport von Flüssigkeiten und Gasen oder festen Körpern (jeder Art Fahrzeuge) in flüssigen oder luftförmigen Medien.

III. Rohrreibungskoeffizient λ .

Den stärksten Einfluß auf die Größe von λ übt der Rauheitsgrad aus, außerdem ist der Rohrreibungskoeffizient vom Rohrdurchmesser d und der Durchflußgeschwindigkeit w abhängig. Einen allgemein gültigen Wert für λ gibt es nicht.

Die kleinen Unebenheiten der Rohrwandungen bilden eine ringförmige Zone, in der die anprallenden Flüssigkeitsteilchen einen Teil ihrer lebendigen Kraft einbüßen, welche durch Umwandlung des Druckes (statischer Energie) in kinetische Energie wieder ersetzt wird. Auf diese Weise läßt sich der Druckverlust am anschaulichsten erklären. Das Verhältnis der Fläche dieses Ringes zur Querschnittsfläche ist dem Durchmesser umgekehrt proportional. Daraus geht hervor, daß der Rauheitsgrad um so mehr ins Gewicht fällt, je kleiner der Durchmesser ist. Bei engen Rohren sind die Rohrwandungen stärker gekrümmt als bei weiten Rohren, und es schließen sich die kleinen Erhöhungen, die die Rauigkeit der Blechwand ausmachen, enger aneinander als bei Rohren mit einem größeren Durchmesser. Aus diesem Grunde wächst λ nach einem gewissen Verhältnisse mit der Abnahme des Durchmessers.

Nach V. Blaess ist $\lambda = 0,0125 + \frac{0,0011}{d}$.

(Für $d = 0,30$ m wird $\lambda = 0,0162$.)

Die Formel von Gustav Schmid (siehe Taschenbuch „Hütte“) lautet

$$\lambda = 0,00154 \left(5 + \frac{1}{d} \right).$$

(Für $d = 0,30$ m wird $\lambda = 0,01283$.)

Unter Berücksichtigung der inneren Reibung der Luft ist der gesamte Druckverlust

$$z = \frac{\gamma (a w^2 + b w) l}{2g d},$$

daraus wird

$$\lambda = a + \frac{b}{w}.$$

Ähnlich gebaut ist die Formel für λ von Weisbach:

$$\lambda = 0,01439 + \frac{0,009711}{\sqrt{w}}.$$

Es ist ohne Zweifel ein gewisser Einfluß der beiden Faktoren d und w vorhanden, und zwar ist derjenige des Rohrdurchmessers von größerer Bedeutung, dies um so mehr, als man bestrebt ist, die Geschwindigkeit innerhalb gewisser praktischer Grenzen zu halten.

Die Grashofsche Formel berücksichtigt sowohl den Durchmesser als auch die Durchflußgeschwindigkeit:

$$\lambda = a + \frac{b + cd}{d\sqrt{w}}.$$

Neuere Versuche von Rietschel ergaben:

$$\frac{\lambda}{4} = \varrho = 0,0039 + \frac{0,00209}{w} + \frac{0,00337}{\pi d} + \frac{0,00878}{w\pi d}.$$

Der Reibungskoeffizient λ entspricht sowohl in bezug auf den Rohrdurchmesser, als auf die Durchflußgeschwindigkeit einer hyperbelartigen Funktion.

Bei der Wahl des Rohrreibungskoeffizienten hat man sich die Frage vorzulegen, ob der gute Zustand der Rohrwandungen erhalten bleibt, oder ob dieser durch Verschmutzung, Verkrustung usw. beim Betrieb ungünstig verändert wird. Im ersten Fall hat es einen Sinn, den Rohrreibungskoeffizient möglichst genau zu berechnen, im zweiten Fall kommt man oft durch eine auf Erfahrung gegründete Abschätzung der Wirklichkeit näher.

Der Rohrreibungskoeffizient λ ist für zylindrische Röhren durch sorgfältige Versuche recht häufig ermittelt worden. Die Ergebnisse schwanken zwischen 0,010 und 0,030, und zwar liegt der Unterschied nicht so sehr in Meßmethode als in der Tatsache, daß in jedem Fall andere Verhältnisse in bezug auf Rauigkeit, Rohrdurchmesser und Durchflußgeschwindigkeit vorlagen; so fanden z. B. für mittlere Verhältnisse

Riedel und Gutermuth	0,01066 ¹ ,
Gustav Schmid	0,011 ² ,
Rietschel	0,016 ³ ,
Brabbée	0,017 ⁴ ,
Grashof	0,018 ⁵ ,
Wabner	0,025 ⁶ ,
Poncelet	0,0252 ⁷ ,
Dupuit	0,030 ⁸ .

Die Widerstandskoeffizienten verschiedener Autoren können nur dann miteinander verglichen werden, wenn die Gleichungen für den Druck-

¹ Versuche mit Druckluft zu Paris 1891. Hütte S. 292. 1885.

² Nach den Versuchen von Stockalper am Gotthardtunnel. Hütte 1885.

³ Z. ges. Kälteind. Jg. 12, H. 10 u. 11 und Jg. 13, H. 1.

⁴ Z. öst. Ing.-V. Jg. 1906.

⁵ Handbuch der Baukunde 1885, Abt. I, Bd. 1, S. 837.

⁶ Wabner: Bewetterung der Bergwerke.

⁷ Rühlmann: Hydrodynamik. Hannover 1880.

⁸ Für alte Wasserleitungen. Hütte, 1885.

verlust in Rohrleitungen auf die gleiche Form gebracht werden. So finden wir z. B. bei Brabbée die Gleichung¹

$$H = l \cdot R + Z \text{ mm W.-S.}$$

R bedeutet das Druckgefälle, d. h. den Druckverlust auf 1 m Rohrlänge. Z bedeutet Einzelwiderstände; ohne diese wird

$$H = l \cdot R.$$

Für einen bestimmten Fall finden wir $\gamma = 1,2$; $R = 0,085$; $d = 0,600$; $V = 2$ cbm/sek, daraus $w = 7,08$ m/sek. Wie groß wird in diesem Fall λ ?

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

$$\lambda = \frac{R \cdot 2g \cdot d}{\gamma w^2} = \frac{0,085 \cdot 19,62 \cdot 0,60}{1,2 \cdot 50,1} = 0,0168.$$

Tabellen wie diejenigen von Brabbée erleichtern die Berechnung; aber man bindet sich an die Voraussetzung, auf die sie aufgebaut sind.

Druckverluste treten auch ein wegen Undichtheit der Rohrverbindungen (Leitungsverlust). Bei Anwendung guter Rohrverbindung und sorgfältiger Dichtung braucht er kaum berücksichtigt zu werden.

III a. Einzelwiderstände.

Es werden unterschieden:

- a) Richtungs- und Querschnittsänderungen der Leitung, Abzweigungen;
- b) Verengung des Querschnittes durch Schieber, Hähne, Drosselklappen, Ventile.

Der Druckabfall Z ist wie der Rohrreibungswiderstand dem Quadrat der Durchflußgeschwindigkeit proportional.

$$z = \zeta \frac{\gamma}{2g} \cdot w^2. \quad (68)$$

Der richtigen Ausführung dieser Leitungsstellen oder Formstücke, die oft selbst als Widerstände bezeichnet werden, ist die größte Aufmerksamkeit zu schenken.

Plötzliche Erweiterungen sind stets zu vermeiden. Beim Übergang von einem Rohrdurchmesser zu einem anderen ist ein schlanker Konus einzufügen. Wo genügend Raum vorhanden ist, mit einem Konus-

¹ Aus „Rohrberechnungen in der Heizungs- und Lüftungstechnik“. 7. Auflage.

winkel von ungefähr 10° . Krümmer sind sorgfältig zu bearbeiten mit einem Halbmesser von mindestens dem Zwei- oder Dreifachen des Rohrdurchmessers; besonders ungünstig wirken Kniestücke ohne irgendwelche Ausrundung. Das Gleiche gilt auch von gemauerten Kanälen. Unrichtig ausgeführte Abzweigungen verursachen große Widerstände. Für Spänetransportanlagen kommt es dabei zugleich auf die richtige Luftverteilung an, die am sichersten auf Grundlage der gleichwertigen Weite durchgeführt wird. Aus diesem Grunde wird dieser Gegenstand in einem besonderen Abschnitt behandelt.

Die durch Schieber, Hähne, Drosselklappen, Ventile verursachten Widerstände sind durch Versuch zu bestimmen. Die zugehörigen Widerstandsziffern werden oft von den Lieferanten bekannt gegeben.

Im weiteren wird verwiesen auf: Mitteilungen über Forschungs-wesen usw. vom D. d. I., H. 44; Biel, R.: Über Druckhöheverlust bei der Fortleitung tropfbarer und gasförmiger Flüssigkeiten; Rühlmann, Dr. Moritz: Hydrodynamik, Hannover 1880; Schüle, W.: Techn. Thermodynamik; Rietschel, Heiz- und Lüftungstechnik. 8. Auflage.

IV. Besprechung verschiedener Rohrreibungsformeln.

Die Vorstellung der Proportionalität der Rohrreibung (ebenso anderer Widerstände) beim Transport von Gasen und Flüssigkeiten mit der Geschwindigkeitshöhe hat sich so allgemein eingebürgert, daß jede davon abweichende Darstellung als etwas Fremdartiges empfunden wird. Gewisse Abweichungen von diesem gesetzmäßigen Verlauf werden am besten dadurch berücksichtigt, daß man dem Rohrreibungskoeffizienten λ einen veränderlichen Wert gibt nach den Ausführungen des Abschnittes III, S. 40.

Für Rohrleitungen und Kanäle mit kreisförmigem Querschnitt ist $z = \frac{\lambda l}{d} \cdot \frac{\gamma w^2}{2g}$. Ist der Querschnitt kein Kreis, so lautet die Widerstandsformel $z = \varrho \frac{U}{F} l \cdot \frac{\gamma w^2}{2g}$, woraus $\varrho = \frac{\lambda}{4}$.

Anders aufgebaute Rohrreibungsformeln müssen, wenn sie zum Vergleich herangezogen werden, auf die Normalform gebracht werden, z. B. die Reibungsformel aus Robert Wabners Bewetterung der Bergwerke:

$$z = k w^2 \frac{U}{F} \cdot l;$$

für $\gamma = 1,25$ wird

$$k = \frac{\varrho \gamma}{2g} = \varrho \frac{125}{19,62} = \frac{\varrho}{15,7};$$

$$63 k = \lambda.$$

Nach Riedler und Gutermuth ist

$$z = \frac{533}{10^{10}} \gamma \frac{l}{d} w^2 \text{ kg/qcm.}$$

Für z in kg/qm

$$\lambda = \frac{533}{10^{10}} \cdot 19,62 \cdot 10^4,$$

$$\lambda = 0,01046.$$

V. Der Begriff des äquivalenten Querschnittes.

Der Begriff der gleichwertigen Öffnung und der gleichwertigen Düse als Maß für den Widerstand einer Luftleitung ist allgemein bekannt, so daß eine etwas ausführliche Herleitung beinahe überflüssig erscheint. Wir wählten jedoch die nachstehende Form, weil bei gewissen Aufgaben, z. B. bei der Berechnung verzweigter Rohrleitungen mit Vorteil die äquivalente Weite der ganzen Leitung aus gleichfalls durch äquivalente Weiten ausgedrückte Einzelwiderstände bestimmt wird.

Man versteht unter gleichwertiger oder äquivalenter Öffnung den Querschnitt F_{ae} , der so bemessen ist, daß die Druckhöhe h , die erforderlich ist, um die gegebene Fördermenge V hindurchzupressen, gleich der Gesamtwiderstandshöhe h der zu vergleichenden Leitung ist, wenn durch dieselbe das gleiche Quantum V gefördert wird.

Der ursprüngliche Begriff der äquivalenten Weite stammt von dem französischen Bergingenieur D. Murgue von Jahre 1873. 1911 hat Dr.-Ing. V. Blaess die Theorie der äquivalenten Weite in einer umfangreichen Schrift¹ weiter entwickelt und auf die Berechnung weitverzweigter Leitungen und Kanäle angewendet. Dadurch wurde die umständliche Lösung dieser Aufgabe auf eine sichere Grundlage gestellt und die Berechnung sehr vereinfacht.

Die folgende kurze Darstellung lehnt sich an die Blaesssche Schrift an. Für umfangreiche Studien wird auf die genannte Schrift verwiesen.

Um eine Luftmenge V (cbm/sek) durch eine Rohrleitung hindurchzuleiten, ist zu Anfang der Leitung eine Wettermaschine, die eine Druckhöhe h (mm W.-S.) erzeugt, nötig. Diese Druckhöhe setzt sich aus der Summe sämtlicher Widerstände, nämlich aus dem Reibungswiderstand h_r , dem Widerstand beim Eintritt h_e und beim Austritt h_a zusammen. (Mitunter kommen noch andere Widerstände hinzu.) Also

$$h = h_r + h_e + h_a + h_d. \quad (69)$$

Sämtliche Widerstandshöhen sind der Geschwindigkeitshöhe $\gamma \frac{w^2}{2g}$

¹ Blaess, Dr.-Ing. V.: Die Strömung in Röhren und die Berechnung weitverzweigter Leitungen und Kanäle. München und Berlin 1911.

proportional, es ist nämlich

$$\begin{aligned} h_r &= \frac{\lambda l}{d} \cdot \frac{\gamma w^2}{2g}, \\ h_e &= \zeta_e \cdot \frac{\gamma w^2}{2g}, \\ h_a &= \zeta_a \cdot \frac{\gamma w^2}{2g}, \\ h_d &= \frac{\gamma w^2}{2g}. \end{aligned}$$

Denkt man sich ein großes Gefäß, in welchem der gleiche Überdruck h herrscht, so wird es eine gewisse Öffnung F_{ae} geben, welche das gleich sekundliche Quantum V ausfließen läßt, das vorhin durch die Rohrleitung ging und wobei wegen $h = \frac{\gamma w_{ae}^2}{2g}$ das Gesetz herrscht, daß der Überdruck proportional dem Quadrat der Durchflußmenge ist.

Ist die Öffnung am Gefäß derart abgerundet, daß keine Verluste durch Kontraktion entstehen, so wird diese leicht bestimmt aus der Beziehung

$$V = F_{ae} w_{ae}, \quad (70)$$

wobei in Übereinstimmung mit Gleichung (52)

$$w_{ae} = \sqrt{2g \frac{h}{\gamma}}. \quad (71)$$

Für das spezifische Gewicht γ der Luft = 1,226 als Mittelwert wird

$$w_{ae} = \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81}{1,226} h} = 4 \sqrt{h} \quad (71a)$$

und

$$F_{ae} = \frac{V}{4\sqrt{h}} = \frac{0,25 V}{\sqrt{h}}. \quad (72)$$

Zu jedem Rohr kann also eine gleichwertige Öffnung in Quadratmeter angegeben werden, welche bei gleichem Überdruck h stets dieselbe Liefermenge austreten läßt, während aber dort der Druck zum großen Teil zur Überwindung der Reibung und zur Ausströmungsgeschwindigkeit verbraucht wird, wird er hier ausschließlich zur Erzeugung der Geschwindigkeit verwendet (Abb. 5).

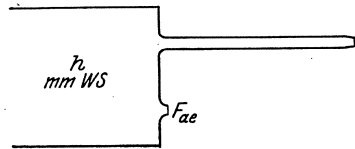


Abb. 5. Rohrende und Mündung F_{ae} gleichen Widerstandes.

Murgue dachte sich keine kontraktionslose Düse, wie hier angenommen wird, sondern legte eine Öffnung in dünner Wand zugrunde, wodurch er gezwungen war, einen Ausflußkoeffizienten einzuführen, den er zu 0,66 annahm. Hierdurch lautet die Murguesche Weite

$$F_{ae}^{\text{Murgue}} = \frac{V}{0,66 \cdot 4\sqrt{h}} = \frac{0,38 V}{\sqrt{h}}. \quad (73)$$

Geben wir der Einmündung der Rohrleitung eine passende konische Form, so verschwindet der Einlaufwiderstand und es bleibt

$$h = h_r + h_a + h_d. \quad (74)$$

Dividiert man Gleichung (73) mit $\left(\frac{V}{4}\right)^2$ und beachtet, daß

$$\begin{aligned} F_{ae} &= \frac{V}{4\sqrt{h}} & \text{oder} & \quad \frac{4^2 h}{V^2} = \frac{1}{F_{ae}^2}, \\ F_r &= \frac{V}{4\sqrt{h}} & \text{oder} & \quad \frac{4^2 h_r}{V^2} = \frac{1}{F_r^2}, \\ F_a &= \frac{V}{4\sqrt{h}} & \text{oder} & \quad \frac{4^2 h_a}{V^2} = \frac{1}{F_a^2}, \end{aligned}$$

so erhält man sofort

$$\frac{1}{F_{ae}^2} = \frac{1}{F_r^2} + \frac{1}{F_a^2}. \quad (75)$$

Wir schreiben die Gleichung in symbolischer Form

$$F_{ae} = F_r \infty F_a.$$

Wenn noch mehr andere Widerstände zu berücksichtigen sind, so wird

$$F_{ae} = F_r \infty F_a \infty F_1 \infty F_2 \dots \quad (76)$$

Wir sind dadurch imstande, alle Widerstände durch ihre äquivalente Weite zu ersetzen und daraus die äquivalente Weite F_{ae} der ganzen Leitung zu berechnen.

Je mehr und je größer die Einzelwiderstände sind, um so kleiner wird F_{ae} . Aus derselben bestimmt man die Druckhöhe h für ein gegebenes Quantum V nach der Gleichung

$$h = \frac{V^2}{16 F_{ae}^2}. \quad (77)$$

Bedeutet V die Fördermenge in der Minute, so wird

$$\begin{aligned} h &= \frac{V^2}{60^2 \cdot 16 F_{ae}^2}, \\ h &= \frac{V^2}{240^2 \cdot F_{ae}^2}. \end{aligned} \quad (78)$$

Die zahlenmäßige Auflösung der Gleichung

$$\frac{1}{F_{ae}^2} = \frac{1}{F_1^2} + \frac{1}{F_2^2} + \frac{1}{F_3^2} \dots$$

ist sehr zeitraubend. Es soll daher eine ganz einfache graphische Berechnung angegeben werden, wonach eine Gleichung mit 2 Summanden $F_{ae} = F_1 \infty F_2$ und damit viele leicht aufzulösen sind. In Abb. 6 sind

F_1 und F_2 als Katheten eines rechtwinkligen Dreiecks dargestellt, dann ist die Höhe des Dreiecks der gesuchte Wert F_{ae} . Der Beweis ergibt sich aus der Ähnlichkeit der Dreiecke

$$F_2 : F_{ae} = \sqrt{F_1^2 + F_2^2} : F_1,$$

quadriert und durch F_2^2 dividiert

$$\frac{1}{F_{ae}^2} = \frac{1}{F_1^2} + \frac{1}{F_2^2}.$$

Enthält die Summe noch ein weiteres Glied F_3 , so nennt man die eben gefundene äquivalente Öffnung F'_{ae} und wiederholt die vorige Operation (Abb. 6).

Sehr oft ist aber eine Windleitung so einfach aufgebaut, daß man auf dem gewöhnlichen Wege, namentlich unter Benutzung von praktischen Tabellen, ebenso rasch und sicher zum Ziele kommt.

In den Regeln für Leitungsversuche usw., S. 21, wird die gleichwertige Öffnung mit A und die gleichwertige Düse mit A_1 bezeichnet. In Übereinstimmung damit wählen wir für praktische Versuche an Ventilatoren die gleiche Bezeichnung.

$$A = 0,38 \frac{V}{\sqrt{p_2 - p_1}}; \quad A_1 = V \cdot \sqrt{\frac{\gamma}{2g(p_2 - p_1)}}.$$

VI. Die äquivalente Weite von Leitungssystemen mit beliebigen rechteckigen Querschnitten¹.

Bei der Herleitung des Ausdruckes für äquivalente Querschnitte wurde ein kreisförmiger Querschnitt zugrunde gelegt. Gleichung (72) gibt

$$F_{ae} = \frac{V}{4\sqrt{h}}.$$

Gemauerte Kanäle und Grubenstollen erhalten in der Regel eine rechteckige bzw. vom Kreise abweichende Querschnittsform. Es handelt sich darum, für eine Leitung mit beliebigem Querschnitt eine solche für mit kreisförmigem Querschnitt zu finden, welche bei gleicher Länge und gleicher Geschwindigkeit denselben Druckhöhenverlust aufweist. Der Durchmesser dieser zugeordneten Leitung, deren Wert den Index z erhalten möge, läßt sich aus den nachstehenden zwei Gleichungen ermitteln.

$$\text{Es ist zunächst } D_z = \frac{4F}{U}.$$

Nach Früherem ist der reine Leitungsverlust

$$h_r = \rho \frac{U}{F} l \cdot \frac{\gamma w^2}{2g},$$

¹ Nach V. Blaess.

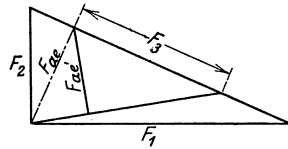


Abb. 6. Graphische Bestimmung von F_{ae} .

welcher in dem speziellen Fall, daß ein Kreisrohr vorliegt, übergeht in

$$h_r = \varrho \frac{4l}{D} \cdot \frac{\gamma w^2}{2g},$$

wobei früher an Stelle von 4ϱ der bekannte Koeffizient λ gesetzt wurde, denn bezüglich der Querschnittsform ist h_r nur abhängig von dem Quotienten $\frac{U}{F}$.

Die zugeordnete Leitung mit dem Kreisquerschnitt steht nun in einem interessanten Verhältnis zur gegebenen Leitung, und zwar mit Rücksicht auf deren äquivalente Weite.

Nach früherem ist

$$h_r = \varrho \frac{U}{F} l \frac{\gamma w^2}{2g} = \varrho \frac{U}{F} l \left(\frac{w}{4}\right)^2,$$

$$\left(\frac{1,226}{2 \cdot 9,81} w^2 = \frac{w^2}{16}\right).$$

Setzt man für w den Wert V aus der Beziehung $V = 60F \cdot w$ (V die Liefermenge per Minuten) und substituiert

$$h_r = \varrho \frac{U}{F} l \frac{V^2}{240^2 F^2}$$

und vergleicht diese Beziehung mit dem Ausdruck für die äquivalente Weite

$$h_r = \frac{V^2}{240^2 F_{ae}^2},$$

so findet man als gleichwertige Weite des vorgelegten Kanals

$$F_{ae} = F \sqrt{\frac{F}{\varrho U l}}. \quad (79)$$

Setzt man an Stelle von $\frac{F}{U}$ unter dem Wurzelzeichen den Wert D_z , ferner für 4ϱ das Zeichen λ , so wird zunächst

$$F_{ae} = F \sqrt{\frac{D_z}{\lambda l}}, \quad (80)$$

woraus durch Multiplikation und Division mit $F_z = D_z^2 \frac{\pi}{4}$

$$F_{ae} = \frac{F}{F_z} F_z \sqrt{\frac{D_z}{\lambda l}}.$$

Es ist aber

$$F_{aez} = F_z \sqrt{\frac{D_z}{\lambda l}}.$$

Hieraus folgt also

$$F_{ae} = \frac{F}{F_z} \cdot F_{aez}$$

$$\text{oder} \quad \frac{F_{ae}}{F_{aez}} = \frac{F}{F_z}, \quad (81)$$

was auch geschrieben werden kann

$$\frac{F_{ae}}{F_{aez}} = \frac{U}{D_z \pi}. \quad (82)$$

Daraus folgt: Die äquivalente Weite einer beliebigen Leitung verhält sich zu derjenigen ihrer zugeordneten Leitung mit kreisförmigem Querschnitt, wie sich der Querschnitt oder der Umfang zu dem Querschnitt oder dem Umfang der letzteren verhält.

Dies gestattet die Berechnung von Leitungen irgendwelcher Querschnittsform in einfacher Weise durchzuführen, und zwar mit Hilfe des von V. Blaess herausgegebenen Rohratlasses, der bei Kreisform und gegebener Länge die äquivalente Weite sofort abzulesen gestattet, woraus dann die gleichwertige Weite der vorliegenden Leitung mit dem Verhältnis der Querschnitte oder Umfänge sofort gefunden wird.

Beispiel 16. Es sei F_{ae} für einen rechteckigen Kanal von 20 m Länge, 0,3 m Höhe und 0,15 m Breite

$$D_z = \frac{4F}{U} = \frac{4 \cdot 0,3 \cdot 0,15}{0,9} = 0,200 \text{ m.}$$

Der Rohratlas gibt die entsprechende äquivalente Weite

$$F_{aez} = 0,02337 \text{ qm.}$$

Das Verhältnis der Umfänge $\frac{U}{D_z \pi}$ ist $= \frac{0,9}{0,63} = 1,43$, ebenso

$$\frac{F}{F_z} = \frac{0,045}{0,0314} \approx 1,43,$$

somit

$$F_{ae} = 1,43 \cdot 0,02337 = 0,0335 \text{ qm.}$$

Die Berechnung einer verzweigten Leitung gestaltet sich einfach, wenn das Verhältnis der Höhen zu ihren Breiten konstant ist, z. B. 1:3.

Beispiel 17. Aus dem Rohratlas ist die äquivalente Weite und vorerst D_z zu finden.

$$\begin{array}{cccccc} F = & 0,5 \cdot 1,5 \text{ m;} & 0,4 \cdot 1,2; & 0,3 \cdot 0,9; & 0,25 \cdot 0,75; & 0,2 \cdot 0,6, \\ D_r = & 0,75; & 0,60; & 0,45; & 0,375; & 0,30. \end{array}$$

In diesem Falle sind die den Rohrdurchmessern D_z entsprechenden Tabellenwerte von F_{aez} mit $\frac{U}{D_z \pi} = 1,7$ zu multiplizieren.

Auf den Gebrauch der Kurvenblätter des Rohratlasses, auf den verwiesen wird, kann hier nicht weiter eingetreten werden. Die nötigen Erläuterungen sind darin angegeben.

VII. Das Prinzip der Berechnung verzweigter Leitungen.

Ist die Aufgabe gestellt, einen gegebenen Hauptstrom über ein verzweigtes Leitungssystem zu verteilen, die Druck- und Mengenverhältnisse in den einzelnen Rohrsträngen und schließlich den Anfangsdruck der Hauptleitung zu bestimmen, so geschieht dies am sichersten unter Anwendung der äquivalenten Weiten.

Eine erschöpfende Behandlung dieses Gegenstandes würde zuviel Raum beanspruchen, weshalb das Prinzip nur kurz angedeutet wird. Ohne eingehendes Studium dieser Frage ist keine genügende Sicherheit in der Anwendung auf praktische Probleme. Dies geschieht am besten an Hand des mehrmals zitierten Werkes von V. Blaess.

Man erhält ein Bild von der Druckverteilung, wenn an jeder Stelle der einzelnen Rohrstränge der Druck aufgetragen wird (Abb. 7).

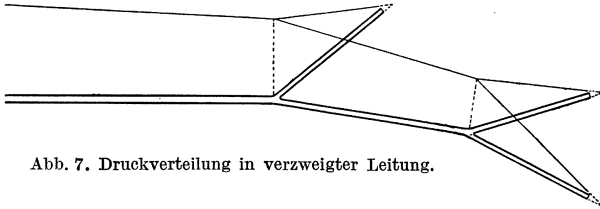


Abb. 7. Druckverteilung in verzweigter Leitung.

Innerhalb eines Rohrstranges mit gleichbleibendem Durchmesser verläuft die Druckabnahme geradlinig. Es genügt deshalb die Drücke in den Anfangs- und Endpunkten zu bestimmen. Die Drucklinien an den Verzweigungsstellen müssen sich in einem Punkte schneiden, da hier nicht verschiedene Drücke zu gleicher Zeit auftreten können, immerhin unter der Voraussetzung, daß sich an den Abzweigungsstellen

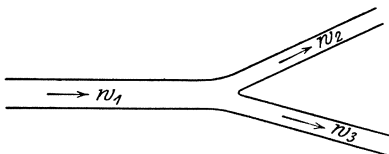


Abb. 8. Rohrverzweigung. — Verteilung der Zweigströme.

keine besonderen kraftverzehrenden Widerstände bilden, die sich zudem auf die Abzweigungen ungleich verteilen. Es ist eine besondere Aufgabe, derartige Widerstände auszuschalten. Die über die Ausmündungen hinaus

verlaufenden Drucklinien stellen die Geschwindigkeitshöhen dar. Bei einer beliebig gegebenen Verzweigung treten solche Widerstände immer auf. Der mit der Geschwindigkeit w_1 (Abb. 8) ankommende Strom teilt sich plötzlich in zwei Ströme mit den Geschwindigkeiten w_2 und w_3 . Der Druckabfall stellt sich gemäß dem Carnotschen Widerstand genau so ein wie bei unvermittelten Übergängen, nämlich

$$H_I = \frac{\gamma}{2g} (w_1 - w_2)^2 \quad \text{und} \quad H_{II} = \frac{\gamma}{2g} (w_1 - w_3)^2.$$

Sie werden nur unter einer Bedingung beinahe gänzlich verschwinden, wenn die Geschwindigkeiten w_1 , w_2 und w_3 einander gleich sind und wenn der Übergang der Richtungsänderung ganz allmählich stattfindet.

Es sei hier zum voraus bemerkt, daß im allgemeinen ein prizieller Unterschied zwischen Druck- und Saugleitung besteht und daß diese für gleiche Strömungsverhältnisse nicht ohne weiteres umkehrbar sind; weil nicht bei jeder Mündung die Einströmungs- und Ausströmungsverhältnisse gleich sind (Abb. 9), und weil beim Ausströmen zweier mit verschiedener Geschwindigkeit laufenden Luftsäulen eine Art „Injektionswirkung“ entsteht, welche den rascheren Lauf verzögert und den langsameren beschleunigt, wodurch besondere Widerstände entstehen, die bei einer Druckleitung nicht auftreten.

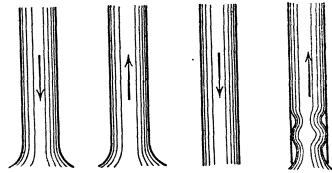


Abb. 9. Ungleichheit der Ein- und Ausströmungsverhältnisse.

Es sei nun eine ganz einfache Zweigleitung aus einem Hauptstrang mit einer aus zwei Rohrenden bestehenden Abzweigung gegeben. Es wird bei der Untersuchung mit der äußersten Abzweigung begonnen, gemäß den Bezeichnungen 1, 2, 3 (Abb. 10a und 10b).

Die Verteilung der Drucke und Fördermengen, die dabei auftreten, beurteilt sich am einfachsten, wenn die äquivalenten Weiten der Rohrstücke bestimmt werden. Zuerst wird die gegebene Leitung mit einem

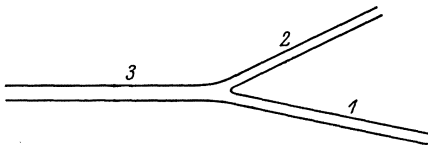


Abb. 10 a.
Widerstände von Rohrstrecken und ihre äquivalente Weite.

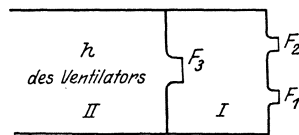


Abb. 10 b.

großen zusammengesetzten Gefäß verglichen, dessen Widerstände allein durch die drei Mündungen F_1 , F_2 und F_3 hervorgebracht werden (Abb. 10b).

Die Aufgabe besteht darin, die Strömungsverhältnisse der drei Mündungen zu untersuchen.

Der Raum *I* hat die Gesamtöffnung $F_1 + F_2$, und hinter diese Weite ist die Widerstandsöffnung F_3 nach dem Druckraum *II* geschaltet, so daß die gesamte Weite ist

$$F_{ae} = (F_1 + F_2) \propto F_3$$

oder

$$\frac{1}{F_{ae}^2} = \frac{1}{(F_1 + F_2)^2} + \frac{1}{F_3^2}$$

Ist der Druck des Ventilators h , so ist das geförderte Luftquantum

$$V = 240 F_{ac} \sqrt{h},$$

und da sich dieses im Verhältnis auf die Zweigrohre 1 und 2 verteilt, so wird die durch die Rohre 1 bzw. 2 fließende Menge sein

$$V_1 = V \frac{F_1}{F_1 + F_2},$$

$$V_2 = V \frac{F_2}{F_1 + F_2},$$

wobei $V_1 + V_2 = V$ ist und in bezug auf die Pressung im Verzweigungspunkt [nach Gleichung (76)]

$$h_1 = \left[\frac{V}{240(F_1 + F_2)} \right]^2.$$

In dieser Weise wird im Prinzip jede weitere Abzweigung einer weitverzweigten Leitung behandelt.

Unter F_1 , F_2 und F_3 sind natürlich die äquivalenten Weiten der einzelnen Rohrstränge verstanden, die sich je bestimmen aus der Rohrreibungs- inkl. Einzelwiderstände und aus dem Eintrittsverlust bzw. Austrittsverlust (Abb. 11).



Abb. 11. Fördermengen in Abzweigungen im Verhältnis ihrer äquivalenten Weiten.

Die Bestimmung der äquivalenten Weite der Carnotschen Widerstände geschieht in folgender Weise: Carnotscher Verlust

$$h_1 = \frac{\gamma}{2g} (w_1 - w_2)^2,$$

wird die Gleichung mit $(w_2 F_2)^2$ multipliziert und zugleich dividiert, so kann man setzen:

$$h_1 = \frac{\gamma}{2g} (w_2 F_2)^2 \left(\frac{w_1 F_1}{F_1 w_2 F_2} - \frac{1}{F_2} \right)^2 = \frac{V_2^2}{240^2} \left(\frac{w_1 F_1}{F_1 w_2 F_2} - \frac{1}{F_2} \right)^2,$$

und bezeichnet man

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{w_1 F_1}{w_2 F_2} = \frac{F_{ae1}}{F_{ae2}} = \beta_I,$$

so erhält man durch Vergleich der Druckhöhen mit

$$H_I = \frac{V_2}{240 F_I},$$

wo F_I die Carnotsche Weite bedeutet,

$$\frac{1}{F_I^2} = \left(\frac{\beta_I}{F_1} - \frac{1}{F_2} \right)^2,$$

oder für $\frac{F_1}{F_2} = \alpha_I$;

$$F_I = F_2 \frac{\alpha_I}{\beta_I - \alpha_I}$$

und entsprechend

$$F_{II} = F_3 \frac{\alpha_{II}}{\beta_{II} - \alpha_{II}}.$$

Sollen die Carnotschen Widerstände nicht auftreten, so müssen die Querschnitte an den Verzweigungsstellen in einem besonderen Verhältnis zueinander stehen, das sich leicht aus den Bedingungen für F_I und $F_{II} = \infty$ finden läßt, nämlich $\alpha_I = \beta_I$ und $\alpha_{II} = \beta_{II}$, d. h.

$$\frac{F_1}{F_2} = \frac{F_{ae1}}{F_{ae2}},$$

$$\frac{F_1}{F_3} = \frac{F_{ae1}}{F_{ae2}}$$

oder es muß sein

$$F_1 : F_2 : F_3 = F_{ae1} : F_{ae2} : F_{ae3},$$

d. h. die Querschnitte einer Verzweigungsstelle müssen sich verhalten wie ihre zugehörigen Weiten.

Trifft dies zu, so sind die Geschwindigkeiten der zu- und abfließenden Ströme einander gleich, und es vollzieht sich die Trennung möglichst verlustfrei.

Wir verweisen auf die, nach vorstehend entwickeltem Prinzip durchgeführte Berechnung einer Spänetransportanlage mit starker Verzweigung, S. 254—261.

VIII. Die Grubenwetterführung. Ihre Berechnung auf Grund der äquivalenten Weiten.

Die Bewetterung der Bergwerke geschieht in der Regel durch einen oder mehrere Saugventilatoren, die über dem sog. Wetterschacht angebracht sind, während die Frischluft durch den Einziehschacht, der zugleich als Förderschacht dient, einströmt. Die treibende Kraft, abgesehen von dem Einfluß des natürlichen Wetterzuges, der selbst weder regelmäßig noch bedeutend ist, ist die vom Saugventilator erzeugte Depression, die trotz der großen Luftmenge und des oft viele Kilometer messenden Luftweges selten mehr als 100 bis 750 mm W.-S. beträgt.

Man unterscheidet enge und weite Gruben, je nach dem Widerstand, den sie der Lüftung entgegensetzt. R. Wabner spricht vom spezifischen Widerstand $R = \frac{h}{V^2}$ einer Grube. Ein direktes Maß der Grubenweite ist die in Abschnitt IV behandelte äquivalente Weite F_{ae} . Wenn die Fördermenge und der zugehörige Druck bekannt sind, so läßt die Grubenweite, immerhin unter Berücksichtigung des Anteiles durch den natürlichen Wetterzug, berechnen:

$$F_{ae} = \frac{V}{240 \sqrt{h}},$$

wobei V das Luftquantum in Kubikmeter pro Minute und h den Druck in mm W.-S. bedeutet.

Zum Beispiel

$$V = 9600 \text{ cbm/min}; \quad h = 150 \text{ mm W.-S.},$$

$$F_{ae} = \frac{9600}{240 \sqrt{150}} = 3,26 \text{ qm.}$$

Die Luft wird durch den Einziehschacht, womöglich direkt, nach dem tiefsten Punkt der Grube geführt und verbreitet sich von hier nach den einzelnen Bauabteilungen, wobei Querschläge, Sohlenstrecken, Abbau-betriebe durch Abzweigungen des Wetterstromes oder Absperrungen mittels Wettertüren die Luftwege bilden. Die verbrauchten, matten Wetter werden dann auf der höchsten Sohle durch Wetterstrecken gesammelt, dem Hauptquerschlag zugeführt und von diesem auf kürzestem Wege nach dem Wetterschacht geführt.

Einen klaren Einblick in die Wetterverteilung gewinnt man durch die Anwendung des Begriffes der äquivalenten Weiten, die für alle

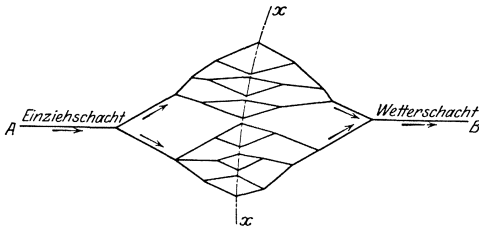


Abb. 12. Teilung des Wetterrisses in verzweigte Druckleitung und verzweigte Saugleitung.

Teilstrecken bestimmt werden, viel übersichtlicher und genauer als auf empirischem Wege.

Man kann sich natürlich ein Bild von der Wetterverteilung machen, indem man in den einzelnen Wetterstrecken Geschwindigkeitsmessungen

vornimmt und diese in den Grubenplan einträgt. Zur Verbesserung der Luftverteilung bei der Einmündung in zu stark begünstigte Strecken werden künstliche Widerstände angebracht.

Die Untersuchung der äquivalenten Weiten wird nach V. Blaess im Prinzip folgendermaßen durchgeführt:

Bekannt ist der Druckunterschied zwischen den Punkten *A* und *B*, d. h. zwischen der Mündung des Einziehschachtes und der Ausmündung des Wetterschachtes. An Hand des Hauptwetterrisses der Grube ist es ein Leichtes, das ganze Netz (Abb. 12) aus einfachen Verteilungen bestehend (Abb. 13) zu betrachten und zu berechnen. Man kann dieses Netz durch die punktierte Linie *x-x* in zwei Teile zerlegt denken. Die linke Seite ist so beschaffen, daß der Druck von *A* nach den Verzweigungen hin abnimmt. Dieser Teil kann also als Druckleitung aufgefaßt und demnach berechnet werden, während die rechte Seite vom Punkte *B* ausgehend, die Eigenschaften einer Saugleitung aufweist. Es werden nacheinander sämtliche Verteilungen durch Addition bzw. Hintereinanderschaltung zusammengesetzt. Hat man die Gesamtweite F_{ae} hiernach gefunden, so ist das Luftquantum leicht zu berechnen.

das sich auf die einzelnen parallelen Stränge im Verhältnis der äquivalenten Weite verteilt, z. B. nach Abb. 13

$$\frac{V_a}{V_b} = \frac{F_a}{F_b},$$

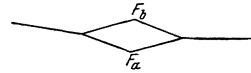


Abb. 13.
Einfaches Abzweigelement.

da die Anfangs- bzw. Enddrücke als Knotendrücke einander gleich sind.

Mit Hilfe der Theorie der äquivalenten Weiten, ihrer Anwendung auf verzweigte Leitungen und die Substitution rechtwinkliger Querschnitte durch Kreisquerschnitte läßt sich unter Benutzung des Rohratlasses die Rechnung leicht durchführen und ein anschauliches Bild von der Luftverteilung gewinnen. Der Einfluß von Betriebsänderungen, Einschaltung von Wetterscheidern und sonstigen Widerständen läßt sich nur auf diesem Wege überschauen. Dazu gehört jedoch eine gewisse Übung.

In neuerer Zeit ist man dazu übergegangen, den Verlauf der Depression in der Grube direkt zu messen mit Hilfe eines sehr empfindlichen Aneroidbarometers mit sehr starker Vergrößerung des Ausschlages, so daß Druckunterschiede von $\frac{1}{10}$ mm W.-S. abgelesen werden konnten. Auf diese Weise ist es möglich, an jedem Punkt des Grubengebäudes die Depression zu ermitteln, so daß man nicht nur die Drosselstellen in den Wetterwegen zu finden, sondern auch genau festzustellen vermag, welche Zunahmen der Depression an den einzelnen Stellen auftreten.

Solche Messungen sind bereits im Jahre 1914 nach dem Vorschlage von Bergrat Windmüller ausgeführt worden. Da die direkte Messung mit dem Aneroidbarometer, dessen feiner Mechanismus infolge der in der Grube auftretenden starken Luftstöße leicht versagt, verwandte Bergassessor O. Dobbelstein, Essen, zu bestimmten Messungen in der Grube Zollverein (siehe „Glückauf“ 1923, S. 553) ein sog. Kontrabarometer, dessen Beschreibung auf S. 76 zu finden ist. Es lag dort folgender Fall vor:

Ursprünglich waren zwei Schächte, und zwar Schacht 3 mit 5,4 m Durchmesser als Einziehschacht und Schacht 7 mit 3 m Durchmesser als Ausziehschacht vorhanden. Die geförderte Luftmenge betrug rund 6000 cbm/min und ergab im ganzen eine Depression von rund 290 mm W.-S. Der Hauptanteil der Depression, der direkt gemessen werden konnte, entfiel auf den engen Ausziehschacht.

Es sollte nun ein neuer Einziehschacht eingeschaltet und zugleich die Luftmenge auf ungefähr 9500 cbm/min erhöht werden, während die beiden Schächte 3 und 7 künftig ausziehen sollten.

In bezug auf Messungsergebnisse wird auf den genannten Aufsatz verwiesen.

Es sollte also für die neuen Verhältnisse die zu erwartende Depression vorausbestimmt werden, damit danach der Ventilator bemessen werden konnte.

Mit Hilfe eines Kontrabarometers wurden die Widerstände des Ein- und Ausziehschachtes sowie des eigentlichen Grubengebäudes getrennt ermittelt und dann durch Rechnung mit bekannten Formeln der Widerstand des neuen dritten Schachtes bestimmt. Das Ergebnis der Messungen und Berechnungen stimmte mit der später praktisch erzielten Depression, 158 mm bei einer Luftmenge von 9450 cbm/min, fast genau überein.

VIII a. Entwurfsgrundlagen einer Grubenventilatoranlage für ein englisches Kohlenbergwerk.

Es handelt sich um die Erstellung einer Ventilatoranlage für eine neue Grube. Der Entwurf dieser Kohlengrube in einem sehr fortgeschrittenen Stadium erfordert in Anlehnung an das Luftbedürfnis anderer ähnlich angelegter Kohlenbergwerke eine Fördermenge

$$V = 212 \text{ cbm/sek}$$

unter einem Druck

$$p_s = 152 \text{ mm W.-S.}$$

Gewünscht wurden zwei Ventilatoren mit beiderseitig saugenden Rädern, wovon einer als Reserve dient. Jeder ist also für obige Leistung gebaut. Das beiderseitige Ansaugen bietet den Vorteil, daß zufolge größerer quantitativer Leistungsfähigkeit bei gleichem Durchmesser der betreffende Ventilator mit einer höheren Tourenzahl betrieben werden kann. Dem Druck entsprechend wurde eine Mitteldrucktype gewählt und der äußere Raddurchmesser zu 3,25 festgelegt. Ein einseitig saugendes Ventilator-Laufrad müßte für die gleiche Fördermenge einen Durchmesser von $325 \cdot \sqrt{2} = 460 \text{ cm}$ haben, und es ergäbe dies bei gleicher Umfangsgeschwindigkeit eine Drehzahl

$$n = \frac{205 \cdot 325}{460} = 145 \text{ t/min.}$$

Gestützt auf die Leistungscharakteristik des normalen Sulzer Mitteldruck-Ventilators ($D = 1050 \text{ mm}$) wurde die Drehzahl bestimmt.

Bekanntlich haben größere Räder einen etwas besseren Wirkungsgrad, sowohl manometrisch als mechanisch, als kleine Räder; dieser Umstand wurde schätzungsweise berücksichtigt.

Zur Verfügung stand das Leistungskurvenblatt des M. Z. V. Nr. 105. (Der Index „e“ bedeutet einseitigen Einlauf, „d“ doppelseitigen Einlauf.)

Die Umrechnung über Type M. Z. V. Nr. 105e gestaltet sich wie folgt:

Die Fördermenge des Ventilators 325 d beträgt	212 cbm/sek
und für die Type „e“ beträgt sie die Hälfte	106 „
Das entsprechende Luftquantum für die Type 105 e ist	
$106 \cdot 105^2 : 325^2$	11,1 „

Die Fördermengen verhalten sich bei gleicher Umfangsgeschwindigkeit wie die Quadrate der Durchmesser D , wegen entsprechender Erweiterung der Luftkanäle beim größeren Ventilator.

Auf dem genannten Leistungskurvenblatt kann man sowohl den Druck (152 mm W.-S.), als auch die Drehzahl $n = 620$ Min. ablesen, dies ergibt für den Mitteldruck-Ventilator mit 3,25 m Durchmesser

$$n = \frac{620 \cdot 105}{325} = 200 \text{ t/min.}$$

Dieser Wert wurde etwas erhöht, um dem Luftauftrieb im Saugschacht der Grube Rechnung zu tragen und auf 205 festgesetzt.

Man ersieht daraus, daß man auch ohne die sog. Kennziffern (Abschnitt 11, S. 139) in einfacher Weise auf Grund der Leistungscharakteristiken Schlüsse auf andere Ventilatorgrößen derselben Bauart ziehen kann (siehe Abschnitt 12, S. 154).

Durchmesser der Saugöffnung etwa	254 cm
Ansaugeschwindigkeit	„ 21 m/sek
Austrittsbreite	„ 168 cm.

Die Antriebsleistung wurde zu 565 PS berechnet entsprechend einem Wirkungsgrad von

$$\frac{212 \cdot 152}{75 \cdot 565} = 0,76.$$

Für den Antrieb steht Drehstrom 3200 Volt, 50 Perioden, zur Verfügung. Als Antriebsart wurde Riementrieb gewählt. Dieser bietet den Vorteil, daß sowohl für den Ventilator als auch für den Motor die günstigste Drehzahl gewählt werden kann, wobei eine schnellaufende Motortype dienen kann. Aus elektrotechnischen Gründen wurden Synchronmotoren von 575 PS gewählt und mit Rücksicht auf die Antriebsart wurde ihre Drehzahl auf 750 per Minute festgesetzt. Zur Verringerung der Achsendistanz und um die Lager zu entlasten, sind Lenix-Riemenspannrollen eingebaut worden. Die Ventilatorleistung läßt sich durch Wahl einer entsprechenden Drehzahl dem jeweiligen Stand des Grubenausbaues anpassen.

Dementsprechend Anfangsbetrieb mit $n = 100$ Min. $p_s = 38$ mm W.-S.; $V = 116$ cbm/sek; Motorrolle 350 mm Durchmesser, Breite 1250 mm; Ventilatorrolle 2600 mm Durchmesser.

Für die zweite Betriebsstufe wurden 130 Umdrehungen vorgesehen bei 64 mm W.-S. und einer Fördermenge von 150 cbm/sek; Motorrolle 460 mm Durchmesser. Derjenige für die endgültige Rolle beträgt 700 mm.

Da nur die Angaben für Vollast in der Garantie begriffen waren, so wurden die Drehzahlen für die Anfangsleistungen nur annähernd nach dem Druck abgestimmt.

$$152 \cdot 130^2 : 200^2 = 64 \text{ mm W.-S.}$$

$$152 \cdot 100^2 : 200^2 = 38 \text{ mm W.-S.}$$

(Diese Schreibweise ohne Bruchstrich entspricht der Maschinenschrift.)

Man sieht aus den vorstehenden Abmessungen, daß sich diese Übereinstimmung von Ventilatorleistung und Entwicklung der Grube mit verhältnismäßig einfachen Mitteln erzielen läßt und jeweils den mög-

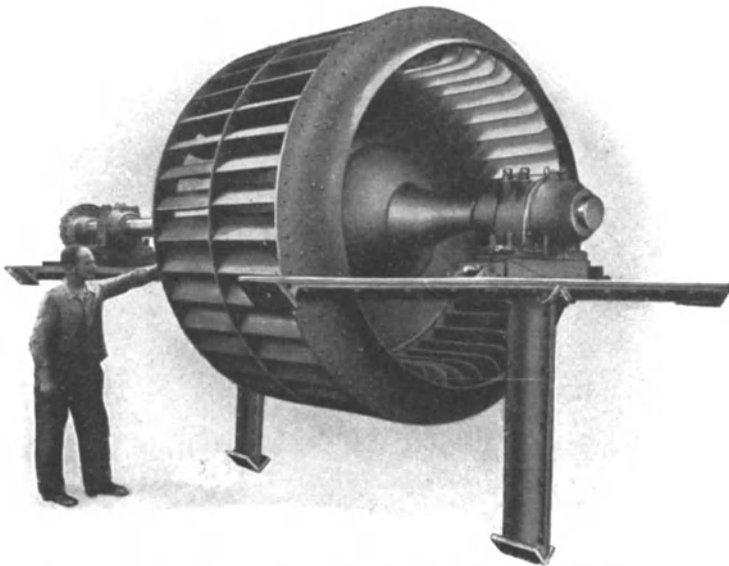


Abb. 14a. Zweiteilige Ventilatortrommel der Gebrüder Sulzer, Winterthur.

lichst kleinsten Kraftaufwand gestattet. Die kräftige Bauart des Ventilators (Abb. 14a) ist für den rauhen, ununterbrochenen Minenbetrieb bestens geeignet. Die Ringschmierung ist reichlich bemessen. Die im Innern der Saugkanäle angeordneten Lager sind staubdicht geschlossen, und das Öl wird durch Leitungen vom Maschinenhaus aus während des Betriebes erneuert. Der Ausblassschornstein (Diffusor) und das Gehäuseinnere sind, soweit es aus Mauerwerk besteht, sorgfältig mit glattem Verputz versehen.

Die Anlage ist in Abb. 14b—d dargestellt:

14b ist ein zentraler Längsschnitt,

14c ein Längsschnitt seitlich durch einen Luftkanal,

14d Grundriß, wagerecht geschnitten.

Es sind folgende drei Betriebsfälle möglich:

1. Der Ventilator *1* (rechts) arbeitet saugend, Ventilator *2* ist außer Betrieb. Die Falltüren *a* sind geschlossen, Klappen *b* aufgeklappt nach *b'*, Klappe *c* gesenkt. Die Luft kommt aus dem Schacht *d*, durchströmt die Kanäle *e*, dann das Laufrad *f* und tritt durch den Ausblaseschornstein ins Freie.

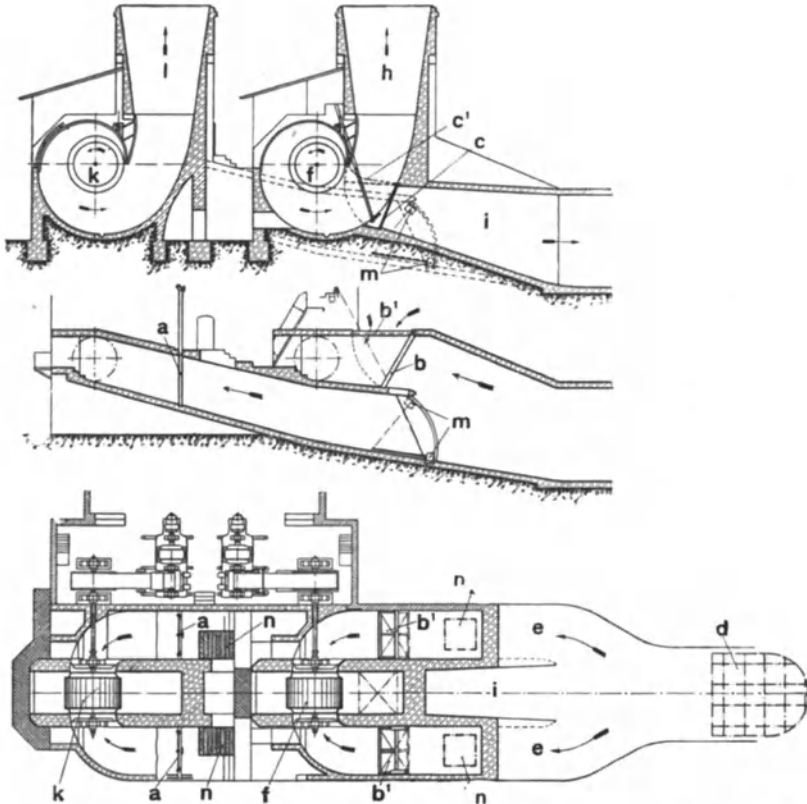


Abb. 14 b—d. Zentraler Längsschnitt, seitlicher Längsschnitt und Grundriß der Grubenventilatoranlage für ein englisches Kohlenbergwerk gebaut von Gebrüder Sulzer, Winterthur.

2. Der Ventilator *1* wirkt auf Drücken; der Ventilator *2* ist außer Betrieb. Die Falltüren *a* sind geschlossen, die Klappen *b* gesenkt (also *b'* offen); Klappe *c* nach *c'* aufgeklappt. Der Ventilator saugt Luft von außen durch *b'*, drückt über *i* die Luft nach dem Schacht *d*.

3. Der Ventilator *2* saugt die Luft aus dem Schacht *d*; der Ventilator *1* ist außer Betrieb. Die Klappen *b* und *c* sind zum Abschluß des Ventilators *1* gesenkt, die Türen *a* sind durch Aufziehen geöffnet.

Die Luft kommt aus dem Schacht d , strömt durch die Seitenkanäle e in das Laufrad k des Ventilators 2 und wird durch den Diffusor l ins Freie gedrückt.

Die Grubenlüftung geschieht durch Saugen. Die beiden Ventilatoren arbeiten abwechselnd je eine Woche; dadurch ist eine periodische Reinigung und Revision derselben außer Betrieb möglich. Vorschriftsgemäß muß einer der Ventilatoren auch auf Drücken arbeiten können. Dies geschieht vermittels vorhin erklärter Umstellung der Klappen. Zur Bekämpfung eines Grubenbrandes muß die Möglichkeit vorhanden sein, Luft einzupressen.

IX. Über angemessene Geschwindigkeiten der Luft in Rohrleitungen und Kanälen.

Es muß leider festgestellt werden, daß in vielen Fällen, namentlich bei provisorischen Lüftungsanlagen, wie z. B. für die Lüftung von Stollenbauten, zu große Geschwindigkeiten bzw. zu enge Leitungen zur Anwendung kommen.

Nach einer alten Regel soll im allgemeinen für gewöhnliche Lüftungszwecke die Durchflußgeschwindigkeit der Luft 10 m/sek nicht überschreiten. Bei den heutigen glatten Rohren kann dafür 12 m/sek gesetzt werden. Da der Rohrreibungswiderstand mit dem Quadrat und die Reibungsarbeit mit der dritten Potenz der Geschwindigkeit zunimmt, so tritt sehr oft eine Verschwendung der Betriebskraft ein, oder diese erweist sich als ungenügend, und das geförderte Luftquantum entspricht den Erwartungen nicht. Auch ist es nicht nötig und oft sogar unerwünscht, daß die Luft mit größerer Geschwindigkeit austritt. Auf diese Weise geht überdies eine nicht unbedeutende Menge an Strömungsenergie verloren.

Es muß immer wieder darauf hingewiesen werden, daß im Stollen- und Tunnelbau dieser Umstand zu wenig beachtet wird. Aus Bequemlichkeit werden oft viel zu enge Röhren verwendet, und nach kurzer Zeit erweist sich die Lüftung als vollständig ungenügend.

Ist die Betriebskraft billig und die Leitung kurz, so kommen engere Rohre eher zur Anwendung als bei teurerer Betriebskraft und langer Rohrleitung.

Es gibt in jedem Falle eine wirtschaftlich günstigste Rohrweite, bei der die Jahreskosten des Lüftungsbetriebes ein Minimum werden.

Nach Dr.-Ing. V. Blaess wird die wirtschaftliche Rohrweite auf die wirtschaftliche Geschwindigkeit w_w zurückgeführt nach der Gleichung

$$w_w = 0,75 \sqrt[3]{\frac{r \cdot l \cdot z}{b \cdot s}}, \quad (83)$$

darin bedeuten

- r = Kosten von 1 m Leitung von 1 m Durchmesser,
 l = die Länge der Rohrleitung,
 z = der Zinsfuß für Amortisation und Verzinsung der Anlagekosten,
 b = die Betriebskosten per PS/st,
 s = Stundenzahl des täglichen Betriebes.

Im übrigen wird auf die betreffende Schrift verwiesen.

Anders liegen die Verhältnisse bei Staubsaugleitungen: Hier braucht es stets große Geschwindigkeiten, damit der Staub oder die fortzuschaffenden Abfallstoffe in die haubenförmige Rohrmündung mitgerissen werden und in der Förderleitung nicht liegen bleiben. Zur Fortschaffung von Rauchgasen wird mit einer Geschwindigkeit von 10 m/sek gerechnet; für Lumpensortierungsanlagen, Gußputzereien, Schleifereien, Spinnereien, Holzbearbeitungsmaschinen werden 15 bis 18 m/sek und für Vollgatter sogar 25 m/sek Geschwindigkeit verlangt.

Bei 170 mm Durchmesser und 18 m/sek Geschwindigkeit beträgt die pro Minute geförderte Luftmenge schon 24,52 cbm, so daß die Beschwerung der Luft durch die zu fördernden Abfallstoffe nicht berücksichtigt zu werden braucht. Es wird deshalb stets das normale spezifische Gewicht γ der Luft, hingegen ein ziemlich kräftiger Rohrreibungskoeffizient $\lambda = \infty 0,02$ bis 0,03 in Rechnung gesetzt.

X. Lüftung im Tunnel- und Stollenbau.

1. Berechnung der Widerstände und Leistungen beim Transport der Luft.

Zur Vereinfachung der Berechnung der Rohrreibungswiderstände bedient man sich bequemer Zahlentabellen oder graphischer Tafeln. Eine solche Tabelle findet sich im Anhang. Diese ist nach folgenden Gesichtspunkten entworfen:

$\lambda = 0,01$, $\gamma = 1,25$, $l = 100$ m, d in Abstufungen zwischen 0,20 und 1,00 m, dazu die zugehörigen Querschnittsflächen F , die der angegebenen Fördermenge V in cbm/sek entsprechende Luftgeschwindigkeit w und deren Quadrat w^2 . Nach der Fördermenge ist die Tabelle abgeteilt von 0,30 bis 10 cbm/sek. Der Druckverlust z ist in mm W.-S. angegeben und bezieht sich auf die Rohrlänge $l = 100$ m.

Wenn andere Werte für λ , γ und l vorkommen, so wird der entsprechende Proportionalitätsfaktor gebildet und damit der Tabellenwert z multipliziert, z. B. für $\lambda = 0,016$, $\gamma = 1,2$, $l = 3000$ wird $Z = 1,6 \cdot \frac{1,20}{1,25} \cdot 30 = 46z$. Fehlende Tabellenwerte werden durch Anwendung der Proportionalitätsgesetze ermittelt, z. B.: Es seien keine

Angaben vorhanden zu z für 4 cbm/sek und $d = 0,50$, hingegen findet man bei $d = 1,00$ $z = 1,65$, also ist das gesuchte

$$z = \frac{1,65}{\frac{1}{2}} = 1,65 \cdot 32 = 52,8,$$

und welchen Tabellenwert erhält z für $d = 0,5$, $V = 2,1$ cbm/sek? Man findet mit $d = 0,5$ für $V = 1,00$ $z = 3,30$, also $z = 2,1^2 \cdot 3,30 = 14,55$.

Beispiel 18. Berechnung einer Lüftungsanlage für einen Tunnelbau (Abb. 15).

Grundlagen der Lüftung:

Sekundliches Luftquantum . $V = 4$ cbm/sek,
 davon gelangen nach Vorort . $V_1 = 1,5$ „
 bis zum Vortriebstollen . . . $V_2 = 2,5$ „
 bis Ende Mauerung $V = 4,0$ „

Diese Abnahme der Fördermenge wird durch zwei Anzapfungen bewirkt. Längen und Rohrdurchmesser sind aus untenstehender Skizze (Abb. 15) zu entnehmen.

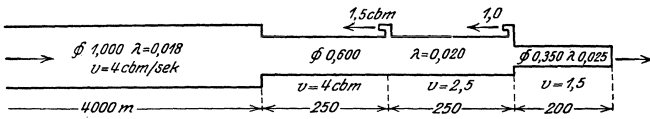


Abb. 15. Rohrleitung für Tunnellüftung mit abgestuften Weiten.

Es soll verhütet werden, daß mit dem Stollenfortschritt der zu überwindende Widerstand sehr hohe Werte annimmt. Der Hauptwiderstand wird in die Baustrecke von annähernd konstanter Länge verlegt, während im fertigausgemauerten Tunnel weite Rohre von geringem Widerstand verwendet werden.

Das spezifische Gewicht γ der Luft sei 1,25. Über die Wahl des Rohrreibungskoeffizienten λ ist folgendes zu sagen.

Es empfiehlt sich höhere als die theoretisch abgeleiteten Werte einzusetzen, da mit einer Verkrustung und Verbeulung der Rohre gerechnet werden muß; nämlich $\lambda = 0,018, 0,020, 0,025$. Diesen Angaben gemäß gestaltet sich die Berechnung der nötigen Betriebskraft wie folgt:

1. Sohlstollen. 200 m lang, $d = 0,35$ m, $\lambda = 0,025$,
 $V = 1,5$ cbm/sek. Entsprechender Tabellenwert für $z = 44,3$
 $z_1 = 44,3 \cdot 2,5 \cdot 2 \dots \dots \dots = 221,5$ mm W.-S.
 Geschwindigkeitshöhe $\frac{\gamma w^2}{2g} \dots \dots \dots = 15,0$ „ „
2. Abbaustrecke. 250 m lang, $d = 0,60$, $\lambda = 0,020$,
 $V = 2,5$. Tabellenwert 8,3
 $z_2 = 8,3 \cdot 2 \cdot 2,5 \dots \dots \dots = 41,5$ „ „

3. Ausweitung und Mauerung. 250 m lang, $d = 0,60$
 $V = 4,0$. Tabellenwert 21,24
 $z_3 = 21,34 \cdot 2,0 \cdot 2,5 = 106,2$ mm W.-S.
 Anzapfung und Einzelwiderstände = 15,8 „ „
 Anteil des Druckes in der Baustrecke $h = 400$ mm W.-S.

In der fertigen Tunnelstrecke wird der Widerstand für die Zunahme von je 1 km berechnet:

Länge 1000, 2000, 3000, 4000 m, $d = 1,0$, $\lambda = 0,018$, $V = 4,0$. Tabellenwert 1,65.
 $l = 1000$ m $z = 1,65 \cdot 1,8 \cdot 10 = 30$ mm W.-S.
 $l = 2000$ „ $z = 60$ „ „
 $l = 3000$ „ $z = 90$ „ „
 $l = 4000$ „ $z = 120$ „ „

Die weite Röhrstrecke vermehrt den Widerstand im Maximum um 30%, d. h. jedes Kilometer um 7,5%. Für die Berechnung der Betriebskraft wird der Höchstwert 120 mm W.-S. eingesetzt, also

$$h = 400 + 120 = 520 \text{ mm W.-S.},$$

$$L = 520 \cdot 4 = 2080 \text{ mkg/sek.}$$

Der Wirkungsgrad des Ventilators sei $\eta = 0,60$, daraus

$$L_N = \frac{2080}{0,60 \cdot 75} = 46 \sim 50 \text{ PS.}$$

Stärke des Motors 60 PS.

2. Umkehrbare Stollenlüftung.

Die normale Stollenlüftung verlangt das Ausströmen der Frischluft vor Ort, also eine Ventilation auf Drücken.

Es empfiehlt sich jedoch nach der Sprengung vor Ort die rauchige Luft durch Umstellen der Ventilation etwa zwanzig Minuten lang abzusaugen.

Der Ventilator hat zu diesem Zwecke einen etwa 0,70 m langen offenen Saugstutzen; dieser erhält außerdem eine Abzweigung und Verbindung mit der Stollenleitung, und der Druckstutzen trägt einen senkrechten Ausblas. Das ganze ist in der Nähe des Ventilators mit 4 Klappen versehen:

- Klappe 1 am Ende des Saugstutzens;
- Klappe 2 in der Abzweigung;
- Klappe 3 in der Stollenleitung, dicht vor der Einmündung der Abzweigung;
- Klappe 4 in dem senkrechten Ausblas.

Klappenstellungen:

A. Die Ventilation arbeitet auf Druck.

Die Klappen 1 und 3 sind offen, 2 und 4 geschlossen.

B. Die Ventilation arbeitet auf Saugen.

Die Klappen 2 und 4 sind offen, 1 und 3 geschlossen.

Der Ausblas trägt eine Verlängerung über Dach, um die rauchige Luft abzuführen.

Derartige Einrichtungen wurden u. W. von Gebr. Sulzer, Winterthur, ausgeführt.

3. Primäre und sekundäre Ventilation.

Anstatt der in Abb. 15 dargestellten Anordnung wird hier und da die Tunnelventilation in zwei Teile: in die primäre und in die sekundäre Ventilation geteilt. Die erstere ist die stärkere.

Um lange, weite Leitungen zu vermeiden und möglichst viel Luft mit verhältnismäßig geringem Widerstand in den Tunnel zu senden, ist man dazu übergegangen, im fertiggemauerten Tunnelprofil eine senkrechte Mauer aufzurichten, welche einen Kanal von etlichen Quadratmetern Querschnitt bildet (Abb. 16). Am Ende der Mauerung strömt die Luft aus. Ein Teil der Luft strömt durch den fertigen Tunnel zurück, während der kleinere Teil von der meist fahrbaren Ventilatoranlage der sekundären Ventilation erfaßt und in eisernen Lutten durch die Arbeitsstrecken bis vor Ort gefördert wird.

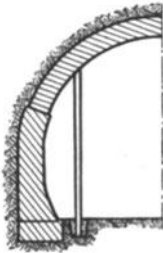


Abb. 16.
Seitlicher Luftkanal der primären Ventilation.

Dieses System bietet nachstehende Vorteile:

1. Die Widerstandshöhe der Lüftung in den Arbeitsstrecken belastet das in den Tunnel geförderte Luftquantum nicht.

2. Insofern die Baustrecken fortwährend in annähernd gleicher Länge gehalten werden, arbeitet die sekundäre Ventilation unter konstanten Verhältnissen.

Diese beiden Vorteile sind auf den ersten Blick bestechend. Es stehen ihnen aber große Nachteile gegenüber:

1. Es braucht zwei getrennte maschinelle Anlagen, von denen die zweite keinen festen Stand hat.

2. Es erwachsen ganz erhebliche Kosten aus der Erstellung und fortwährenden Verlängerung des Luftkanals nach Abb. 16, dessen Dichthalten gewisse Schwierigkeiten bereitet.

3. Das große Luftquantum kommt nur dem fertigen Tunnel zugute (bietet nur bei Dampflokomotiven und für die Unterhaltung der Gleise etwelche Vorteile), während die Arbeitsstrecken nicht günstiger als sonst gestellt sind.

4. Im Laufe der Zeit werden doch die engen, für die Arbeitsstrecken bestimmten Rohrleitungen weiter vorgestreckt als man anfänglich beabsichtigte.

Sicherlich überwiegen hier die Nachteile, so daß uns dieses System nicht empfehlenswert erscheint. Wenn es trotzdem immer noch hier und da angewendet wird, so liegt der Grund wohl darin, daß es leichter ist, seine Maßnahmen nach „berühmten Mustern“ zu treffen, als selbständig vorzugehen.

4. Nachteilige Wirkung langer, enger Rohrleitungen.

Beim Stollenbau ist man des beschränkten Raumes wegen geneigt, enge Rohrleitungen zu verwenden. Ihre Verwendung rächt sich durch erhöhte Ausgaben für Betriebskraft und maschinelle Anschaffungen,

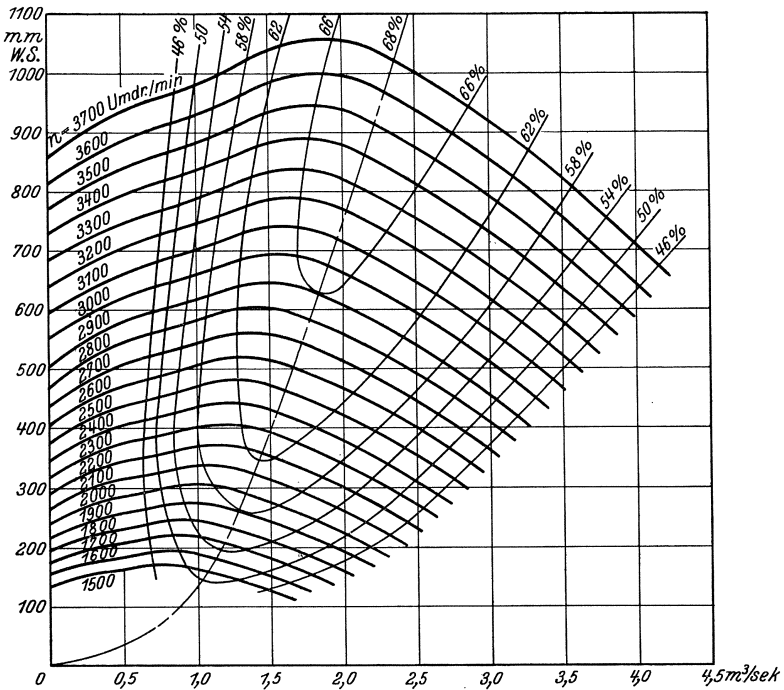


Abb. 17. Charakteristiken eines Hochdruck-Ventilators.

die meistens die Einsparung durch enge Rohre übertreffen. Sehr oft ist die erforderliche Betriebskraft nicht vorhanden, und man hat alle Nachteile einer ungenügenden Lüftung zu ertragen. Derartige Mißstände kommen viel häufiger vor, als man annimmt, deshalb wird die Frage an einzelnen Beispielen recht anschaulich behandelt, obgleich

die theoretischen Grundlagen sehr einfach sind. Beispiele 19 und 20 zeigen vorschriftsmäßige, Beispiele 21 und 22 ungenügende Verhältnisse.

Beispiel 19. Gegeben: Stollenleitung von 2000 bis 2500 m Länge, Rohrdurchmesser $d = 0,40$ m, $\lambda = 0,02$, $\gamma = 1,15$, Luftmenge $V \geq$

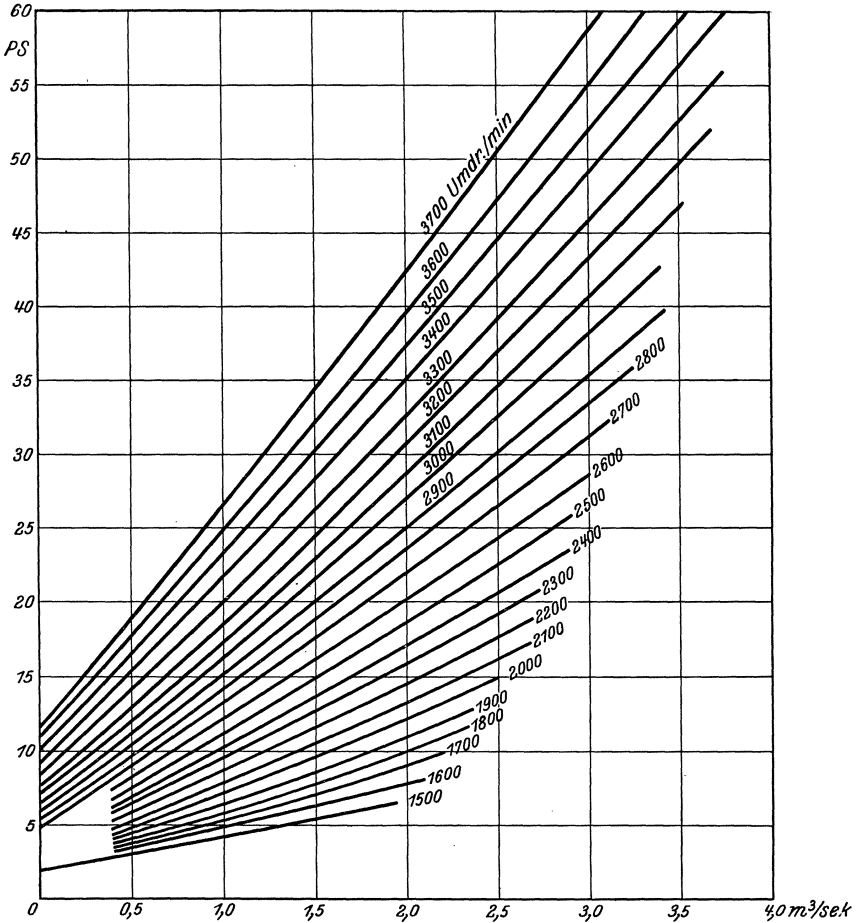


Abb. 18. Betriebskraftsdiagramm eines Hochdruck-Ventilators.

1,5 cbm/sek mit der Bedingung, daß die Luftmenge niemals unter 1,5 cbm/sek sinke. Zur Verfügung steht ein Hochdruckventilator H. Z. V. Nr. 60 mit Raddurchmesser $D = 0,60$ m, der zur Erreichung der Bedingungen mit verschiedenen Drehzahlen betrieben wird. Die Drehzahl wird nach Erreichung von je 500 m Leitung entsprechend erhöht.

Die Druckverhältnisse und Fördermengen sowie die Änderungen der Betriebskraft sollen berechnet und durch Diagramme dargestellt werden an Hand von Kurvenblättern, Abb. 17 und 18, betreffend Druck, Luftmenge und Kraftbedarf des vorhandenen Hochdruck-Ventilators.

Gemäß Zahlentafel im Anhang wird für $d = 0,40$; $\lambda = 0,02$; $\gamma = 1,15$, $V = 1,5$ und $l = 100$ m, der Leitungswiderstand

$$h_1 = \frac{23 \cdot 2 \cdot 1,15}{1,25} \approx 42 \text{ mm W.-S.}$$

$l =$	100	300	500	1000	1500	2000 m
$h_1 =$	42	126	210	420	630	840 mm W.-S.
Für $V_1 = 1,5$ cbm/sek						
$n_1 =$		1500	1800	2370	2875	3310 per Min.

Um über die angegebenen Rohrlängen hinaus die minimale Fördermenge sicherzustellen, wird die Drehzahl am Ende jeder Sektion erhöht, wodurch Fördermenge und Widerstand nach dem Proportionalitätsgesetz $h_2 = h_1 \frac{n_2^2}{n_1^2}$ und $V_2 = V_1 \frac{n_2}{n_1}$ zunehmen, somit

$n_2 =$	1800	2370	2875	3310	3310 per Min.
$h_2 =$	182	370	625	845	840 mm W.-S.
$V_2 =$	1,80	1,98	1,82	1,73	1,50 cbm/sek
Entsprechende Betriebskraft $Ne =$	9,0	8,0/16,5	13,5/22,5	19,8/29,5	26,8 PS

Die Luftförderung beginne mit einer Leitungslänge von 300 m und einer Drehzahl $n = 1800$. Luftmenge und Druck für $l = 300$ m berechnen sich wie folgt:

Für $V = 1,5$ wird $h = 126$ mm W.-S.; zu ihrer Erzeugung müßte gemäß Kurvenblatt der Ventilator 1500 Umdrehungen machen.

Für $n = 1800$ wird

$$V = 1,5 \cdot \frac{1800}{1500} = 1,8 \text{ cbm/sek}$$

und

$$h_s = 126 \cdot \frac{1800^2}{1500^2} = 182 \text{ mm W.-S.}$$

Die gewonnenen Zahlenwerte, die teils aus den beiden Kurvenblättern Abb. 17 und 18 zu entnehmen sind, teils sich aus den Proportionalitätsgesetzen ergeben, werden in den Schaulinien Abb. 19 und 20 aufgetragen, wodurch sich weitere Erklärungen erübrigen. Abb. 19 stellt die Änderungen von Fördermenge, Leitungswiderstand und Betriebskraft infolge Drehzahländerung und Verlängerung der Leitung dar, wobei eine stetige Zunahme der Leitungslänge vorausgesetzt wird, obgleich sie in Wirklichkeit stufenweise geschieht.

Abb. 20 zeigt den Verlauf des statischen Druckes und der Fördermenge in den sich folgenden Zeitabschnitten.

Beispiel 20. |Die gleiche Aufgabe mit der Einschränkung, daß die Drehzahl bis 2000 m nicht über 2400 ansteigen dürfe und der Erweiterung auf 2500 m Rohrlänge. Damit kommen wir in den Fall, von 1000 m ab zwei hintereinander geschaltete Ventilatoren zu verwenden.

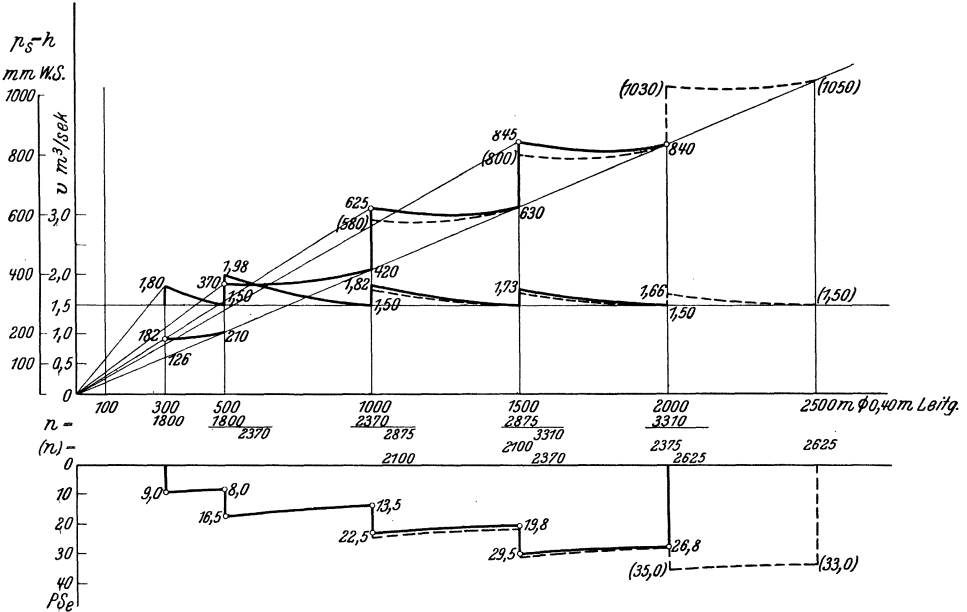


Abb. 19. Änderung von Fördermenge, Leitungswiderstand und Betriebskraft infolge von Drehzahländerung und Verlängerung der Leitung.

Es gilt vor allem, die Drehzahl der einzelnen Ventilatoren an Hand des Kurvenblattes zu finden.

l	=	1000	1500	2000	2500 m
$h_{1,2}$	=	420/	630/	840/	1050 mm W.-S.
V	=	$2 \cdot 290 = 580$	$2 \cdot 400 = 800$	$2 \cdot 515 = 1030$	1,50 cbm/sek
		1,5/1,75	1,5/1,69	1,5/1,69	
n_1	=	2370	2100	2370	2625 per Min.
n_2	=	2100	2370	2625	2625 " "
N_e	=	13,5/24,0	21,4/29,6	27/35,0	33,0 PS

Die Herleitung der Zahlenwerte wird nur für den Punkt $l = 1000$ m gezeigt, wo von einem Ventilator auf zwei übergegangen wird. Ein Ventilator fördert für 1000 m Rohrlänge noch 1,50 cbm Luft mit $n = 2370$; $h_s = 420$ mm W.-S. Von diesem Punkt ab arbeiten zwei Ventilatoren, die bei 1500 m noch 1,50 cbm Luft mit $2 \cdot 315 = 630$ mm

W.-S. liefern müssen. Mithin $V_1 = 1,50$, $h_1 = 315$; $n = 2100$, $N_e = 2 \cdot 10,7 = 21,4$ PS. (Siehe Kurvenblätter.)

Bei 1000 m Rohrlänge liefern die beiden Ventilatoren mit der Drehzahl $n = 2100$ mehr Luft unter höherem Druck als normal. Für 1,50 cbm Luft wäre die Drehzahl nur 1800; die Fördermenge steigt also auf

$$V_2 = \frac{1,50 \cdot 2100}{1800} = 1,75 \text{ cbm/sek}$$

und die Druckhöhe auf

$$h_2 = 420 \left(\frac{2100}{1800} \right)^2 = 572 \text{ mm W.-S.}$$

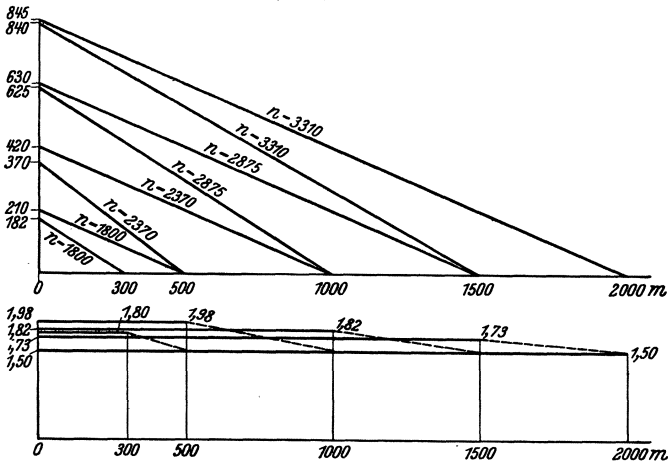


Abb. 20. Verlauf des statischen Druckes und der Fördermenge in den verschiedenen Zeitabschnitten.

Zahlentafel 6.

Rohrlänge l m	Drehzahl		Fördermenge		Betriebsdruck		Betriebskraft	
	n_1 Min.	n_2 Min.	V_1 cbm/sek	V_2 cbm/sek	h_1 mm W.-S.	h_2 mm W.-S.	$N e_1$ PS	$N e_2$ PS

Beispiel:

300		1800		1,80		182		90
500	1800	2370	1,50	1,88	210	370	8,0	16,5
1000	2370	2875	1,50	1,82	420	625	13,5	23,5
1500	2875	3310	1,50	1,73	630	845	19,8	29,5
2000	3310		1,50		840		26,8	

Beispiel:

1000		2100	1,50	1,75	420	2,290	13,5	24,0
1500	2100	2370	1,50	1,69	2,315	2,400	21,4	29,6
2000	2370	2625	1,50	1,66	2,420	2,515	27,0	35,0
2500	2625		1,50		1050		33,0	

Das Kurvenblatt (Abb. 17) gibt für einen Ventilator bei $n = 2100$ und $V = 1,75$, $h_1 = 290$ mm W.-S.; das gibt für beide zusammen 580 mm W.-S und erfordert $2 \cdot 12 = 24,0$ PS. Betriebskraft.

In derselben Weise werden die Leistungen und Drehzahlen der folgenden Übergangspunkte berechnet.

Die Änderungen von V , h , n und Ne werden mit gestrichelten Linien in die Diagramme (Abb. 19) eingetragen.

Die Untersuchungsergebnisse der beiden vorstehenden Beispiele werden in Zahlentafel 6 zusammengestellt.

Beispiel 21. Der Betrieb der gleichen Luftleitung erfolge mit nur einem Ventilator und es werde von 1000 m ab eine Steigerung der Drehzahl unterlassen. Frage: In welcher Weise nimmt die Fördermenge beim Vorstrecken der Leitung auf 2500 m ab?

Die Drehzahl eines Ventilators, die für 1000 m Leitung noch 1,50 cbm Luft liefert, ist 2370. Um bequemerweise die Kurve für $n = 2400$ (Abb. 17) benutzen zu können, wird von dieser Drehzahl ausgegangen. Bei 1000 m ist dann die Fördermenge

$$V = 1,50 \frac{2400}{2370} = 1,54 \text{ cbm/sek}$$

und die Druckhöhe beträgt

$$420 \left(\frac{2400}{2370} \right)^3 = 432 \text{ mm W.-S.}$$

Das Druckgefälle für $V = 1,50$ cbm/sek ist 0,042 mm W.-S./m, daher finden wir bei $432 : 0,042 = 1029$ m wieder die normale Fördermenge $V = 1,50$ cbm/sek. Sie sinkt von da ab weiter.

Die Lösung erfordert die Anwendung der gleichwertigen Öffnung bezüglich a) Ventilator (aktiv) und bezüglich b) Rohrleitung (passiv).

a) Aus Kurvenblatt (nach Abb. 17) entnehmen wir

$V =$	1,5	1,4	1,3	1,2	1,1	1,0	0,9 cbm/sek
$h_s =$	430	436	442	443	440	435	430 mm W.-S.

daraus wird

$$\frac{V}{\sqrt{h}} = \begin{matrix} 0,0725 & 0,0673 & 0,0620 & 0,0572 & 0,0526 & 0,0478 & 0,0430 \end{matrix}$$

$$A_1 = 0,242 \frac{V}{\sqrt{h}} = \begin{matrix} \mathbf{0,0175} & \mathbf{0,0163} & \mathbf{0,0150} & \mathbf{0,0138} & \mathbf{0,0127} & \mathbf{0,0116} & \mathbf{0,0107} \end{matrix}$$

b) Gleichung (64 a)

$$h = z = \frac{16 \cdot \lambda \cdot \gamma}{\pi^2 \cdot 2g} \cdot \frac{V^2}{d^5} l,$$

daraus wird

$$\frac{V^2}{h} = \frac{1}{l} \cdot \frac{\pi^2 \cdot 2g \cdot d^5}{16 \cdot \lambda \cdot \gamma},$$

$$A_1 = 0,242 \frac{V}{\sqrt{h}} = 0,242 \sqrt{\frac{1}{l}} \cdot \sqrt{\frac{\pi^2 \cdot 2g \cdot d^5}{16 \cdot \lambda \cdot \gamma}}$$

$$= \sqrt{\frac{1}{l}} \cdot 0,242 \cdot \sqrt{\frac{9,87 \cdot 19,62 \cdot 0,01024}{16 \cdot 0,02 \cdot 1,15}} = 0,565 \sqrt{\frac{1}{l}}.$$

$l = 1000$	$\sqrt{l} = 31,60$	$\frac{1}{\sqrt{l}} = 0,0316$	$\times 0,565 = A_1 = 0,0178$	$\left. \begin{array}{l} V \\ 1,54 \\ 1,50 \\ 1,37 \\ 1,27 \\ 1,17 \\ 1,10 \\ 1,02 \\ 0,95 \end{array} \right\}$
$l = 1250$	$\text{,,} = 35,40$	$\text{,,} = 0,0283$	$\times 0,565 = \text{,,} = 0,0160$	
$l = 1500$	$\text{,,} = 38,73$	$\text{,,} = 0,0258$	$\times 0,565 = \text{,,} = 0,0146$	
$l = 1750$	$\text{,,} = 41,80$	$\text{,,} = 0,0239$	$\times 0,565 = \text{,,} = 0,0135$	
$l = 2000$	$\text{,,} = 44,72$	$\text{,,} = 0,0224$	$\times 0,565 = \text{,,} = 0,0127$	
$l = 2250$	$\text{,,} = 47,40$	$\text{,,} = 0,0211$	$\times 0,565 = \text{,,} = 0,0118$	
$l = 2500$	$\text{,,} = 50,00$	$\text{,,} = 0,0200$	$\times 0,565 = \text{,,} = 0,0113$	$0,95$

Man findet die gesuchten Fördermengen durch Interpolation und Vergleich mit den Größen A_1 und den zugehörigen V unter a) bezüglich Ventilator.

Die V -Werte werden in Abb. 21 aufgetragen. Wir ersehen daraus, daß die Fördermenge am Schluß um 0,55 cbm/sek abgenommen hat. Die Betriebskraft sinkt dabei langsam von 14,2 PS. bei 1029 m Rohrleitung auf 10 PS. am Ende der 2500 m langen Leitung.

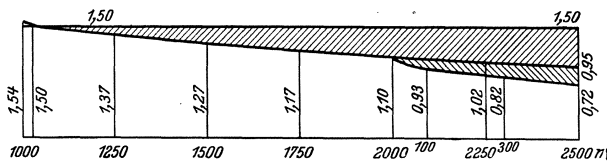


Abb. 21.

Abb. 22.

Abb. 21. Abnahme der Fördermenge mit der Verlängerung der Rohrleitung bei konstanter Drehzahl.
Abb. 22. Starke Abnahme der Fördermenge infolge eines engen Rohrleitungsendes.

Beispiel 22. Aus Bequemlichkeit, weil die Rohre gerade vorhanden sind, werden die letzten 500 m von 2000 bis 2500 mit Durchmesser 350 mm verlegt, während die Drehzahl $n = 2400$ beibehalten wird.

Frage: Wie wird dadurch die Fördermenge beeinflusst?

An der Übergangsstelle wird ein schlanker Konus eingesetzt. Der Verlust an statischer Druckhöhe infolge Zunahme der Geschwindigkeit wird nicht in Rechnung gezogen.

A_1 für Durchmesser 350 mm Rohre wird mit Bezug auf die 400 mm Rohre berechnet.

$$A_{1(350)} = \frac{1}{\sqrt{l}} \cdot 0,565 \cdot \sqrt{\frac{0,35^5}{0,40^5}} = \frac{0,264}{\sqrt{l}}.$$

Für	2000	2100	2300	2500 m
bzw.		100	300	500 m
wird A_1 (350)		0,0264	0,0153	0,018
A_1 (400) =	0,0127			

Nach Gleichung (75) wird

$$\frac{1}{A_1^3} = \frac{1}{A_1^2(400)} + \frac{1}{A_1^2(350)}$$

und durch graphische Lösung (Abb. 23)

wird $A_1 =$	0,01130	0,0097	0,0085
und die zugehörige Fördermenge $V =$	0,93	0,82	0,72 cbm/sek

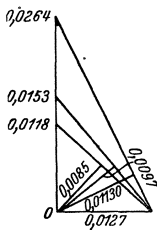


Abb. 23. Graphische Bestimmung des Düsenwertes A_1 .

Die Fördermengen werden in gleicher Weise bestimmt wie im vorhergehenden Beispiel aus den zugehörigen äquivalenten Weiten des Ventilators.

Wir haben für $V =$	0,9	0,8	0,7 cbm/sek
$h =$	430	425	420 mm W.-S.
daraus wird $A_1 =$	0,0107	0,00943	0,00826.

Durch Interpolation werden die durch die Leitung beförderten Luftmengen gefunden und in Abb. 22 eingetragen.

Wir finden zum Schluß kaum mehr die Hälfte der vorgeschriebenen Luftmenge von 1,50 cbm/sek. Man ist eben des beschränkten Raumes wegen zu sehr geneigt, gegen Stollenvorort enge Rohre zu verwenden. Umgekehrt würden auch

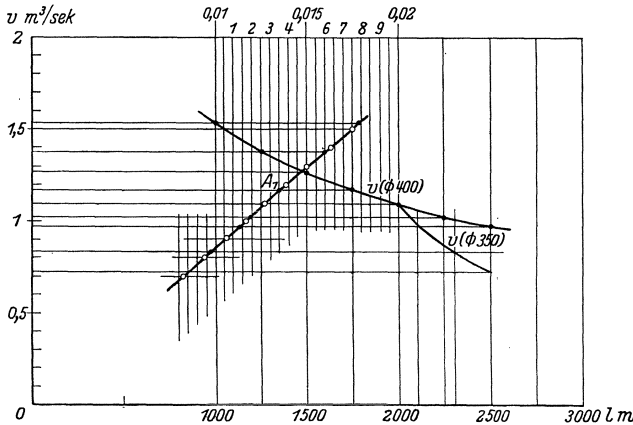


Abb. 24. Graphische Ermittlung der Fördermengenabnahme aus Beispiel 21 und 22.

ohne Erhöhung der Betriebskraft die Luftverhältnisse wesentlich verbessert, wenn man im fertigen Stollen Rohre von 0,50 bis 0,60 m Durchmesser einschalten würde.

Beispiel 23 (Abb. 24).

In Abb. 24 sind die Werte der äquivalenten Öffnungen der abgelesenen Leistungsdaten aus Abb. 17 bei $n = 2370$ und $V = 1,5, 1,4$ usw. eingetragen, wie sie vorstehend unter a) berechnet wurden. A_1 ist als Abszisse, V als Ordinate gewählt. Die Punkte sind durch 0 markiert. Der Verlauf stellt eine Charakteristik des Ventilators¹ dar. — Andererseits sind unter b) die äquivalenten Öffnungen der Rohrleitung bei 1000, 1250, 1500 m usw. Länge der Rohrleitung¹ berechnet und auch mit A_1 bezeichnet worden. Durch Eintragung derselben auf der vorstehend erwähnten Kurve erhält man die vom Ventilator bei den angenommenen Rohrlängen durchgedrückten Luftmengen. Die Punkte sind durch . markiert. Das Gleiche wurde mit den A_1 von Abb. 23 durchgeführt. Durch horizontale Verschiebung dieser Punkte auf die Vertikalen der unten markierten Abszissen der Rohrlängen von 1000, 1250, 1500 usw. erhält man die Kurve der Abb. 21 und 22. Das Beispiel zeigt die praktische Anwendung der Darstellung in Abb. 6.

XI. Druck- und Geschwindigkeitsmessungen der Luft. Bestimmung der Fördermenge. Registrierapparate.

Wir unterscheiden:

A. Messungen bei Prüfungs- und Leistungsversuchen an Ventilatoren und Ventilatoranlagen.

B. Betriebsmessungen, meistens verbunden mit Registrierapparaten.

Um möglichst kurz zu sein, geben wir bezüglich Frage A eine Übersicht im Anschluß an die „Regeln für Leistungsversuche usw.“, Ausgabe 1925; denn es ist für den Lernenden ratsam, sich frühzeitig mit den allgemein anerkannten Regeln vertraut zu machen, die dem Praktiker bei seinen Ausführungen als Wegleitung dienen.

A. Messungen bei Prüfungs- und Leistungsversuchen.

1. Druckmessungen.

a) Druck eines in Ruhe befindlichen Gases darf als bekannt vorausgesetzt werden. Er wird in Kilogramm auf die Flächeneinheit 1 qm, 1 qcm angegeben. Häufig ist es bequem, statt des absoluten Druckes selbst mit Druckdifferenzen zu rechnen. Als Vergleichsdruck dient dabei meist der durch das Barometer angezeigte Atmosphärendruck p_0 . Bei höherem Druck p heißt $p - p_0$ Überdruck, bei geringerem Druck als Atmosphärendruck heißt der Druckunterschied $p_0 - p$ Unterdruck (Saugdruck, Depression).

¹ Siehe Kennziffer S. 140.

b) Der Druck einer strömenden Flüssigkeit setzt sich aus zwei Teilen zusammen: Aus dem Druck, den ein durch die Flüssigkeitsteilchen bewegtes Druckmeßgerät (z. B. Aneroidbarometer) anzeigen würde; dieser Druck wird in der Technik als statischer Druck (p_s) bezeichnet. Trifft der Gasstrom auf ein Hindernis, so wird da, wo sich die Strömung vor dem Hindernis teilt, die Geschwindigkeit zu Null und der Aufstau oder der dadurch fühlbare Druck hat (unter der Annahme eines gleichbleibenden Raumgewichtes γ) die Größe $\gamma \frac{w^2}{2g} = p_d$, wobei an der gleichen Stelle noch der statische Druck p_s herrscht.

Der Wert p_d ist (auch ohne das gedachte Hindernis), die in der Volumeneinheit der bewegten Flüssigkeit enthaltene kinetische Energie, und die gesamte mechanische Energie, die die Volumeneinheit mit sich führt, wird mit Gesamtdruck p_g bezeichnet.

$$p_g = p_s + p_d \quad (84)$$

Der statische Druck als Überdruck ist positiv, als Unterdruck negativ, während der dynamische Druck stets positiv ist. Im Fall eines statischen Unterdruckes muß dieser vom dynamischen Druck abgezogen werden, um den Gesamtdruck zu erhalten. Zur Messung hoher Drucke verwendet man Federmanometer, die geeicht sein müssen, für mittlere und kleine Drucke eignen sich Flüssigkeitsmanometer, meist als aufrechte U-Rohre mit Quecksilber-, Wasser- oder Alkoholfüllung. Bedingung ist ein gutgeteilter Maßstab, außerdem die Kenntnis des spezifischen Gewichtes der Flüssigkeit. Besondere Aufmerksamkeit ist dem Temperatureinfluß auf Alkohol zu schenken, dessen spezifisches Gewicht außerdem stark vom Wassergehalt beeinflußt wird.

Zur Messung kleiner statischer Drucke verwendet man Mikromanometer. Es sind dies Flüssigkeitsmanometer mit geneigtem Rohr, womit eine Genauigkeit von $1/10$ mm Flüssigkeitssäule erreicht wird¹. Das schiefe Rohr trägt eine entsprechende Teilung oder es ist um eine wagrechte Achse beweglich; es wird der Neigungswinkel gemessen und daraus die senkrechte Höhe berechnet, wie z. B. beim Mikromanometer von R. Fueß in Steglitz, nach den Angaben von Dr. Brabbée hergestellt.

Ähnlicher Bauart ist das Mikromanometer nach Dr.-Ing. Berlowitz, besprochen in Dinglers polytechnischem Journal 1914, S. 294.

Die Druckmessung in der Strömung bereitet ziemliche Schwierigkeiten, um die Einflüsse von dynamischen und statischen Druck voneinander zu trennen. Das zur Druckentnahme in die Strömung eingeführte Gerät verursacht eine Störung in der Druckverteilung. Von

¹ Bei unruhigem Niveau ist indes mit einem unsicheren Meßergebnis zu rechnen.

den vier Rohranschlüssen, Abb. 25, gibt die dem Strom zugewandte Öffnung *B*, ein sogenanntes Pitotrohr, den Gesamtdruck genau an. Bedingung ist eine genaue Parallelstellung zur Stromrichtung. Von der Ausbohrung *A* kann der statische Randdruck ziemlich genau entnommen werden, wenn sie klein und sauber, ohne Grat und Einbeulung ausgeführt ist. Neuere Messungen haben indes eine geringe Saugwirkung ergeben, wodurch der statische Druck um 1 bis 3 v. H. vermindert wird.

Bei der Rohrmündung *C* und *D* übt der vorüberziehende Luftstrom eine kräftige Saugwirkung aus (stärker bei *C*), weshalb die Anordnungen *C* und *D* unbrauchbar sind.

Der statische Druck im Innern der Strömung kann durch das Hakenrohr mit seitlichen Anbohrungen gemessen werden (Abb. 26).

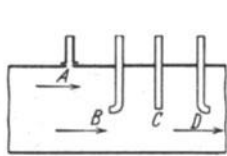


Abb. 25. Vier verschiedene Rohranschlüsse.



Abb. 26. Hakenrohr.



Abb. 27. Kombination von Pitotrohr und Hakenrohr.

Messungen des dynamischen Druckes werden nach dem Prinzip des Pitotrohres ausgeführt. Dieses, wenn es genau parallel in die Strömung gehalten wird, mißt den dynamischen sowie den statischen Druck an der Meßstelle. Der dynamische Druck p_d ist der Luftgeschwindigkeit proportional

$$p_d = \frac{\beta \gamma w^2}{2g} .$$

Die Proportionalitätsziffer β ist durch Eichung zu ermitteln. Beim Staugerät nach Prandtl ist $\beta = 1$; bei demjenigen nach Brabbée wird der Beiwert zu 0,99 angegeben. Um gute Meßergebnisse zu erhalten, sollte p_d nicht zu klein sein, nicht unter 10 mm W.-S.

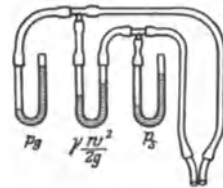


Abb. 28. Gleichzeitige Bestimmung von p_s , p_d und p_g durch drei Flüssigkeitsmanometer.

Wenn man das Pitotrohr mit einem Hakenrohr umgibt, so können mit gewissen Vorrichtungen p_g , p_s und auch p_d bestimmt werden (Abb. 27). Der Stil enthält eine doppelte Bohrung: durch das Kernrohr wird der Gesamtdruck p_g , durch das Mantelrohr der statische Druck p_s nach den beiden Ansätzen für die Gummischläuche nach den verschiedenen Flüssigkeitsmanometern geleitet. Abb. 28 zeigt drei Flüssigkeitsmanometer. Wird das Kernrohr mit dem einen des Manometers (links) verbunden, so wird Gesamtdruck p_g angezeigt, mit dem Mantelrohr allein wird rechts der statische Druck p_s bestimmt,

und wenn man den Gesamtdruck auf den einen Schenkel des Manometers in der Mitte und den statischen Druck auf den anderen Schenkel einwirken läßt, so erscheint der dynamische Druck als Niveaudifferenz der Flüssigkeit beider Schenkel.

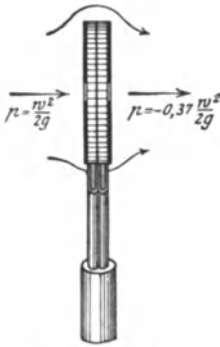


Abb. 29. Krellsche Stauscheibe.

Die Genauigkeit dieser Meßgeräte steht außer Zweifel, dennoch können selbst bei Parallelstellung mit der Stromrichtung Ungenauigkeiten vorkommen, hervorgerufen durch Wirbel und schraubenförmig gewundene Bewegung der Luft. Deshalb empfiehlt es sich, vor der Meßstelle einen Geradrichter in Form von kreuzförmig eingelegten Gleitflächen einzufügen. Diese bestehen aus zwei dünnen glatten Blechen mit einer Länge von 2 bis 3mal dem Durchmesser.

Ein demselben Zwecke dienendes Meßgerät ist die Krellsche Stauscheibe. Sie besteht aus einer Scheibe von 22 mm Durchmesser. Der dynamische Druck p_d , der auf der Vorderseite der Scheibe entsteht, ist $\gamma \frac{w^2}{2g}$, während der auf der

Rückseite entstehende Unterdruck $= -0,37 \frac{\gamma w^2}{2g}$ ausmacht.

Das Manometer zeigt also $= 1,37 p_d$ an. Der statische Druck der beiden Kanäle hebt sich gegenseitig auf (Abbildung 29).

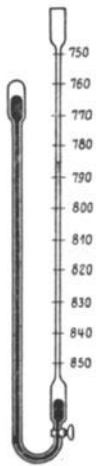


Abb. 30. Kontrabarometer.

Die Stauscheibe ist durch das Pitotrohr verdrängt worden und wird kaum mehr angewendet; denn eine leichte Verdrehung der Scheibe gegenüber der senkrechten Lage zur Stromrichtung fälscht die Messung, außerdem wird der Rohrquerschnitt stark verengt.

c) Unmittelbare Messungen des absoluten Druckes und daraus Bestimmung des Druckunterschiedes verschiedener Punkte begehbarer Stollen, insbesondere in Bergwerken, dabei ist aber stets der Einfluß des Höhenunterschiedes der Vergleichspunkt in Rechnung zu setzen.

Solche Messungen können vermittels eines sehr empfindlichen Aneroidbarometers ausgeführt werden. Doch erweist sich der zarte Mechanismus gegenüber den harten Luftstößen in der Grube als unsicher.

An seiner Stelle wird das sog. Kontrabarometer verwendet (Abb. 30). Bei diesem Gerät ist der offene Schenkel des normalen Quecksilberbarometers so lang wie der mit Quecksilber gefüllte Schenkel, und sein Querschnitt um ein Vielfaches kleiner als der Querschnitt des Quecksilberspiegels im offenen Schenkel. Darüber befindet sich eine leicht gefärbte Flüssigkeit, Alkohol oder Äther. Schwankungen des

Luftdruckes werden entsprechend dem Übersetzungsverhältnis vom Quecksilberspiegel und offenem Schenkel vergrößert, und zwar im umgekehrten Sinne angezeigt, so daß man auf $\frac{1}{10}$ mm W.-S. genau ablesen kann. Das Kontrabarometer ist allerdings wegen seiner Länge von etwa $1\frac{1}{4}$ m unhandlicher als das Aneroidbarometer, hat aber den Vorzug, daß es den Schwankungen des Luftdruckes unmittelbar folgt und mindestens ebenso genaue Ablesungen erlaubt.

Beim Gebrauch sind die bekannten Korrekturen des Barometerstandes vorzunehmen. Der Gegendruck der leichten Flüssigkeitssäule ist schon in der Teilung berücksichtigt. Für den Vergleich zweier Punkte in verschiedener Höhenlage muß die damit verbundene Änderung des Barometerstandes (z. B. auf Meereshöhe 1 mm Q.-S. für 10,5 m Höhenunterschied) in Rechnung gesetzt werden oder, anders gesagt: der Barometerstand ist auf das gleiche Niveau zu reduzieren.

2. Mengen- und Geschwindigkeitsmessungen.

a) Unmittelbare Messungen der Luftmenge durch Gasbehälter oder Gasuhren. Solche werden selten und nur in besonderen Fällen angewendet. („Regeln“ S. 13.)

b) Messungen durch Querschnittsveränderungen und mechanische Vorrichtungen. Die Messung von Flüssigkeits- und Gasmen gen durch Staudruck-Meßgeräte ist einfach und zuverlässig. Es wird dabei der Druckunterschied vor und hinter der Querschnittsverengung gemessen. Die Durchflußmenge ist der Quadratwurzel der Druckdifferenz proportional. Dieses Verhalten dergleichen Vorrichtungen wurde unseres Wissens erstmalig bestimmt ausgesprochen bei Einführung des von Clemens Herschel 1887 erfundenen Venturimessers.

Als Staudruck-Meßvorrichtungen werden angewendet:

α) Der Staurand (Stau- oder Drosselscheibe).

β) Düsen. Dazu gehört auch das Venturirohr. Letzteres wird im Abschnitt B ausführlich behandelt.

γ) Die Methode der Rohrreibungsmessung.

δ) Anemometer.

ϵ) Verteilung der Luftgeschwindigkeit über dem Luftkanalquerschnitt.

α) Der Staurand. Dieser hat vor der Düse den großen Vorteil der einfachen Herstellung und geringen Baulänge. Die Scheibe besitzt eine scharfe kreisförmige Öffnung, jedoch stimmt der Querschnitt des austretenden Strahles nicht mit der freien Staurandfläche überein. Es entsteht eine Einschnürung des Strahles infolge der starken Umlenkung der von der Rohrwand zuströmenden Gasteilchen, der wesentlich von dem Verhältnis

$$\frac{d}{D} = \frac{\text{Stauranddurchmesser}}{\text{Rohrdurchmesser}} \quad (85)$$

abhängt.

Als Normal-Staurand wird der von Kretzschmer angegebene empfohlen, dessen Form und Abmessungen im VII. Teil der „Regeln“ unter L angegeben sind.

Wenn $m = \left(\frac{d}{D}\right)^2$ das Öffnungsverhältnis ist, so gelten nach neueren Messungen für Luft für $m = 0,15$ bis 75 die Druckflußziffern $\alpha = 0,61$

bis $0,91$ gemäß nebenstehender Zahlentafel und graphischer Darstellung Abb. 52, S. 42 der „Regeln“.

Die durch den Staurand fließende Menge ist

$$V = \alpha \cdot f \sqrt{\frac{2g(p - p_0)}{\frac{\gamma + \gamma_0}{2}}}. \quad (86)$$

Hierin bedeuten:

f die Fläche der Staurandöffnung in qm ;

$p - p_0$ die gemessene Druckdifferenz am Staurand in mm W.-S. ;

$\frac{\gamma + \gamma_0}{2}$ das arithmetische Mittel des Raumgewichtes des Gases vor und hinter dem Staurand in kg/cbm .

Für weiteres siehe auch Abschnitt I: Ausströmen der Luft in den freien Raum; Abschnitt V: Das Prinzip des äquivalenten Querschnitts und aus den Regeln S. 14 bis 16, desgleichen Kurvenblatt M. S. 50.

β) Düsen. Für einheitliche Verwendung sind heute sog. Normaldüsen in Gebrauch. Form, Abmessungen und Koeffizienten sind aus dem VII. Teil der „Regeln“ zu entnehmen. Eine Kontraktion findet nicht statt. Man spricht von verlustfreien Düsen; immerhin muß eine Durchflußziffer α in Rechnung gesetzt werden. Ihr Wert schwankt zwischen $0,97$ und fast $1,0$. Die höheren Werte gelten für größere Abmessungen. Meistens wird ein Mittelwert von $0,98$ angenommen, so daß das Meßergebnis ohne Eichung im allgemeinen schon auf etwa $\pm 2\%$ genau ist.

α ist durch Eichung zu bestimmen.

Die Anordnung einer Düse kann im Einlauf, Durchfluß oder Auslauf erfolgen.

Die Durchflußmenge V bestimmt sich für den Überdruck p' bis 150 mm W.-S. nach der Gleichung

$$V = \alpha \cdot F \sqrt{\frac{2gp'}{\gamma}}. \quad (87)$$

Für höhere Druckunterschiede sind die genauen Formeln Tafel B, S. 52 der „Regeln“ anzuwenden. Die Berechnung der Durchflußmenge wird erleichtert durch die Tafel H.

Zahlentafel 7.

m	α	m	α
0,15	0,61 \pm 0,02	0,50	0,70 \pm 0,02
0,20	0,615 \pm 0,02	0,55	0,725 \pm 0,02
0,25	0,625 \pm 0,02	0,60	0,755 \pm 0,02
0,30	0,635 \pm 0,02	0,65	0,795 \pm 0,02
0,35	0,645 \pm 0,02	0,70	0,845 \pm 0,02
0,40	0,66 \pm 0,02	0,75	0,91 \pm 0,02
0,45	0,68 \pm 0,02		

γ) Methode der Rohrreibungsmessung. Bei dieser Methode wird als Widerstand die Rohrreibung (Reibungsdruck, Druckabfall) einer kurzen Rohrstrecke zur Bestimmung der Durchflußmenge benutzt. Obgleich ihr eine geringere Bedeutung zukommt als den Staurand- oder Düsenmessungen, so muß sie, will man sich nicht mit einer einfachen Erwähnung begnügen, zum besseren Verständnis etwas ausführlich behandelt werden, außerdem gibt sie einen guten Einblick in das Wesen der Rohrreibung.

Seit einigen Jahren ist die Methode der Rohrreibungsmessung zur Bestimmung der Durchflußmenge in einer Rohrleitung mehr und mehr benützt worden.

Die Arbeiten von Biel, Blasius, Ombeck (Forschungsarbeiten, Heft 158, 159), namentlich aber von Jakob in der Physikalischen

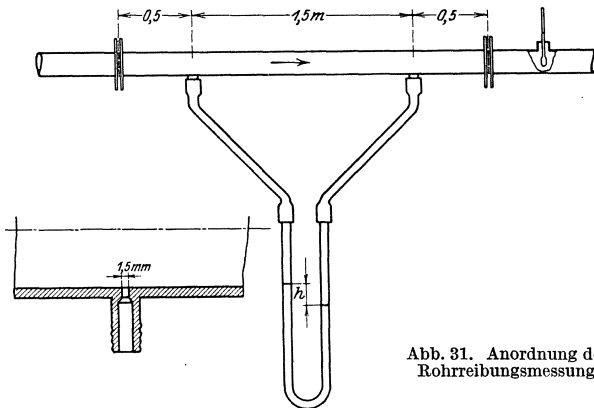


Abb. 31. Anordnung der Rohrreibungsmessung.

Reichsanstalt Berlin (siehe Z. V. d. I. 1922, S. 178 usw.) haben gezeigt, daß dieser Messung eine große Genauigkeit zukommt. Dabei ist sie von einer unübertreffbaren Einfachheit und braucht keine besonderen Apparate. Verlangt ist nur ein geradliniges Leitungsstück von 2 bis 3 m Länge. Für die eigentliche Meßlänge genügt 1,5 m. In diesem Abstand werden die beiden Löcher gebohrt, die zur Druckmessung dienen (Abb. 31). Außerhalb dieser Löcher soll mindestens 0,5 m gerades Rohr laufen, durch das das Gas ohne Wirbel fließt. Es sind Siebe (Drahtgaze) einzuschalten, um Drehbewegungen und Wirbel unschädlich zu machen. Das Rohr muß wagerecht liegen. Die Anbohrungen sind am besten unten anzubringen und die Schläuche mit beständigem Gefälle nach dem Manometer zu legen. Die Löcher dürfen nur mit 1,5 mm Durchmesser in das Rohr einmünden, damit die Strömung keinen Einfluß auf die Druckmessung ausübt und wirklich nur der statische Druck gemessen wird. Das Manometer ist ein V-förmiges

Glasrohr mit Alkoholfüllung ($1\frac{1}{2}$ m lang). Vor jedem Versuch ist das spezifische Gewicht des Alkohols zu messen, da es möglich ist, daß dieser mit der Zeit aus der Luft Wasser aufnimmt.

Die Messung kann dann ohne Störung während des Betriebes erfolgen.

Aus der bekannten Gleichung für die Rohrreibung ist

$$\frac{\Delta p}{\gamma} = \lambda \frac{l}{d} \frac{w^2}{2g} = \frac{\lambda}{4} \frac{F}{U} l \frac{w^2}{2g}.$$

Für kreisrunden Querschnitt ist $\frac{F}{U} = \frac{4}{d}$; aus

$$\Delta p = \frac{\lambda l}{d} \gamma \frac{w^2}{2g}$$

wird

$$w = \sqrt{\frac{2gd \Delta p}{\lambda l \gamma}}, \quad (88)$$

$$G = F w \gamma = \frac{\pi}{4} d^2 \cdot \sqrt{\frac{2gd \Delta p}{\lambda l \gamma}}. \quad (89)$$

Das Neue an der Methode besteht darin, daß wir einen sicheren Aufschluß über den Rohrreibungskoeffizienten λ haben. Nach Jakob und Ombeck ist λ abhängig von der Geschwindigkeit w (cm/sek), dem Durchmesser d (cm) und dem Zähigkeitsmodul ν des Stoffes, dann noch etwas von der Temperatur und stark abhängig von dem absoluten Druck in der Leitung. In der Physikalischen Reichsanstalt wurde die Formel aufgestellt

$$\lambda = 0,3272 \left(\frac{\nu}{wd} \right)^{0,253}. \quad (90)$$

Für angenäherte Rechnung darf man setzen

$$\lambda = 0,3272 \sqrt[4]{\frac{\nu}{wd}}. \quad (91)$$

Diese Formel ist allerdings nur an einem glatten Messingrohr aufgestellt worden, entspricht also einem bestimmten Rauheitsgrad. Da nun aber bei den meisten Ventilatoren Rohre aus glattem Eisen- oder Stahlblech ausgeführt werden, deren Längsnähte heute überall autogen geschweißt werden, so darf obige Formel auch hier gelten. (Für rauhe Rohre hat Ombeck die Formel auch aufgestellt.)

Unter der absoluten Zähigkeit η versteht man die Kraft (in Dyn), die nötig ist, um zwei Flüssigkeitsschichten von 1 qcm Fläche im Abstand von 1 cm voneinander mit der Geschwindigkeit $w = 1$ cm/sek zu verschieben (Abb. 32).

Für Luft ist

$$\eta = 0,000171 + 0,000000493 t, \quad (92)$$

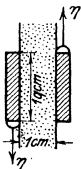


Abb. 32.
Wirkungsweise
der absoluten
Zähigkeit η .

wörin t die Temperatur der Schicht bedeutet. Man nennt den Quotient

$\nu = \frac{\eta}{\gamma}$ den Zähigkeitsmodul. Hier ist γ in g/ccm einzusetzen.

Für Luft ist nach der Gleichung von Gay-Lussac für $p' = 1$ Atm.

$$\gamma' = \frac{735,5}{760} \frac{0,001293}{1 + 0,00367 t} \text{ g/cbm}$$

eingesetzt gibt $p' = 1$ Atm.

$$\begin{aligned} \nu' = \frac{\eta}{\gamma'} &= \frac{760 \cdot 0,000171}{735,5 \cdot 0,001293} + \frac{760}{735,5} \frac{0,000000493}{0,001293} t \\ &+ \frac{760}{735,5} \frac{0,00367 \cdot 0,000171 t}{0,001293} + \frac{760}{735,5} \frac{0,00367}{0,001293} \cdot 0,000000493 t^2. \end{aligned}$$

Unter Vernachlässigung des letzten Gliedes wird

$$\nu' = 0,137 + 0,0009 t. \quad (93)$$

Für einen beliebigen anderen Druck p ist

$$\nu = \frac{\nu' \gamma'}{\gamma} = \nu' \frac{p'}{p} = \frac{p'}{p} (0,137 + 0,0009 t). \quad (94)$$

Diese Zahl muß in Gleichung (89) eingestellt werden, um λ zu erhalten. Nun ist aber in dieser Gleichung die Geschwindigkeit w unbekannt. Man kann w zunächst probeweise annehmen und λ bestimmen und damit w aus Gleichung (87) ausrechnen und durch Wiederholung einen angenähert richtigen für λ bestimmen.

Beispiel 24. Versuch I, Ombeck. $l = 100$ cm; $d = 2,004$ cm¹; gemessen:

$$\begin{aligned} \Delta p &= 54,42 \text{ mm W.-S.}, \quad p = 14345 \text{ kg/qm} = 1,4345 \text{ kg/qcm}, \\ t &= 22,4^\circ, \quad T = 295,4^\circ, \quad G = 0,01264 \text{ kg/sek}, \quad \gamma' = 1,16, \quad \gamma = 1,652, \\ \nu &= (0,1367 + 0,0009 \cdot 22,4) \frac{1,16}{1,652} = 0,103. \end{aligned}$$

Mit dem gemessenen Gewicht ist $\gamma = 1,652$,

$$w = \frac{G}{\gamma \cdot f} = \frac{0,01264}{1,652 \cdot 0,000314} = 24,3 \text{ m/sek.}$$

Damit wird aus der Messung des Druckabfalles der Rohrreibung

$$w = \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 \cdot 0,02 \cdot 54,42}{0,0221 \cdot 1,0 \cdot 1,652}} = 24,2 \text{ m/sek.}$$

$$G = 24,2 \cdot 1,652 \cdot 0,00314 = 0,01260 \text{ kg/sek}$$

(stimmt mit der Messung).

¹ Es sei hier auf das kleine Rohrkaliber und die verhältnismäßig große Geschwindigkeit aufmerksam gemacht; für größere Rohrdurchmesser und kleinere Geschwindigkeiten dürfte diese Methode zu kleine Druckunterschiede ergeben, um genaue Resultate zu liefern. Ein geeignetes Instrument für kleine Kaliber und kleine Geschwindigkeiten ist die Gasuhr.

Wichtig ist, daß diese Messung auch für beliebige Gase möglich ist bei hohen und tiefen Temperaturen. Für die Zähigkeit einer großen Anzahl von Gasen darf man wohl diejenige für Luft einsetzen, die Verschiedenheit kann nicht groß sein, außerdem ist zu beachten, daß $\nu = \frac{\eta}{\gamma}$, der Zähigkeitsmodul unter der vierten Wurzel steht; somit sind kleine Abweichungen nicht von großem Einfluß.

Man fährt bei dergleichen Messungen am besten, wenn man zuerst λ einfach wählt, um w angenähert aus Gleichung (87) zu berechnen, und alsdann λ aus Gleichung (89) unter Einsetzung des Wertes von ν aus Gleichung (93) berechnet.

[Im Laboratorium des Technikums Winterthur wurde Gleichung (89) nachgeprüft und absolut genau befunden.] Bei rauhen Rohrwandungen (Gußeisen, Zement, rauhe Bretter) rechnet Ombeck aus eigenen und Versuchen früherer Verfasser

$$\lambda = 0,129 \left(\frac{\nu}{wd} \right)^{\frac{1}{\kappa}}, \quad (95)$$

hierin ist der Exponent

$$\kappa = a + \frac{B\varepsilon}{d} \quad (96)$$

a und B sind Konstanten, $\frac{\varepsilon}{d}$ die relative Rauigkeit, d der Durchmesser in cm. Aus Versuchen wurde $a = 4,2$ bestimmt und

für schmiedeeiserne Gasrohre . . . $B\varepsilon = 8,6$ und $d = 2,9$ cm : $\kappa = 7,2$,
 „ verzinktes Eisenblech, genietet $B\varepsilon = 102$ „ $d = 26$ „ : $\kappa = 8,1$,
 „ Eisenblech, genietet $B\varepsilon = 114$ „ $d = 60$ „ : $\kappa = 6,1$.

Trotzdem $B\varepsilon$ stark veränderlich ist, ändert sich κ nur wenig mit dem Durchmesser. Als Mittelwert kann $\kappa = 7,5$, $\frac{1}{\kappa} = 0,133$ angenommen werden.

Beispiel 25. Berechnung des Druckes eines Ventilators. Am Ende einer Leitung $l = 300$ m, $d = 0,5$ m soll noch ein Druck von 300 mm W.-S. vorhanden sein.

Wie groß ist der zu Anfang der Leitung zu erzeugende Druck bei einer Fördermenge von 6 cbm/sek?

Ende: $p_0 = 1,0300$ Atm., $t_0 = 20^\circ$, $\gamma_0 = 1,2$, $V = 6$ cbm/sek, $w = 30,5$. Zur Berechnung des Druckverlaufes wird die Leitung in sechs Strecken von je 50 m eingeteilt.

1. Teilstrecke: $l = 50$ m, $p_1 = \infty 1,05$ Atm. geschätzt, $\gamma_1 = 1,225$,

$$V_1 = \frac{6 \cdot 1,2}{1,225} = 5,88, \quad w_1 = \frac{5,88}{0,196} = 30 \text{ m/sek (3000 cm/sek)},$$

$$\nu = \frac{1,03}{1,05} (0,137 + 0,0009 \cdot 20) = \frac{103}{1,05} \cdot 0,155 = 0,1505.$$

Es sei

$$B\varepsilon = 102, \quad \kappa = 4,2 + \frac{102}{50} = 6,24,$$

$$\left(\frac{wd}{\nu}\right)^{\frac{1}{\kappa}} = \left(\frac{3000 \cdot 50}{0,1505}\right)^{\frac{1}{\kappa}} = 1000000^{\frac{1}{6,24}} = 9,16,$$

$$\lambda = \frac{0,129}{9,16} = 0,0141,$$

$$\Delta p = \lambda \frac{l}{d} \gamma \frac{w^2}{2g} = 0,0141 \cdot \frac{50}{0,5} \cdot 1,225 \cdot \frac{30^2}{196^2} = 79 \text{ mm W.-S.},$$

$$p_1 = 1,0379 \text{ Atm. (1,05 war etwas hoch geschätzt).}$$

2. Teilstrecke ergibt sich von selbst wie folgt:

$$l = 50, \quad w_2 = 30 \text{ m/sek}, \quad \nu = 0,1505 \left(\frac{wd}{\nu}\right)^{\frac{1}{\kappa}} = 9,16, \quad \lambda = 0,0141,$$

$$\Delta p = 79 \text{ mm W.-S.}, \quad p_2 = 1,0458 \text{ Atm.}$$

Man nimmt wegen der geringen Zunahme von γ eine Strecke von 100 m.

3. und 4. Teilstrecke:

$$l = 100, \quad p_4 = 1,062, \quad \gamma_4 = 1,2 \cdot \frac{1062}{1030} = 1,237, \quad \kappa = 6,24,$$

$$\nu = \frac{1,030}{1,062} (0,137 + 0,0009 \cdot 20) = \frac{1,030}{1,0620} \cdot 0,155 = 0,1504,$$

$$V_4 = \frac{6 \cdot 1,2}{1,237} = 5,82, \quad w_4 = \frac{5,82}{0,196} = 29,6 \text{ m/sek},$$

$$\left(\frac{wd}{\nu}\right)^{\frac{1}{\kappa}} = \left(\frac{2960 \cdot 50}{0,1504}\right)^{\frac{1}{\kappa}} = 985000^{\frac{1}{6,24}} = 9,163, \quad \lambda = \frac{0,129}{9,163} = 0,01408,$$

$$\Delta p = \lambda \frac{l}{d} \gamma \frac{w^2}{2g} = 0,01408 \cdot \frac{100}{0,5} \cdot 1,237 \cdot \frac{296^2}{196^2} = 155,5 \text{ mm W.-S.},$$

$$p_4 = 1,0458 + 0,01555 = 1,06135 \text{ Atm.}$$

Die Rechnung ergibt, in gleicher Weise durchgeführt, für die letzten 100 m

$$\Delta p = 154,5 \text{ mm W.-S.},$$

$$p_6 = 1,0768.$$

Der gesamte Reibungsdruck der 300 m langen Strecke beträgt somit 468 mm W.-S.

Wenn in Luftförderleitungen sehr große Geschwindigkeiten, z. B. 30 m und darüber, vorkommen, was aus wirtschaftlichen Gründen namentlich bei langen Leitungen durch entsprechende Rohrweiten im allgemeinen vermieden werden sollte, und man zur Verwendung eines Hochdruckventilators genötigt ist, wo man sonst mit einem Mitteldruckventilator auskommen könnte, ändert sich auf dem Wege das spezifische Gewicht der Luft und die Geschwindigkeit merklich — jenes

nimmt ab, während die Geschwindigkeit zunimmt. In diesem Fall ist die Berechnung des Druckverlustes nach der vorhin entwickelten Methode zu empfehlen.

Diese umständliche Rechnung lohnt sich nur, wenn man genaue Beobachtungsergebnisse im Auge hat oder streng wissenschaftliche Zwecke verfolgt. In der praktischen Anwendung kommt man mit einfacheren Mitteln zum Ziele. Im vorstehenden Beispiel $V = 6$ cbm/sek, $l = 300$ m, $d = 0,50$ m und Mittelwerte: $w = 30$ m/sek, $\gamma = 1,22$, $\lambda = 0,014$ wird

$$\Delta p = 0,014 \cdot \frac{300}{0,5} \cdot 1,22 \cdot \frac{900}{19,62} = 470 \text{ mm W.-S.}$$

Es ist für viele praktische Betriebe aus verschiedenen Gründen nicht ratsam, den Reibungskoeffizienten zu knapp zu bemessen.

δ) Anemometer. Von den Geschwindigkeitsmessern kommen weiter in Betracht die Anemometer. Es ist besonders geeignet für weite Kanäle und kleine Geschwindigkeiten. Die Eichung geschieht im Rundlauf. Eine andere, gute Methode ist die Eichung im Ausflußstrom einer geeichten Normaldüse.

Man unterscheidet statische und drehende Anemometer. Die erste Art wird kaum mehr angewandt, sondern noch nur drehende Anemometer. Sie besitzen ein Zählwerk, worauf der durchlaufene Weg des Windes in einer gewissen Zeit abgelesen werden kann. Zu diesem Zweck wird das Zählwerk abgestellt. Als Meßzeit ist zu empfehlen 1 Minute und in jedem Meßpunkt 2 bis 3 solcher Messungen.

Es werden nach der Drehachsenstellung zwei Arten unterschieden: Solche mit zur Windrichtung senkrechter und solche mit zu ihr parallel liegender Drehachse.

Der Hauptrepräsentant der ersten Gruppe ist das Robinsonsche Schalen- oder Kugelanemometer. Drehende Anemometer sind mit einem Zählwerk versehen, das die vom Luftstrom durchlaufenen Meter angibt. Die Beobachtungen werden immer mit der Uhr in der Hand gemessen. Nach Verlauf einer angenommenen Zeit, z. B. einer oder zwei Minuten, kann das Zählwerk aufgehalten werden. Das Schalenkreuzanemometer ist sehr widerstandsfähig, aber nicht sehr empfindlich.

Zur Messung verhältnismäßig schwacher Luftströme bedient man sich des Flügelradanemometers mit zur Windrichtung paralleler Achse. Dieser Gruppe gehört das sehr verbreitete Anemometer von Casella an. Zur Korrektur für den Reibungswiderstand ist eine Korrektur anzubringen, z. B. 10 m für jede Minute zur Ablesung hinzuzählen. Diese Korrekturzahl ist durch öftere Eichung aufs neue festzustellen. Bei großen Luftgeschwindigkeiten (über 10 m) können bei Flügelrädern leicht Verbiegungen vorkommen. In solchen Fällen sind immer die widerstandsfähigeren Schalenkreuzanemometer zu verwenden.

Zu gewissen Zeiten war das Anemometer als ein wenig genaues Meßinstrument eingeschätzt. Heute hat sich die Ansicht zu seinen Gunsten geändert. Es kommt vor allem auf genaue Eichung und die richtige Stellung des Instrumentes zum Luftstrom an. Bei pulsierender stoßweiser Luftströmung erhält man vermittels Anemometer eher eine brauchbare mittlere Geschwindigkeit als durch eine Anzahl unsicherer Messungen vermittels Staugerät.

e) Verteilung der Luftgeschwindigkeit über den Querschnitt des Luftkanals und Bestimmung der mittleren Geschwindigkeit. Sehr zuverlässige Messungen werden aus den unter a) und b) beschriebenen Methoden gewonnen. Wo ihre Anwendung unmöglich ist, muß die Luftgeschwindigkeit im Luftkanal selbst gemessen werden. Die Messung wird erschwert durch den Umstand, daß die Geschwindigkeiten ungleich über den Querschnitt verteilt sind. Am größten ist sie im Mittelpunkt des Leistungsquerschnittes; an den Wänden ist ein starker Geschwindigkeitsabfall vorhanden, der durch Meßinstrumente schwer zu erfassen ist.

Von den Geschwindigkeitsmessern kommen in Betracht, die weiter oben beschriebenen Staugeräte und die Anemometer. Letztere werden in begehbaren Kanälen und Stollen angewendet. Zu diesem Zweck muß die Meßstelle auf eine Länge von 3 bis 4 m mit regelmäßigem Querschnitt und glatten Wandungen versehen werden. (Siehe Abb. 3 der „Regeln“, nebst weiteren Erklärungen.) Bei Netzmessungen ist die Geschwindigkeit in so vielen Punkten zu bestimmen, daß sich ein geschlossenes Bild der Luftverteilung aufzeichnen läßt. Die Meßpunkte werden vorteilhaft in der Mitte flächengleicher Elemente des Querschnittes gewählt; dies ergibt 4, bzw. 9, bzw. 16 Meßpunkte¹.

Durch das Staugerät, z. B. ein Pitotrohr nach Prandtl, bestimmen wir in verschiedenen Punkten auf zwei sich rechtwinklig kreuzenden Durchmessern den dynamischen Druck p_d der Meßstelle (Abb. 33). Es handelt sich dann darum, hieraus den mittleren dynamischen Druck bzw. die mittlere Geschwindigkeit des Luftstromes im Meßquerschnitt zu bestimmen. Mit der nötigen Sorgfalt durchgeführt, gibt das in Abb. 34a und 34b dargestellte graphische Verfahren brauchbare Ergebnisse.

Teilt man den Durchmesser in beliebige oder gleiche Teile, so ergibt sich die zugehörige Flächeneinteilung durch Einzeichnen einer beliebigen Parabel über dem Durchmesser, deren Achse mit der Rohrachse zusammenfällt. Die Höhen der Parabelpunkte stellen die ent-

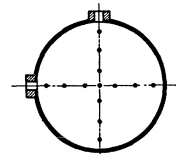


Abb. 33. Anordnung der Meßstellen zur dynamischen Druckaufnahme in einem Rohrquerschnitt.

¹ In rechteckigen Querschnitten.

sprechenden Flächenstücke dar, über denen die Werte so abzulesen sind, um w_m als mittlere Geschwindigkeit zu erhalten.

Es ist hier besonders hervorzuheben, daß die aus dem mittleren dynamischen Druck berechnete Geschwindigkeit nicht ganz mit der mittleren Geschwindigkeit $w_m = \frac{V}{F}$ übereinstimmt; der so erhaltene Wert von w wird etwas zu groß. Umgekehrt fällt der mittlere dynamische Druck $p'_m = \frac{\gamma w_m^2}{2g}$ etwas zu klein aus, wenn wir ihn aus der mittleren Geschwindigkeit statt aus dem mittleren Geschwindigkeitsquadrat berechnen.

Die Frage wird umgangen, wenn wir in diesem graphischen Verfahren statt der dynamischen Pressungen (hier $p_0 - p_5$) die zugehörigen Geschwindigkeiten $w_0 - w_5$ einsetzen.

R. Cammerer schlägt¹ bis auf weiteres vor, die mittlere kinetische Energie in einer Rohrleitung 5% höher zu rechnen, als sie sich aus der Energie der mittleren Geschwindigkeit berechnet¹.

Die in Abb. 34a angenommene und aufgezeichnete Verteilung des dynamischen Druckes im Rohrquerschnitt mit einem Höchstwert von 10 mm W.-S. ergibt nach Abb. 34b einen

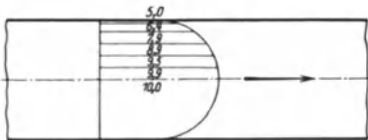


Abb. 34a. Verteilung der dynamischen Pressungen p_d über den Rohrquerschnitt in mm W.-S.

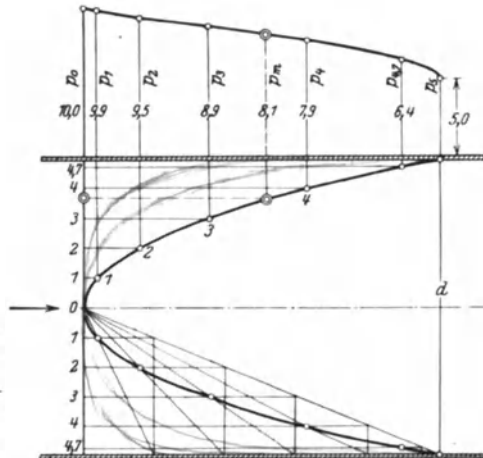


Abb. 34b. Graphische Bestimmung des mittleren dynamischen Druckes p_{d_m} aus den Aufnahmen mit dem Staugerät.

Mittelwert von 8,1 mm W.-S. und eine entsprechende Geschwindigkeit von 11,5 m; die wirkliche Geschwindigkeit dagegen beträgt

$$w_m = \sqrt{\frac{8,1}{1,05} \cdot \frac{19,62}{1,2}} = 11,2 \text{ m.}$$

Für überschlägige Berechnungen nehmen wir das Verhältnis

$$w_m : w_z = 0,84, \tag{97}$$

wo w_z die Geschwindigkeit im Zentrum bedeutet.

¹ Mann, V.: Rohre, S. 129. Verlag von R. Oldenbourg, München und Berlin 1929.

Hieraus wird

$$p_{dm} : p_{dz} = 0,706 . \quad (98)$$

Die Geschwindigkeitsverteilung zur Bestimmung der mittleren Geschwindigkeit kann bequemerweise auch auf flächengleiche Kreisringe bezogen werden. Die Durchmesser der zugehörigen Schwerlinien sind für Rohrdurchmesser = 100 in den Tabellen O und P der „Regeln“ angegeben.

An dieser Stelle werde die Bemerkung eingefügt, daß bei einer rechteckigen Leitung nicht der volle Querschnitt wie bei einem kreisrunden Querschnitt gerechnet werden darf. Es entstehen sog. „tote Ecken“. Für die Berechnung wird der rechteckige Querschnitt durch den Kreisquerschnitt substituiert nach der Gleichung:

$$\text{Gleichwertiger Durchmesser } D_{gt} = \frac{4F}{U} = \frac{2ab}{a+b} . \quad (99)$$

F = Fläche des Quadrates oder Rechteckes;

U = Umfang des Quadrates oder Rechteckes;

$a = \left. \begin{array}{l} \\ \\ \end{array} \right\} \text{Seiten des Quadrates oder Rechteckes.}$

Hieraus ist ersichtlich, daß der gleichwertige Durchmesser eines Quadrates stets gleich dem von diesem eingeschlossenen Kreise, d. h. einer Seite des Quadrates ist.

B. Betriebsmessungen.

1. Druckmesser mit Registrierapparat.

Im Maschinenhaus für die Bewetterung eines Bergwerkes oder sonst einer größeren Lüftungsanlage ist in der Regel ein selbstregistrierender Luftdruckmesser angebracht, der den Gesamtüberdruck oder die Depression der Anlage anzeigt. Jede größere Druckänderung deutet auf eine Störung des Luftstromes hin, darum führt er in belgischen Gruben den bezeichnenden Namen mouchard (Angeber, Wetterspitzel). Einen direkten Schluß auf die geförderte Luftmenge läßt er indes nicht zu.

Abb. 35 zeigt die schematische Anordnung eines solchen mit Selbstschreiber versehenen Druckmessungsapparates.

Die Abbildung ist ohne weiteres verständlich. Der Schlauch r ist mit dem Wetterkanal der Grube in Verbindung, das Rohr r_1 bewirkt

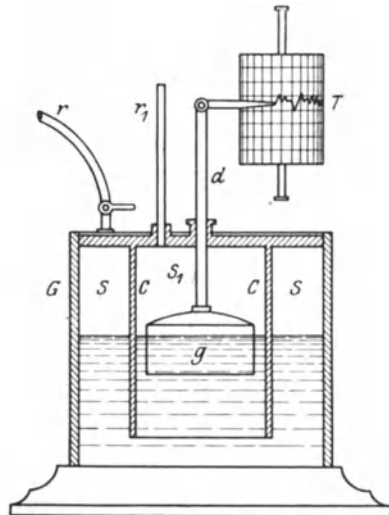


Abb. 35. Wetterspitzel.

den Druckausgleich mit der Außenluft. Die Trommel T , die mit einem Uhrwerk versehen ist und sich in 24 Stunden einmal dreht, registriert die Druckschwankungen. Zeigt das Druckdiagramm einen ungewöhnlichen Verlauf, so deutet dies auf unregelmäßige Vorkommnisse in der Grube, die den Wetterstrom beeinflussen, hin.

2. Geschwindigkeits- und Mengemesser mit Registrierapparat.

a) Geschwindigkeitsmesser von Fueß (Abb. 36).

In der Achse der Rohrleitung oder des Wetterkanals ist parallel zu derselben und gegen den Luftstrom gerichtet eine Pitotröhre mit dem bereits beschriebenen zweiten Luftkanal zur Kompensierung des statischen Druckes eingebaut und durch zwei Schläuche mit dem Geschwindigkeitsschreiber verbunden.

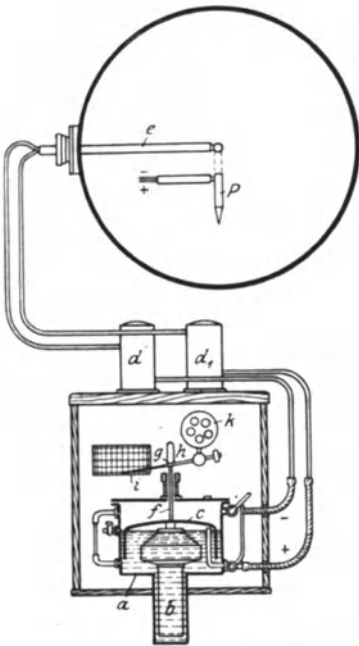


Abb. 36. Geschwindigkeitsmesser von Fueß.

„Glückauf“ Nr. 31 vom Jahre 1914 gibt darüber folgende Beschreibung:

„Für Geschwindigkeitsschreiber stellt die in Abb. 36 wiedergegebene Vorrichtung von Fueß eine bemerkenswerte Vervollkommnung dar, weil es zum erstenmal gelungen ist, auch bei geringen Geschwindigkeiten bis 5 m/sek eine gleiche Teilung für die Aufschreibung bei großer Empfindlichkeit zu erzielen. In dem Metallgefäß a befindet sich in der Flüssigkeit schwimmend der eigenartig geformte Körper b mit der Tauchglocke c , die den Luftstrom über der Sperrflüssigkeit teilt. Die so entstandenen Räume sind durch Rohre oder Schläuche und zwischengeschaltete Luftkessel d und d_1 mit dem Saugrohr verbunden. Die große

Oberfläche der Tauchglocke bedingt die hohe Empfindlichkeit, während die kegelförmige Ausbildung des Schwimmkopfes eine gleichförmige Austauschtiefe hervorruft.“

Das Diagramm des Geschwindigkeitsschreibers kann ebenso gut auf das Luftquantum V geeicht werden. Die Pitotröhre mißt die Luftgeschwindigkeit in der Rohrachse, wo sie bekanntlich am größten ist und von da nach dem Rande des Rohrquerschnittes abnimmt. Wiederholte Versuche haben ergeben, daß die mittlere Geschwindigkeit des

kreisförmigen Querschnittes die mittlere Geschwindigkeit 84% der maximalen Geschwindigkeit beträgt.

Wird der Schlauch r des Druckmessers (Abb. 35) mit dem Luftkessel d_1 verbunden, so findet eine fortwährende Kontrolle von Druck und Fördermenge statt.

Durch in der Luft enthaltene Unreinigkeiten ist die Pitotröhre der Verstopfung ausgesetzt. Verstopfungen dieser Art werden bei dem noch zu besprechenden Venturimesser vermieden.

b) Der Venturimesser.

Die von dem italienischen Philosophen Giovanni Battista Venturi 1797 in Bologna gemachte Entdeckung, daß das aus konisch sich erweiternden Düsen ausfließende Wasser an der engsten Stelle

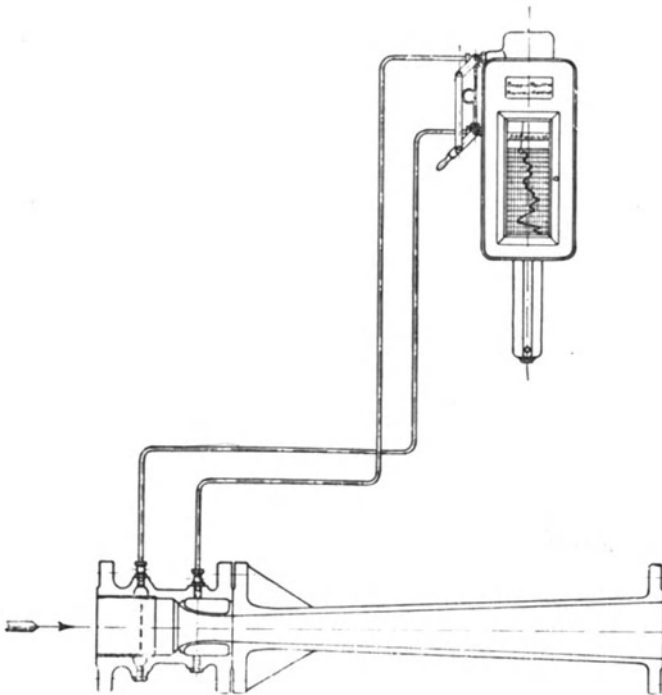


Abb. 37. Venturimesser (alte Form) mit Registrierapparat.

eine saugende Wirkung ausübt, wurde 1887 von dem Amerikaner Clemens Herschel zum erstenmal zu Meßzwecken praktisch benutzt. Wahrscheinlich hat der Spezialfall des Auftretens einer Luftleere an der engsten Stelle Clemens Herschels Interesse erweckt. Die Beschäftigung mit dem Venturischen Gesetz brachte ihn auf den Gedanken,

die Druckabnahme an der engsten zu messen und daraus die Durchflußgeschwindigkeit bzw. die Fördermenge abzuleiten. Die betreffenden Apparate haben seither in bezug auf Formgebung Verbesserungen erfahren, so daß heute der Venturimesser, was Zweckmäßigkeit und

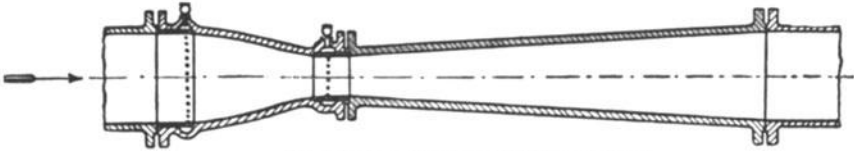


Abb. 38. Venturirohr (ursprüngliche Form).

Genauigkeit anbetreff, den höchsten Ansprüchen, die an einen Meßapparat gestellt werden, Genüge leistet. Die Meßfehler liegen unter $\pm 2\%$.

Venturirohre sind in ihren meßtechnischen Eigenschaften den Düsen wesentlich gleich. Ursprünglich führte ein gewöhnlicher Konus zur

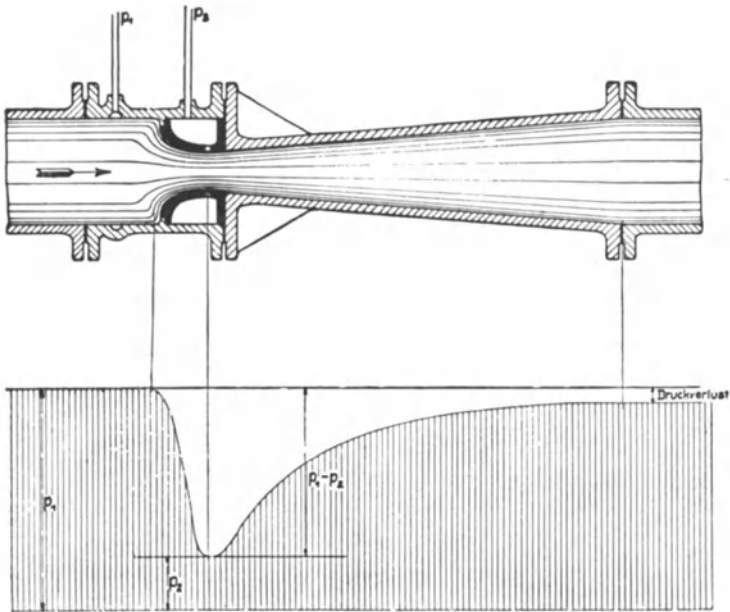


Abb. 39. Venturimesser mit Normaldüse statt Konus (neue Form). — Unten Diagramm des statischen Druckverlaufes.

engsten Meßstelle (Abb. 37 und 38), heute besteht dieser Übergang aus einer Normaldüse (Abb. 39). Er beruht auf dem Bernoullischen Prinzip der Konstanz der Summe aus dem statischen und dem dynamischen Druck in einer Flüssigkeit bei dem (verlustlosen) Durchfluß

einer Rohrstrecke mit veränderlichem Querschnitt. Durch die Einschnürung wird ein Druckunterschied, der dem Quadrat der Durchflußmenge proportional ist, erzeugt und somit ein einwandfreies Maß für die augenblickliche Durchflußmenge gebildet, ähnlich wie bei allen den übrigen Staudruckmeßgeräten.

Die nachfolgende Herleitung dieses Gesetzes aus dem Bernoullischen Prinzip hat daher mehr nur historisches Interesse.

Unter der Annahme eines konstanten spezifischen Gewichtes γ und verlustloser Strömung gestaltet sich der Nachweis mit den allgemein üblichen Bezeichnungen wie folgt:

Die allgemeine Formel der Geschwindigkeitshöhe sei $\gamma \frac{w^2}{2g} = kw^2$. Es seien f_1 und w_1 Querschnitt und Geschwindigkeit vor der Düse, f_2 und w_2 im engsten Querschnitt.

Die Fördermenge $V = w_1 f_1 = w_2 f_2$

$$\begin{aligned} w_2 &= \frac{f_1}{f_2} w_1 = \varepsilon w_1, \\ \kappa (w_2^2 - w_1^2) &= \Delta p, \\ \kappa (\varepsilon^2 w_1^2 - w_1^2) &= \Delta p, \\ k(\varepsilon^2 - 1)w_1^2 &= \Delta p, \\ w_1 &= \sqrt{\frac{\Delta p}{\kappa(\varepsilon^2 - 1)}} = c \sqrt{\Delta p}, \\ V_0 &= w_1 f_1 = c \cdot f \sqrt{\Delta p}, \\ V_0^2 &= C \Delta p. \end{aligned} \tag{100}$$

Unter Berücksichtigung der Ausflußziffer $\mu = 0,96 - 1,00$ wird

$$V = \mu V_0. \tag{100 a}$$

Die Konstante C ist von den Dimensionen des Venturirohres abhängig und der Ausflußkoeffizient μ wird durch Versuch bestimmt.

An den Venturi-Leistungszeiger- und Registrierapparaten ist der durch Eichung bestimmte Wert von μ des zugehörigen Meßapparates bereits in Rechnung gestellt. Die Druckdifferenz Δp wird vermittels Quecksilbermanometer, der mit beiden Meßstellen des Venturirohres verbunden ist, gemessen. Aus der Ablesung des Druckunterschiedes müßte zur Berechnung der Fördermenge vorerst die Quadratwurzel ausgezogen werden. Diese etwas störende Operation wird vermieden, indem an Stelle des gewöhnlichen Quecksilbermanometers ein parabolisches Gefäß tritt, das auf dem Leistungszeiger mit Zifferblatt oder auf der Registriertrommel sofort die Fördermenge angibt, also auf mechanischem Wege die Wurzelausziehung besorgt (Abb. 40).

Schon das amerikanische Patent von Clemens Herschel sah das mechanische Wurzelausziehen durch Einschaltung einer Quadratwurzelkurve vor. Heute ist die Einrichtung durch das parabolische Gefäß viel einfacher geworden¹.

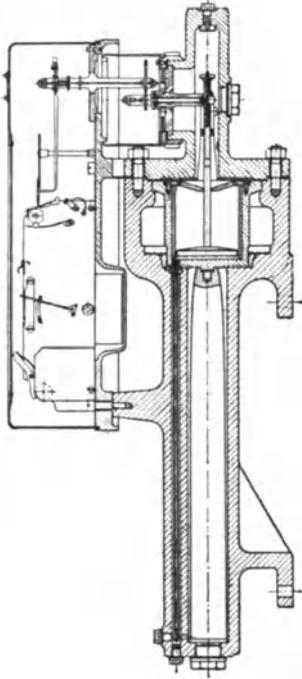


Abb. 40. Parabolisches Gefäß des Quecksilbermanometers. Übersetzung und Übertragung der Bewegung auf den Zählapparat.

Etwas über Venturimessung gasförmiger Körper.

Bei der Messung von gasförmigen Körpern, wie Preßluft, Dampf usw. muß im allgemeinen der Einfluß der thermodynamischen Zustandsänderung berücksichtigt werden. Dieser Einfluß äußert sich in der Weise, daß das Gas an der engsten Stelle des Venturirohres infolge des vorhandenen Druckabfalls expandiert. Das Gasvolumen wird des hier herrschenden niedrigen Druckes wegen größer als am Einlauf der Rohrleitung. Es geht daher weniger Gas hindurch, als wenn die Expansion nicht vorhanden wäre. Man führt diesbezüglich den Koeffizienten η ein und setzt

$$\eta = \sqrt{\frac{p_1 - p_2}{101}} \text{ also ist } \eta\sqrt{p_1} = \sqrt{p_1 - p_2}. \quad (101)$$

Man kommt bei der Auswertung von η auf ziemlich komplizierte mathematische Ausdrücke. Wir verweisen diesbezüglich auf die vorgenannte Germersche Broschüre. Die Hauptsache ist, daß die Druckunterschiede in jedem Fall vom Venturi-Registrier- und Anzeige-Instrument genau angezeigt werden.

Es gibt Typen mit einem Zifferblatt, solche mit Registriertrommel und solche mit Zählwerk, sowie welche, in denen genannte Vorrichtungen vereinigt sind.

¹ Siehe: Die Venturimessung für Flüssigkeiten und Gase, von Oberingenieur W. F. Germer, herausgegeben von Popp & Reuther, Mannheim-Waldhof.

C. Die Ventilatoren.

I. Entwicklung der Ventilatoren.

Der Ursprung der Ventilatoren geht aller Wahrscheinlichkeit nach auf die Getreideschleuder oder Putzmühle zurück. Der damit erzeugte Luftstrom dient zur Trennung der schweren Körner von Staub und kleinere Verunreinigungen durch spezifisch leichtere Körper. Diese einfache Maschine zum „Windmachen“ fand in veränderter Form Eingang im Bergbau zur Lüftung von Stollen und Schächten. Eine derartige Einrichtung recht primitiver Art wird in Abb. 41 dargestellt¹.

Sie bestand aus vier geraden, um eine horizontale Achse drehbaren Flügeln. Der Antrieb erfolgte durch eine von Hand gedrehte Kurbel, später durch Maschinenkraft. Die Luft trat aus zwei Saugöffnungen um die Welle herum ein und wurde durch die Fliehkraft am Umfang fortgeschleudert. Dieser Ventilator wirkte als Sauger oder Exhaustor. Würde die Luft aus dem Freien angesaugt,

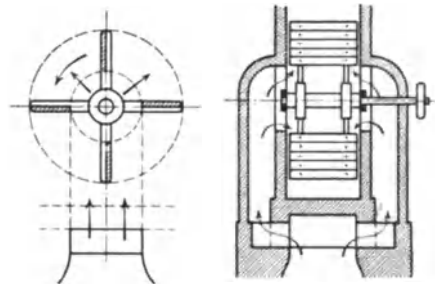


Abb. 41. Bergwerksventilator aus dem 16. Jahrhundert.

das Ausflußrohr verlängert und der Luftstrom von da aus in die Grube geleitet, so käme ein auf Druck arbeitender Bläser zustande. Die Leistungen dieses Ventilators waren noch recht bescheiden.

Mit der Zeit wurden an diese Art Wettermaschinen größere Anforderungen in bezug auf Fördermenge und Druck bzw. Depression gestellt. Dies führte zu einer Reihe von Verbesserungen, die ihre Entstehung zumeist der Beobachtung und praktischen Überlegung verdanken. Erst später setzte die theoretische Untersuchung und wissenschaftliche Durchdringung der Aufgabe ein, die zu einer rationellen Ausgestaltung der Konstruktionsformen und zur Erhöhung des Wirkungsgrades führte. Diese Verbesserungen werden im nachstehenden ohne langes Verweilen bei der Begründung kurz erwähnt.

¹ Aus Wabners Bewetterung der Bergwerke.

Ein größeres Flügelrad verlangte zur Führung der Luft auch eine größere Anzahl Flügel oder Schaufeln. Um den Eintritt der Luft möglichst stoßfrei zu gestalten, wurden die Schaufeln wie eine Pflugschar dem Luftstrom schräg entgegengestellt, auch gab man den Schaufeln am Auslauf mehr auf Grund theoretischer Überlegung eine von der Geraden abweichende Form. Neben den geraden Schaufeln entstanden gekrümmte, und es wurde die Beobachtung gemacht, daß rückwärts gekrümmte Schaufeln besser auf Druck, vorwärts gekrümmte besser auf Quantum arbeiteten. Zur Unschädlichmachung von Wirbelströmungen zwischen den Schaufeln wurden mit mehr oder weniger Erfolg kurze Zwischenschaufeln eingefügt. Später konstruierte man auch Windräder, die ein großes Quantum unter verhältnismäßig geringem Druck zu liefern hatten, mit vielen kurzen Schaufeln (Schirokkogebläse).

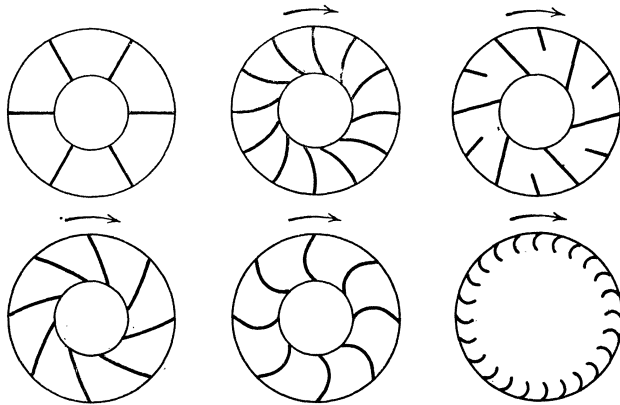


Abb. 42. Haupttypen der Schaufelung.

Auf diese Weise bildeten sich einige Haupttypen der Schaufelung aus, dargestellt in Abb. 42, die je nach der Art der Beanspruchung gewisse Vorteile und Nachteile ergeben.

Einen großen Fortschritt bedeutete die von Guibal eingeführte Ummantelung, der jedoch der Fehler anhaftete, daß die Luft stoßweise austrat. Dieser Übelstand wurde später durch die spiralige Erweiterung der Ummantelung behoben. Heute werden Ventilatoren selten ohne eine solche entworfen. Die Einteilung der Ventilatoren ohne und mit spiraliger Erweiterung ist ziemlich veraltet.

Die als Sauger aufgestellten Grubenventilatoren entführten beim Austritt der Luft ins Freie eine beträchtliche Energiemenge in Form von lebendiger Kraft. Der Ausblasehals wurde nach außen erweitert und auf diese Weise ein Teil der Geschwindigkeit in Druck umgesetzt. Der Ausblaseschornstein erhielt den Namen Diffusor oder Zerstreuer. Unter Diffusor versteht man auch den ringförmigen, zwischen Aus-

tritt und Spirale eingefügten Raum, wo sich die Luft vor dem Eintritt in die spiralförmige Erweiterung ausbreitet oder auch die spiralförmige Erweiterung selbst. Man beobachtete bei Rädern mit parallelen Seitenwänden eine Einströmung der Luft von außen her, weil der Luftstrom den Schaufelkanal nicht ausfüllte; dieses führte namentlich für geringe Fördermengen zur Konvergenz der Seitenwände.

Mit der Einführung schnellaufender Motoren gab man auch den Ventilatoren eine raschere Umdrehung und erzielte damit bei gleicher Leistung kleinere und leichtere Räder. Endlich führte man für besondere Zwecke nach dem Vorbild der Turbinen Leitschaufeln beim Eintritt oder Austritt oder bei beiden ein.

Zusammenfassend werden die Verbesserungen, die eine Steigerung der Leistungsfähigkeit und des Wirkungsgrades zur Folge hatten, nochmals aufgezählt:

Vermehrung der Schaufelzahl, verbesserter Ein- und Auslauf, Zwischenschaufeln, bessere Formgebung der Schaufeln, Ummantelung, spiralförmige Erweiterung derselben, Diffusor, erweiterter Ausblasehals, Einlaufkranz, Leitschaufeln am Auslauf, größere Drehzahl, infolgedessen Verringerung des Raddurchmessers und der Schaufellänge.

Ein sprechendes Beispiel dafür bietet die in den achtziger Jahren in England erstellte Ventilation mit Saugschacht des Severntunnels. Sie erhielt einen Guibalventilator mit nachstehenden Abmessungen: Raddurchmesser 12,20 m, Radbreite 3,66 m, Anzahl der Schaufeln 10, Länge der Schaufeln 4,88 m, Drehzahl 26 per Minute, Umfangsgeschwindigkeit 16,6 m/sek.

Vor vier Jahren wurde er ersetzt durch einen schnellaufenden Ventilator (Schirokokebläse): Raddurchmesser 8,25 m, Drehzahl 100 per Min.; $u = 43$ m/sek; Fördermenge 360 bis 380 cbm/sek. Betriebskraft

ungefähr 800 PS. Noch stärker tritt dies bei der auf Seite 56 erwähnten englischen Gruben-Ventilatoranlage in Erscheinung mit $D = 3,25$; $n = 205$ /Min.; $u = 35$ m/sek; $V = 212$ cbm/sek; $Ne = 565$ PS.

In Abb. 43 tritt diese Umformung ausdrucksvoll in Erscheinung. In dem weiten Raum, den vormals ein Ventilator alter Bauart *a* einnahm, wurde ein neuzeitlicher Ventilator *b* gleicher Leistungsfähigkeit

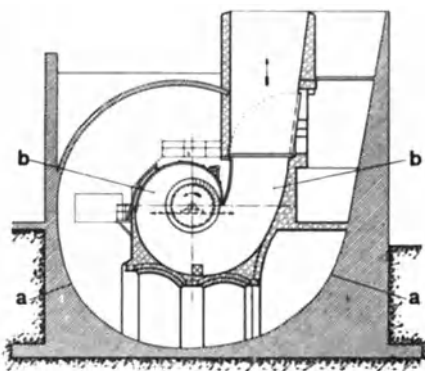


Abb. 43. Einbau eines neuzeitlichen Ventilators *b* in den Raum *a* eines englischen Grubenventilators alter Bauart.

eingesetzt, der im Querschnitt ungefähr ein Drittel des Raumes beansprucht, den der alte Ventilator einnahm. Diese Umgestaltung wurde besonders durch das Aufkommen des Elektromotors und der Dampfturbine begünstigt: immer schneller laufende, leichtere Räder, kürzere Schaufeln, einfachere Konstruktionsverhältnisse. Wir werden nachher nochmals auf die neuzeitliche Entwicklung des Ventilatorbaues eingetreten.

II. Theorie der Ventilatoren.

Einleitung.

Kreiselventilatoren und Kreiselpumpen bauen sich auf der nämlichen Theorie auf und unterscheiden sich vor allem durch das verschiedene spezifische Gewicht des Fördergutes. Ein gewisser Unterschied besteht außerdem in der Unelastizität des Wassers gegenüber die Elastizität der Luft, der Gase überhaupt, so daß gut konstruierte Ventilatoren im allgemeinen einen etwas höheren Wirkungsgrad erreichen als Kreiselpumpen. Nach Rateau sind Ventilatoren Turbogeneratoren zum Unterschied von Turbinen, die als Turbomotoren bezeichnet werden.

Bei der ersten Art geht die an der Triebwelle wirkende Energie auf den Flüssigkeitsstrom über, teils zur Hebung des Gewichtes der Flüssigkeit oder Druckerzeugung, teils zur Überwindung des Leitungswiderstandes, während die Turbinen die im Flüssigkeitsstrom enthaltene kinetische und potentielle Energie vermittels der Schaufeln auf die Welle übertragen.

Bei dem Ventilator entsteht durch die Drehung des Schaufelrades in dem Raum zwischen den Schaufeln, die als Kanäle aufzufassen sind, eine Strömung und infolge der Fliehkraft ein statischer Druck p_2 , der dem Quadrat der äußeren Umfangsgeschwindigkeit proportional ist (Abb. 44).

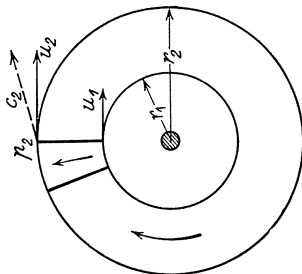


Abb. 44. Luftströmung infolge der Fliehkraft.

Die entsprechende statische Druckhöhe ist

$$\frac{p}{\gamma} = H_s = \varphi_1 \frac{u_2^2}{2g} \text{ m L.-S. (Meter Luftsäule).}$$

Die Flüssigkeit bzw. die Luft verläßt das Rad beinahe tangential mit einer Geschwindigkeit, die von u_2 wenig verschieden ist. Sie besitzt demnach eine dynamische Druckhöhe

$$H_d = \varphi_2 \frac{u_2^2}{2g}.$$

Beide zusammen ergeben

$$H = H_s + H_d = \varphi \frac{u_2^2}{g}.$$

Dieser rein theoretische Wert der Druckhöhe $\frac{u_2^2}{g}$ wird infolge verschiedener Verlustquellen niemals erreicht, auch ist er zum Teil eine Funktion der Fördermenge. (Bei vorwärtsgekrümmten Schaufeln kann indes φ einen rein theoretischen Wert >1 erreichen.) Der Beiwert φ bedeutet eben den Einfluß sämtlicher nachstehend aufgezählter Verluste:

a) Übertrittsverluste.

Beim Eintritt und Austritt der Luft.

1. Eintrittsverluste. Die Luft strömt mehr oder weniger radial dem Schaufelrad zu und soll nun plötzlich die Umfangsgeschwindigkeit u_1 des Rades mitmachen, was nicht ohne Stoß gegen die vordere Wand der Schaufel abläuft, wenn nicht für stoßfreien Eintritt besondere Vorkehrungen getroffen werden.

2. Austrittsverluste. Es sind ähnliche Stoßverluste wie beim Eintritt, weil meistens die Abflußrichtung nicht mit der Austrittsrichtung zusammenfällt.

b) Strömungsverluste.

1. Reibungsverluste. Sie äußern sich an den Schaufelwandungen und sind gleicher Natur wie die Rohrreibungsverluste.

2. Übergangsverluste. Sie sind die Folge von Richtungsänderungen und Wirbelungen des Luftstromes.

3. Umsetzungsverluste infolge von Geschwindigkeitsänderungen.

c) Spaltverluste.

Durch den Spalt zwischen dem Schaufelrad und dem Gehäuse entweicht ein Teil der Förderluft. Der Spaltverlust ist ein großer Feind des Konstrukteurs; er ist die Ursache, daß die größte statische Druckhöhe meistens nicht bei geschlossenem Auslauf des Ventilators entsteht — er kann aber durch entsprechende Maßnahmen sehr gemindert werden.

d) Mechanische Verluste der Triebkraft.

Lagerreibung und Radscheibenreibung.

Die Erkennung und entsprechende Milderung der Verluste, die nie gänzlich zu unterdrücken sind, ist eine sehr wichtige Seite des Ventilatorenbaues. Wenn die Verluste überhand nehmen, so entartet der Kreisventilator und seine Leistungen bleiben weit unter dem theoretischen Wert.

1. Der Spaltüberdruck.

Wenn von der Welle aus dem Ventilator Energie zugeführt wird, so erzeugt die in der Einleitung erwähnte Fliehkraft einen statischen

Druck, dessen Entstehung auf folgende Art erklärt werden kann (Abb. 45):

Man denke sich ein horizontales, radial gerichtetes Rohrstück, das an beiden Enden mit reibungslosen Kolben vom Querschnitt f geschlossen wird. Wird das Rohrstück um die vertikale Achse in gleichförmige Drehung versetzt, so entsteht infolge der Fliehkraft auf beiden Seiten ein bestimmter Druck. Der Druck fp_1 wirkt auf den inneren Kolben radial nach außen, während der Druck fp_2 des äußeren Kolbens dem Flüssigkeitsdruck das Gleichgewicht hält. Kommt als Flüssigkeit Luft oder irgendein Gas in Frage, so wird in Anbetracht der geringen Druckunterschiede das spezifische Gewicht γ als konstant angenommen.

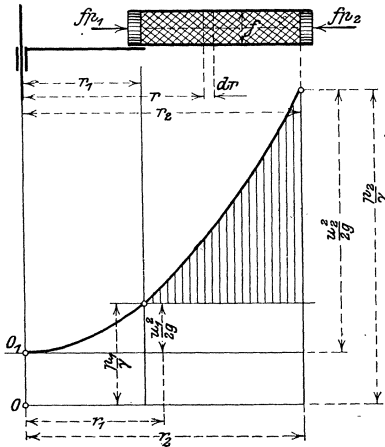


Abb. 45. Entstehung des Spaltüberdruckes.

Es sei

$$m = f \frac{\gamma}{g} dr$$

ein Massenelement im Abstand r vom Drehpunkt. Dieses Element entwickelt die Fliehkraft

$$dC = m \omega^2 r = f \frac{\gamma w^2}{g} r dr.$$

Daher lautet die Gleichgewichtsbedingung

$$(p_2 - p_1) f = \int_{r_1}^{r_2} dC = f \frac{\gamma}{g} \omega^2 \frac{r_2^2 - r_1^2}{2},$$

$$\omega r = u,$$

woraus

$$\frac{p_2 - p_1}{\gamma} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}. \quad (102)$$

Der Flüssigkeitsdruck wächst nach außen zu im geraden Verhältnis mit dem Quadrat der Umfangsgeschwindigkeit und die Druckzunahme wird als Parabel dargestellt.

Der senkrecht dem inneren Kolben nach abwärts eingetragene Anfangsdruck $\frac{p_1}{\gamma}$ gibt die Nulllinie durch O , von der aus die absoluten Pressungen zu zählen sind.

Die durch Gleichung (102) ausgedrückte Druckhöhe ändert sich nicht, wenn das Rohrstück verschiedene Querschnitte aufweist und nicht geradlinig verläuft, wie dies bei den von zwei Radschaufeln gebildeten

Kanälen der Fall ist, unter der Voraussetzung, daß die Kanäle geschlossen sind oder, auf das Schaufelrad angewendet, falls das Druckrohr abgesperrt ist.

Die Gleichung (102) bleibt auch bestehen, wenn die Flüssigkeit bzw. die Luft relativ zum Rohr in Bewegung ist, solange der Rohrquerschnitt unverändert bleibt. Den Kolben denkt man sich ersetzt durch die Druckkräfte p_1 und p_2 . Die Durchflußgeschwindigkeit, d. h. die relative Geschwindigkeit in bezug auf die Schaufelkanäle werde mit w bezeichnet, und zwar am Eintritt mit w_1 und am Austritt mit w_2 . Wenn sich der Raum der Kanäle erweitert, was bei Radschaufeln meistens der Fall ist, so nimmt die Geschwindigkeit ab und ein Teil dieser Geschwindigkeit wird in Druck umgesetzt. Bei reibungslosem Umsatz beträgt schließlich die Zunahme der Druckhöhe $\frac{w_1^2 - w_2^2}{2g}$, somit nimmt Gleichung (102) die Form an

$$H' = \frac{p_2 - p_1}{\gamma} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g}. \quad (103)$$

Man nennt H' den Spaltüberdruck oder die statische Druckhöhe, die im Laufrad erzeugt wird.

Der statische Überdruck drängt einen Teil des Fördergutes durch die Spaltöffnung zwischen Laufrad und Gehäuse. Die durchgedrängte Luft führt auf der Außenseite des Rades zwischen der Spalte am Auslauf und am Einlauf, durch die sie wieder in das Laufrad eintritt, eine kreisende Bewegung aus, wodurch ein Energieverlust entsteht, der zur Folge hat, daß selbst bei geschlossenem Druckrohr die theoretische Druckhöhe nicht erreicht wird.

Setzt man die relativen Geschwindigkeiten mit den Umdrehungsgeschwindigkeiten zusammen, so erhält man die absoluten Geschwindigkeiten beim Eintritt und Austritt (Abb. 46).

Der Winkel zwischen der relativen Geschwindigkeit w und der Umfangsgeschwindigkeit u werde mit β bezeichnet und diejenige zwischen der absoluten Geschwindigkeit mit α .

Die Bezeichnungen dieser Winkel sind bei den verschiedenen Autoren nicht übereinstimmend. Es sind indes

überall die gleichen grundlegenden Formeln, die sich bei der theoretischen Herleitung dieser oder jener Art von selbst ergeben. Ein wesentlicher Unterschied besteht jedoch in ihrem Zweck, dem sie in ihrem

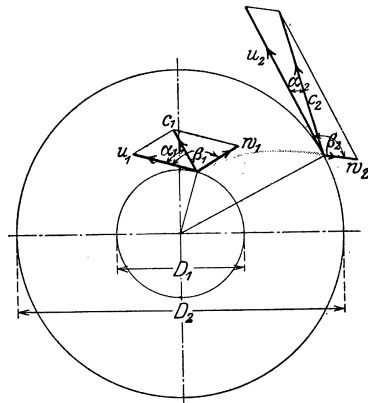


Abb. 46. Resultierende c aus der Zusammensetzung der relativen und der Umfangsgeschwindigkeit.

Aufbau angepaßt werden. Entweder dienen die Formeln dem Konstrukteur bei der Aufstellung seines Projektes oder sie erfassen die fertige Konstruktion zur Kontrolle ihrer Leistungen.

Wichtig ist die Zerlegung der absoluten Geschwindigkeit c in eine tangentielle Komponente c' und eine radiale Komponente c'' .

Erstere kann, wie weiter unten gezeigt wird, als eine am Radius des Laufrades angreifende Kraft aufgefaßt werden, die ein Drehmoment hervorruft, letzter hingegen bestimmt die Durchflußmenge durch die offene Mantelfläche des Laufrades.

Aus Abb. 47 leiten sich die Beziehungen ab:

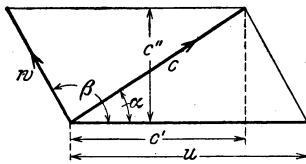


Abb. 47. Zerlegung der absoluten Geschwindigkeiten in tangentielle und radiale Komponenten.

$$w^2 = u^2 + c^2 - uc \cos \alpha, \quad (104)$$

$$c^2 = u^2 + w^2 + 2uw \cos \beta, \quad (105)$$

$$c' = c \cos \alpha,$$

$$\left. \begin{aligned} c' &= u - c'' \cotg(180 - \beta) \\ &= u + c'' \cotg \beta, \end{aligned} \right\} \quad (106)$$

$$\left. \begin{aligned} c' &= u - w \cos(180 - \beta) \\ &= u + w \cos \beta. \end{aligned} \right\} \quad (107)$$

2. Theoretische Druckhöhe.

Zur statischen Druckhöhe tritt noch die im Luftstrom enthaltene Geschwindigkeitshöhe oder die dynamische Druckhöhe. Beim Eintritt in das Rad ist die absolute Geschwindigkeit gleich c_1 und sie wächst an bis zum Werte c_2 . Der dynamische Anteil der Zunahme der Druckhöhe im Laufrad beträgt demnach

$$H'' = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}, \quad (108)$$

wenn die Luft nach dem Verlassen des Rades von c_2 allmählich auf c_1 zurückkehrt, d. h. auf die Geschwindigkeit vor dem Eintritt in das Rad, und die dynamische Druckhöhe in statische Druckhöhe umsetzt, dazu der statische Anteil

$$H' = \frac{p_2 - p_1}{\gamma}.$$

summiert

$$H = H' + H'' = \frac{p_2 - p_1}{\gamma} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}. \quad (109)$$

und mit Bezug auf Gleichung (103)

$$H = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}. \quad (110)$$

Dieser Ausdruck wird die theoretische Druckhöhe genannt. Sie setzt stoß- und reibungsfreien Durchfluß und verlustfreie Umsetzung der dynamischen in statische Druckhöhe voraus, eine Annahme, die

in Wirklichkeit nicht zutrifft, deshalb ist die praktisch erreichbare Druckhöhe stets kleiner.

Wird in Gleichung (110) unter Benutzung der Gleichung (104) w eliminiert, so wird

$$H = \frac{1}{g} (u_2 c'_2 - u_1 c'_1). \quad (111)$$

Es bedeute ω die Winkelgeschwindigkeit, also $u = \omega r$. Durch Einsetzung des Wertes für u wird

$$H = \frac{1}{g} \omega (r_2 c'_2 - r_1 c'_1). \quad (112)$$

Diese Gleichung heißt Momentensatz (Leonhard Euler 1754), der folgendes ausdrückt:

Die gesamte theoretische Druckhöhe ist gleich der Masse der Gewichtseinheit mal dem Produkt aus der Winkelgeschwindigkeit und der Differenz der Drehmomente am Auslauf und am Einlauf des Schaufelrades.

Manche Autoren entwickeln die Herleitung der Gleichungen zur Berechnung der Ventilatoren aus dem Eulerschen Momentensatz [Gleichung (112)] gewissermaßen rückwärts unter Bezugnahme auf die Fliehkraft.

Wir haben vorgezogen, von der Zentrifugalkraft auszugehen, um daraus in anschaulicher Weise die Entstehung der statischen und der dynamischen Druckhöhe zu erklären.

Auf dem Versuchsstand können alle die Geschwindigkeiten, die Gleichung (110) vorkommen, gemessen werden; u_2 und u_1 aus der Drehzahl n und dem inneren und äußeren Radius oder Druckmesser des Laufrades; w_1 , w_2 , c_1 , c_2 aus der Luftmenge und den abmeßbaren Querschnitten mit Hilfe der Kontinuitätsgleichung.

Zur Diskussion des Einflusses der einzelnen Glieder und für Entwurfsrechnungen ist es zweckmäßig, die Geschwindigkeiten c_1 und c_2 zu eliminieren, und zwar mit Hilfe des Schaufelwinkels β_1 und β_2 am Eintritt und am Austritt des Laufrades, unter Anwendung der Gleichung (105) auf Gleichung (110), wozu wir zum besseren Verständnis eine neue Figur (Abb. 48) entwerfen.

$$c_2 = u_2^2 + w_2^2 + 2u_2 w_2 \cos \beta_2,$$

$$c_1 = u_1^2 + w_1^2 - 2u_1 w_1 \cos \beta_1,$$

eingesetzt

$$H = \frac{u_2^2 - u_1^2}{g} + \frac{u_2 w_2 \cos \beta_2 + u_1 w_1 \cos \beta_1}{g}. \quad (113)$$

Da w_1 , w_2 proportional der Liefermenge V sind, so hat für eine bestimmte Drehzahl n die Gleichung die Form

$$H = K_1 + K_2 V. \quad (114)$$

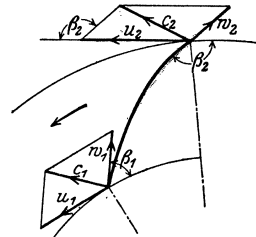


Abb. 48. Neue Figur anstatt Abb. 46 mit etwas anderer Bedeutung des Winkels β .

Diskussion der Winkel.

a) $\beta_1 = \beta_2 = 90^\circ \dots$ radiale Schaufeln (Abb. 49).

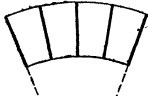


Abb. 49.

$$H = K_1 = \frac{u_2^2 - u_1^2}{g} \tag{115}$$

Diese Schaufelform wird nur für ganz kleine Druckhöhen, d. h. nur zur Fortbewegung der Luft (z. B. Kühlung der Dynamos durch die Speichen des Rotors) verwendet. Ohne besondere Leitschaufeln ist diese Form nicht empfehlenswert, da der Eintritt nur mit starkem Stoß erfolgen kann.

b) $\beta_1 < 90^\circ, \beta_2 = 90^\circ, H > K_1, H = K_1 + \frac{u_1 w_1 \cos \beta_1}{g}$. (116)

Die Schaufeln münden radial aus (Abb. 50).

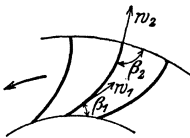


Abb. 50.

Nur für Niederdruck zweckmäßig. Die Luftführung ist nur gut bei kleiner Teilung, wenn also viele Schaufeln vorhanden sind mit kleiner radialer Höhe.

Für senkrechten Eintritt ist $u_1 = w_1 \cos \beta_1$ und es wird dann

$$H = \frac{u_2^2}{g} \tag{117}$$

c) $\beta_1 < 90^\circ, \beta_2 < 90^\circ$ vorwärtsgekrümmte Schaufeln (Abb. 51).

Diese Schaufelform eignet sich wie b) nur für Niederdruckventilatoren und verlangt eine enge Teilung, weil sonst die Luftführung unzulänglich ist. Der Vorteil besteht in der größten erreichbaren theoretischen Druckhöhe, da

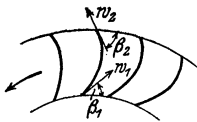


Abb. 51.

$$H = \frac{u_2^2 - u_1^2}{g} + \frac{u_2 w_2 \cos \beta_2 + u_1 w_1 \cos \beta_1}{g} \tag{118}$$

lauter positive Werte enthält.

d) $\beta_1 < 90^\circ, \beta_2 > 90^\circ$ rückwärtsgekrümmte Schaufeln (Abb. 52).

$$H \cong K_1, \text{ je nachdem } u_1 w_1 \cos \beta_1 \cong u_2 w_2 \cos \beta_2. \tag{119}$$

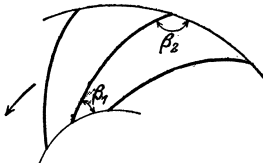


Abb. 52.

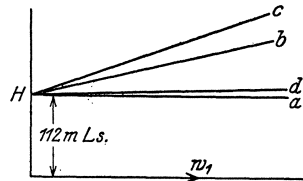


Abb. 53.

Der Nachteil dieser Schaufelstellung besteht darin, daß die theoretische Druckhöhe kleiner ausfällt als bei den anderen für gleiche sonstige Verhältnisse, unter Umständen sogar kleiner als sub a). Der große Vorteil ist aber die gute Führung und kleine Umlenkung im

Laufgrad, wodurch Wirbelbildung weniger möglich ist. „Außerdem tritt beim Austritt keine so große Geschwindigkeitshöhe auf, deren Erzeugung einen Teil der Betriebskraft in Anspruch nimmt, deren Ausnutzung bzw. Umsetzung in statische Druckhöhe unsicher ist. Deshalb wird heute die Schaufelung für Mitteldruck- und Hochdruckventilatoren noch vielfach bevorzugt.“

Das war bis vor wenigen Jahren das herrschende Prinzip. Heute hat sich diese Ansicht zugunsten radial endigender und schwach vorwärtsgekrümmter Schaufeln verschoben.

Andere Kombinationen außer diesen vier sind möglich durch Änderung von β_1 , was aber nicht empfehlenswert ist, denn β_1 ist durch die Bedingung des stoßfreien Eintritts an enge Grenzen gebunden.

Es folgt die rechnerische Anwendung der vier vorgenannten Fälle (bei konstanter Drehzahl n (Abb. 53).

Beispiel 26. $u_2 = 60$ m/sek, $u_1 = 50$ m/sek, $w_1 = w_2$

- | | | | |
|----|------------------------|------------------------|----------------------------|
| a) | $\beta_1 = 90^\circ$, | $\beta_2 = 90^\circ$, | $H = 112$ m L.-S., |
| b) | $= 30^\circ$, | $= 90^\circ$, | $= 112 + 4,41 w_1$ m L.-S. |
| c) | $= 30^\circ$, | $= 45^\circ$, | $= 112 + 8,73 w_1$ „ „ |
| d) | $= 30^\circ$, | $= 135^\circ$, | $= 112 + 0,09 w_1$ „ „ |

$w_1 = w_2$ kann durch passende Konvergenz der Ummantelung erzielt werden.

Aus vorstehenden Ausführungen ergibt sich eine zweifache Einteilung der Ventilatoren:

Erstens nach der Schaufelform:

- a) Ventilatoren mit radialen Schaufeln.
- b) Solche mit radialendigenden Schaufeln.
- c) Solche mit vorwärtsgekrümmten Schaufeln.
- d) Ventilatoren mit rückwärtsgekrümmten Schaufeln.

Zweitens nach ihrer Druckleistung:

1. Niederdruck-Ventilatoren für p_s bis 100 mm W.-S.
2. Mitteldruck-Ventilatoren für p_s von 100 bis 300 mm W.-S.
3. Hochdruck-Ventilatoren für p_s von 300 bis 1000 mm W.-S.
4. Mehrstufige Hochdruck-Ventilatoren (meist ohne Kühlung) für p_s von 1000 bis 2000 mm W.-S.

Es werden nach dem gleichen Prinzip darüber hinausgehende Pressung mittels mehrstufiger Kreisel erzeugt, die jedoch in das Gebiet der Kompressoren gehören.

3. Wirkliche Druckhöhe.

Der tatsächliche Druckverlauf in Funktion der Liefermenge zeigt bedeutende Abweichungen, und es sind folgende Umstände, die auf eine Druckverkleinerung wirken.

a) Zufolge der endlichen Schaufelzahl ist es unmöglich, jedem Flüssigkeitsfaden den vorgeschriebenen Richtungswinkel zu geben. Die Geschwindigkeitsdreiecke bilden sich also nicht an allen Orten des Kanales derart, wie wir voraussetzen und fordern. Die eigentliche Strömung im Kanal füllt ihn selbst bei der normalen Liefermenge nicht in allen Teilen ganz aus, wenigstens gegen den Austritt nicht [Abb. 54 (1)], sondern löst sich von der konkaven Schaufelwand etwas

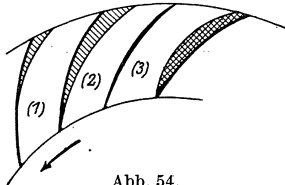


Abb. 54.
Kavitationserscheinungen.

ab. Dadurch bildet sich eine mit Arbeitsverlusten verbundene Wirbelzone, wie die Versuche der Brown, Boveri & Co. an rückwärtsgekrümmten Schaufeln gezeigt haben. Diese Erscheinung tritt um so deutlicher hervor, je kleiner die Liefermenge wird, wie in (2). Dann erfolgt die Ablösung der Strömung schon vom Eintritt an. Bei schwacher Förderung kann sogar ein Rückströmen der Luft in und selbst durch das Rad stattfinden. Ein im Verhältnis zu den Schaufelkanälen zu gering dimensioniertes Gehäuse gibt Anlaß zu Rückstauungen und Wirbelverlusten im Schaufelrad.

Überschreitet hingegen die Liefermenge den normalen Betrag, so erfolgt die Strahlablösung auf der anderen Seite (3). In allen Fällen entsteht eine mehr oder weniger starke Verminderung der theoretischen Druckhöhe.

b) Ein stoßfreier Eintritt ist nur bei einer einzigen Liefermenge möglich, die als die normale bezeichnet wird. Sie ist erkenntlich durch Messung des Energiewirkungsgrades, der dort sein Maximum erreicht (Kennlinie, Charakteristik).

c) Jede Umsetzung von Geschwindigkeit in Druck ist mit beträchtlichen Verlusten verbunden, da hier Stoßwirkungen auftreten. Sie machen sich besonders fühlbar nach dem Austritt der Luft aus dem Rade; dort wird nur ein Teil der absoluten Geschwindigkeit c_2 im Spiralgehäuse des Ventilators als Druck gewonnen. Die Druckerzeugung gelingt im Diffusor besser als im Gehäuse.

d) Von geringerer Bedeutung ist die Reibung an den Schaufeln und Wänden in den Kanälen des Ventilators, doch spricht dieser Verlust gegen eine übermäßige große Schaufelzahl.

e) Einen Druckabfall verursacht der Spaltverlust, indem ein Teil der bereits geförderten Luft durch den seitlichen Raum zwischen Radscheibe und Gehäuse auf die Saugseite zurückfließt. Der Spaltverlust kann vermindert werden, Spaltabdichtung auf der Saugseite.

f) Lagerreibung. Bei den Ventilatoren mit kleinen Leistungen fällt diese stärker ins Gewicht als für mittlere und große Leistungen und Typen.

Diese Einflüsse bilden die Ursache für die starken Abweichungen, die jede durch Versuch bestimmte Druckvolumenkurve (H - V -Kurve, Kennlinie, Charakteristik) gegenüber der theoretischen Linie (Gerade) zeigt. Nur in der Nähe des günstigsten Wirkungsgrades, d. h. bei normaler Liefermenge nähert sich die wirkliche Druckhöhe der theoretischen so weit, daß ein Vergleich möglich ist. Man nennt deshalb das Verhältnis

$$\eta_p = \frac{h}{H} \quad (120)$$

den hydraulischen oder einfacher den Druckwirkungsgrad. Wie schon betont, hat dieser Begriff nur für Entwurfsrechnungen Berechtigung; er vergleicht die erreichte Höhe mit der theoretischen unter Voraussetzung normaler Liefermenge, die für den Entwurf stets bekannt ist. Es ist ausdrücklich darauf hinzuweisen, daß der Druckwirkungsgrad nicht identisch sein kann mit dem Energiewirkungsgrad η_e , d. h. mit dem Verhältnis der in die Luft abgegebene Energie zu der zugeführten.

Infolge dieser Unsicherheit in den Leistungsbestimmungen betreffend Druckhöhe, Liefermenge und Kraftbedarf auf Grund theoretischer Formeln, hat fast jeder Ventilatorproduzent seine eigenen, auf Beobachtung fußenden Berechnungsgrundlagen, Koeffizienten bezüglich Wirkungsgrad, angemessene Geschwindigkeiten usw. Er fühlt auf dem Prüfstand sofort, in welcher Richtung sich eine Abweichung seiner Normen auswirkt. Es gilt hier vor allem, den Widerständen und Störungen der Luftströmung nachzuspüren, um sie durch passende Konstruktionsmaßnahmen zu bekämpfen. Aber auch theoretisch sucht man ihnen beizukommen. Diesen Weg hat z. B. Prof. Milan Vidar in seiner „Theorie der Kreiselpumpen“ beschritten, durch Aufstellung von Gleichungen für alle irgendwie erfaßbaren Widerstände. Heute darf man wohl behaupten, daß sich der Wirkungsgrad der Zentrifugalventilatoren gegen früher bedeutend gehoben hat.

4. Stoßfreier Eintritt.

Zum besseren Verständnis des unter b) Gesagten ist folgendes nachzutragen:

Die Bedingung für stoßfreien, d. h. radialen Eintritt, ist, daß die relative Geschwindigkeit beim Eintritt mit der Schaufeltangente zusammenfällt. Dies findet nur statt, wenn

$$u_1 = w_1 \cos \beta_1$$

ist, entsprechend der normalen Liefermenge; für alle anderen Liefermengen erfolgt der Eintritt unter Stoß, mit entsprechendem Energieverlust. Der mathematische Zusammenhang dieser Bedingung ist leicht

einzusehen und haftet leicht im Gedächtnis, trotzdem sei uns gestattet, etwas länger bei diesem Gegenstande zu verweilen.

Abb. 55 stellt die Geschwindigkeitsparallelogramme für verschiedene Liefermengen mit den üblichen Bezeichnungen dar. Beim radialen Eintritt N , da $\alpha_1 = 90^\circ$ ist, wird $c_1'' = 0$, und weil $w_1 = w_1 \cos \beta_1$, so ist die tangentielle Komponente der relativen Geschwindigkeit für jedes Zeitintervall so groß wie die entsprechende Umfangsgeschwindigkeit, weshalb sie sich in ihrer Wirkung aufheben.

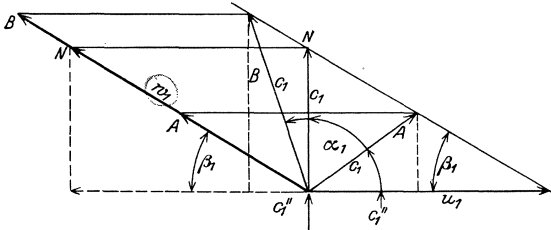


Abb. 55. Geschwindigkeitsdiagramm für verschiedene Liefermengen.

Denken wir uns ferner in der Abwicklungsfigur (Abb. 56) das Schaufelende 0—3 als Gerade, so gleitet ein senkrecht ankommendes Luftteilchen ohne Stoß der Schaufel entlang und beschreibt dabei im

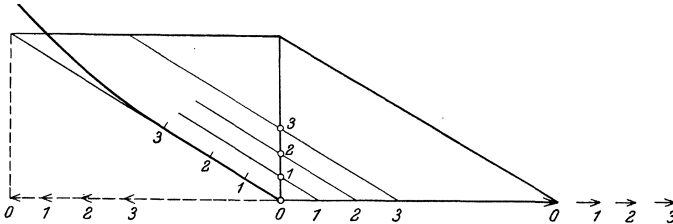


Abb. 56. Stoßfreier Eintritt.

Raum einen Weg, der mit der absoluten Geschwindigkeit zusammenfällt, also radial verläuft.

Für eine geringere Fördermenge folge das ebenfalls radial ankommende Luftteilchen A bei seinem Eintritt der absoluten Geschwindigkeit c_{1A} . Es wird also plötzlich aus seiner Bahn abgelenkt und dadurch entsteht ein energieverzehrender Stoß.

Für B , entsprechend einer übernormalen Fördermenge, gilt dasselbe.

Die Stoßgeschwindigkeit, mit der die plötzliche Ablenkung erfolgt, indem das eintretende Luftteilchen gezwungen wird, die Umdrehung des Rades mitzumachen, ist in jedem Fall $c_1 \cdot \cos \alpha_1 = c_1''$. Nur beim radialen Eintritt wird also die Stoßgeschwindigkeit $c_1'' = 0$. In Wirklichkeit tritt eine solche unvermittelte Richtungsänderung nicht immer ein. Es ist vielmehr anzunehmen, daß die Luft vor dem Eintritt in

das Rad besonders bei verhältnismäßig breiter Schaufelung eine leichte Drehbewegung mitmacht, und daß die Bahn beim Eintritt in das Laufrad tangiert wird, ungefähr in der Weise, wie die absoluten Bahnen in Abb. 57 dargestellt sind. Infolge dieses Umstandes wird die Wirkung der energieverzehrenden Richtungsänderung gemildert. Diese Art Verluste bleiben also kleiner als theoretisch. Ob die Ausbauchung der Bahnlinien vor dem Eintritt ungefähr der Skizze entspricht, oder ob eine schärfere Ablenkung erfolgt, bleibe dahingestellt.

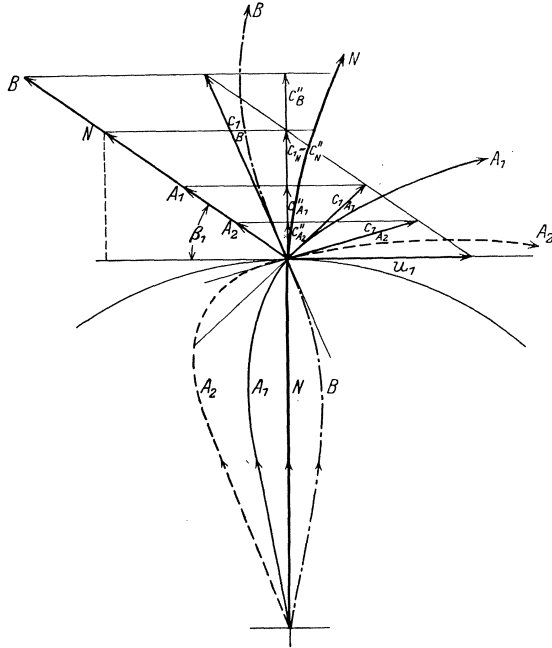


Abb. 57. Ablenkung der Luftbahnen vor dem Eintritt.

Im Falle *B* kann von einer Drehbewegung allerdings nicht die Rede sein, da die tangentielle Komponente der Umfangsgeschwindigkeit entgegenläuft.

Eine Hauptverlustquelle liegt wohl in der starken Wirbelbildung infolge der in Abb. 54 dargestellten Kavitation.

5. Richtung der inneren Schaufelkante (Abb. 58 a, b, c).

In dieser Hinsicht findet man bei vielen Konstrukteuren in der Regel die innere Schaufelkante parallel zur Achsrichtung gezogen, während andere, namentlich bei den sogenannten Pumpenrädern, ihr eine schiefe Richtung geben, wie in Abb. 58 b und c. In letzterem Falle gelten im Punkte 2 andere Winkel als im Punkte 1 und die Schaufel wird schon etwas verwunden, um bei Normalleistung durchwegs radialen Eintritt zu erzielen.

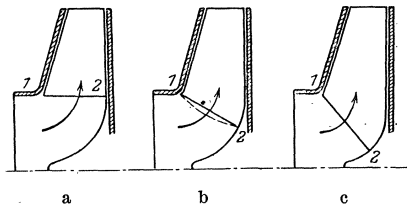


Abb. 58. Verschiedene Richtung der inneren Schaufelkante.

1. Axiale Richtung. Diese ergibt sich von selbst bei Niederdruckgebläsen mit Siroccoschaufelung, ferner ist die Anordnung für

Hochdruckgebläse genügend, weil im allgemeinen die Fördermenge verhältnismäßig klein ist und D_2 bedeutend größer als D_1 wird. Die Schaufelkonstruktion wird einfacher, der Eintrittswinkel bleibt längs der Kante konstant, die Schaufel wird nicht verwunden, und man weiß genau, was man unter D_1 zu verstehen hat. Selbst wenn mit der schiefen Richtung eine kleine Verbesserung der Leistung verbunden ist, so kann man sich fragen, ob sich die Mehrarbeiten lohnen. Der freie Saugraum schafft klare Strömungsverhältnisse.

2. Schiefe Richtung. Bei nach der Achse hin gezogenen Schaufelkanten mag ein Vorteil darin liegen, daß die Stromfäden eher rechtwinklig zur Schaufelkante und an Stellen mit geringerer Umfangsgeschwindigkeit eintreten. Der möglichst rechtwinklige Eintritt wird sichergestellt, indem man die Schaufelkante gekrümmt ausbildet. Wenn aber die Schaufelkante zu stark gegen die Achse gezogen wird (Abb 58c.) so ergibt sich kleine Teilung und enger Kanal bei Punkt 2, was kein Vorteil ist.

Durch Diskussion läßt sich die Frage nicht lösen, sondern nur durch Verfolgung der Strömungsverhältnisse im Saugraum und beim Schaufeleintritt, und zwar sowohl durch theoretische Überlegung, als gestützt auf Beobachtung. Es herrscht eine weitgehende Übereinstimmung zwischen Berechnung und Entwurf von Ventilatoren und Kreiselpumpen. In dieser Frage verweisen wir auf die eingehenden Studien in „Die Kreiselpumpen“ von C. Pfeleiderer. Bei der schräg nach unten gezogenen inneren Schaufelkante ist der Luftkanal zwischen nach unten gezogenen inneren Schaufelkanten stark gekrümmt und geht erst allmählich in die radiale Richtung über. Beim Rateau-Gebläse vollzieht sich die Wendung der Einströmungsrichtung fast ausschließlich innerhalb der Schaufelkanäle.

An dieser Stelle werde etwas über die Schaufelzahl eingefügt.

3. Die Schaufelzahl. Die Teilung und damit die Schaufelzahl dürfte vorteilhaft so gewählt werden, daß die Schaufelkanäle eine gute Luftführung ergeben. Dies ergibt sich nach konstruktivem Gefühl beim Entwurf. Bei großen Schaufellängen sind die Verhältnisse beim Schaufeleintritt bestimmend. Über die Verwendung von Zwischenschaufeln in solchen Fällen sind die Meinungen geteilt. Kleine Schaufellängen erfordern relativ große Schaufelzahlen. In beiden Fällen kann die Anzahl der Schaufeln nach dem aufgezeichneten Schaufelplan gewählt werden. Der Einfluß der Schaufelzahl wird von Fall zu Fall am zweckmäßigsten auf dem Prüfstand festgestellt.

6. Erforderlicher Druck einer Ventilationsanlage¹.

Bevor die Berechnung eines Ventilators gezeigt werden kann, muß man sich klarmachen, was für einen Druckunterschied die Maschine

¹ In diesem Abschnitt bedeuten die Indizes s = saugend, d = drückend.

zu überwinden hat; besonders da die Begriffe „statischer“ und „dynamischer“ Druck zu falschen Anschauungen führen können.

Der Hauptsache nach lassen sich vier Fälle unterscheiden:

a) Ventilator ohne Saug- und Druckrohr.

Soll aus einem Raum ruhende Luft weggeschafft werden in einen anderen Raum bzw. ins Freie, wo der Druck gleichgroß ist wie innen (Abb. 59), so hat der Ventilator nur die Bewegung der Luft einzuleiten. Die Geschwindigkeit vor dem Eintritt in den Ventilator w_s muß aus dem vorhandenen Druck $p_0 = 1 \text{ Atm.}$ erzeugt werden, d. h. es bildet sich am Eintritt eine Luftverdünnung.

Ist p_s der absolute Druck an jener Stelle, so ist $p_s + \frac{w_s^2}{2g}$ die Gesamtenergie, hinter dem Rade ist diese $p_0 + \frac{w_d^2}{2g} \gamma_a$. Der Ventilator hat also an Druck aufzubringen die Differenz

$$\Delta p = \left(p_0 + \frac{w_d^2}{2g} \gamma_a \right) - \left(p_s + \frac{w_s^2}{2g} \gamma_s \right).$$

In diesem Fall ist nun $p_s = p_0 - \frac{w_s^2}{2g} \gamma_a$ und man erhält

$$\Delta p = \frac{w_d^2}{2g} \gamma_a. \tag{121}$$

Für diesen Fall ist $w_s = w_d$, also $\Delta p = \frac{w_s^2}{2g} \gamma_s$, wenn auch $\gamma_s = \gamma_a$. Der Ventilator hat also nur den Transport der Luft zu besorgen, d. h. die Beschleunigung der Luft von 0 auf w_d . Dem vorliegenden Zweck entspricht der Schraubenventilator am besten.

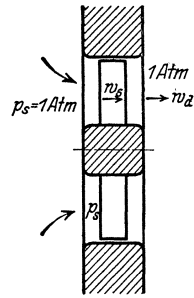


Abb. 59. Ventilator ohne Saug- und Druckrohr.

b) Saugventilator (Abb. 60).

Der Ventilator entnimmt Luft aus der langen Saugleitung und stößt sie in das Freie mit der Geschwindigkeit w_d . Die Energie hinter

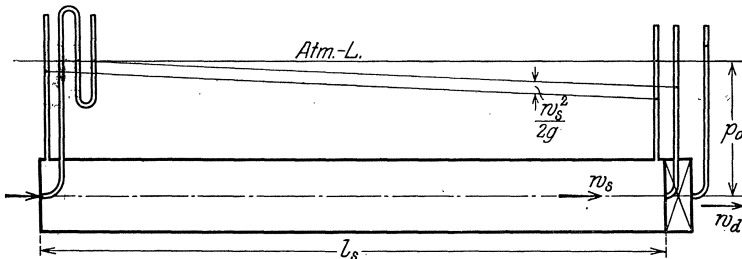


Abb. 60. Saugventilator ohne Druckrohr.

dem Rad beträgt somit $p_0 + \frac{w_s^2}{2g} \gamma_a$. Ist p_s der statische Druck (absolut) vor dem Rad, wie er angezeigt wird durch ein platt an die Wandung

eingesetztes Piezometerrohr, so beträgt die Energie vor dem Rad $p_s + \frac{w_s^2}{2g} \gamma_s$. Eigentlich wird der Überdruck mittels Wassermanometers gemessen; der Piezometerstand ist daher als symbolische Darstellung aufzufassen. Ebenso wird durch das Pitotrohr im Zentrum des Rohrquerschnittes die maximale Geschwindigkeit w_{\max} angezeigt, statt der mittleren Geschwindigkeit w , die hier in Frage kommt.

Die Differenz ergibt

$$\Delta p = \left(p_0 + \frac{w_d^2}{2g} \gamma_d \right) - \left(p_s + \frac{w_s^2}{2g} \gamma_s \right),$$

$$\Delta p = (p_0 - p_s) + \left(\frac{w_d^2}{2g} \gamma_d - \frac{w_s^2}{2g} \gamma_s \right).$$

Bei Beginn der Leitung ist der statische Unterdruck $\frac{w_s^2}{2g} \gamma_s$. Zuzugabe der Reibung wächst er gegen den Ventilator zu um $\lambda' \frac{U}{F} l_s \frac{w_s^2}{2g} \gamma_s$; dort ist der absolute Druck

$$\Delta p = \lambda' \frac{U}{F} l_s \frac{w_s^2}{2g} \gamma_s + \frac{w_d^2}{2g} \gamma_d. \quad (122)$$

Auch hier ist meistens $w_d = w_s$; dann erscheint Δp als statischer Unterdruck $p_0 - p_s$, wie dies die Abb. 60 zeigt, und zwar vor dem Ventilator.

c) Drückender Ventilator (Abb. 61).

Saugt der Ventilator aus dem Freien und stößt die Luft durch ein langes Druckrohr, so entsteht vor dem Ventilator wiederum ein Vakuum wie Fall a) als statischer Unterdruck. Hinter dem Ventilator erzeugt

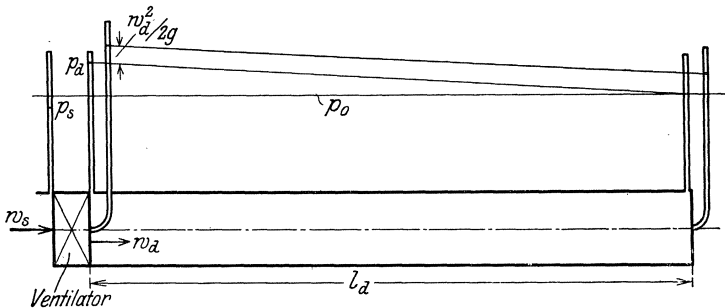


Abb. 61. Nur drückend.

die Reibung den statischen Überdruck, angezeigt durch ein glatt angesetztes Piezometerrohr, während ein Pitotrohr den Gesamtdruck anzeigt. Am Ende der Leitung ist der statische Druck p_0 . Daher ist

$$\Delta p = \left(p_d + \frac{w_d^2}{2g} \gamma_d \right) - \left(p_s + \frac{w_s^2}{2g} \gamma_s \right),$$

nun ist

$$p_s = p_0 - \frac{w_s^2}{2g} \gamma_s,$$

daher

$$\Delta p = (p_d - p_0) + \frac{w_d^2}{2g} \gamma_d \quad (123)$$

oder

$$\Delta p = \lambda' l_d \frac{U_d}{F_d} \frac{w_d^2}{2g} \gamma_d + \frac{w_d^2}{2g} \gamma_d.$$

Das erste Glied ist der statische Druck am Eintritt in die Druckleitung, das zweite der dynamische Anteil an jener Stelle, oder mit $w_d = w_s$ bedeutet auch das zweite Glied den statischen Unterdruck vor dem Rad.

d) Ventilator mit Widerständen im Saug- und Druckrohr (Abb. 62).

Der allgemeine Fall besteht darin, daß vor und nach dem Ventilator Widerstände auftreten, durch die der Unterdruck vor und der Überdruck nach dem Ventilator sich vergrößern. Man erhält wieder

$$\begin{aligned} \Delta p &= \left(p_d + \frac{w_d^2}{2g} \gamma_d \right) - \left(p_s + \frac{w_s^2}{2g} \gamma_s \right), \\ \Delta p &= (p_d - p_s) + \frac{w_d^2 \gamma_d}{2g} - \frac{w_s^2 \gamma_s}{2g}. \end{aligned} \quad (124)$$

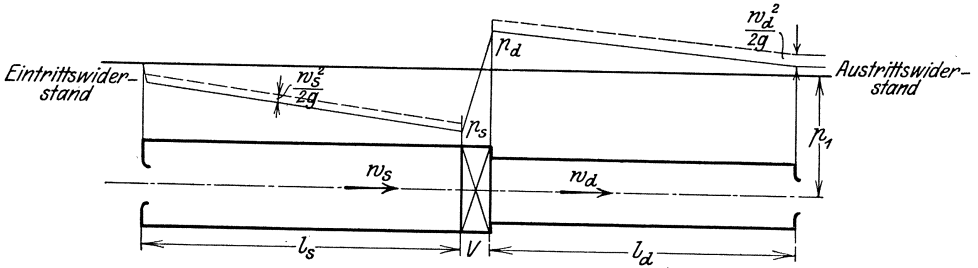


Abb. 62. Widerstände im Saug- und Druckstutzen.

Ist im speziellen $w_d = w_s$, $\gamma_d = \infty \gamma_s$,

$$\Delta p = p_d - p_s,$$

d. h. gleich der Summe aus statischem Unterdruck und statischem Überdruck, wobei

$$p_s = p_0 - \frac{w_s^2}{2g} \gamma_s \left(1 + \lambda' \frac{U}{F} l_s + \Sigma \zeta \right)$$

und

$$p_d = \frac{w_d^2}{2g} \gamma_d \left(\lambda' \frac{U_d}{F_d} l_d + \Sigma \zeta \right)$$

Diese statischen Drücke werden von den glatt angesetzten Piezometern angezeigt, dasjenige auf der Saugseite enthält $\frac{w_s^2}{2g} \gamma_s$ als Unterdruck.

Man kann die allgemeine Formel d) auf ihre Richtigkeit prüfen, indem man sie für die anderen Fälle anwendet.

$$\text{a) } p_a = p_0, \quad p_s = p_0 - \frac{w_s^2}{2g} \gamma_s, \quad \Delta p = \frac{w_a^2}{2g} \gamma_a;$$

$$\text{b) } p_a = p_0, \quad \Delta p = (p_0 - p_s) + \frac{w_a^2}{2g} \gamma_a - \frac{w_s^2}{2g} \gamma_s;$$

$$\text{c) } \quad p_s = p_0 - \frac{w_s^2}{2g} \gamma_s, \quad \Delta p = (p_a - p_0) + \frac{w_a^2}{2g} \gamma_a.$$

Die Formel d) Gleichung (124) ist demnach für alle Fälle brauchbar. Mit Δp ergibt sich der Energievorrat der Luft $N = \frac{\Delta p \cdot V}{75}$.

7. Entwurf des Ventilators.

A. Einteilung der Bauformen.

Diesbezüglich kann man die Ventilatoren einteilen in: 1. Trommelgebläse; 2. Pumpenräder; 3. Materialförderräder.

1. Trommelgebläse. Eine niedrige und deshalb enggeteilte Schaufelung, meist stark vorwärts gebogen in ungefähr der Breite von $D/2$ gibt dem Laufrad die äußere Form einer Trommel. Es ist der ausgeprägte Typus der Niederdruck-Bauart. Rückwärts gestellte Schaufelung der gleichen Art können weniger breit gebaut werden.

In etwas schmalerer Ausführung und mit höheren Schaufeln, stärker gebaut, dienen sie als Mitteldruck-Ventilatoren.

2. Pumpenräder. So genannt, weil ihre Schaufelung bei Zentrifugalpumpen allgemein gebräuchlich ist. Lange Schaufeln, nach außen stark abnehmende Schaufelbreite, gut abgerundete Einströmung in das Laufrad charakterisieren die „Pumpenräder“. Man erkennt ohne weiteres den Hochdrucktypus. Eigentümlicherweise werden auch niedrige Schaufelungen der Trommelgebläse in schmaler Ausführung zur Erzeugung hoher Pressungen verwendet; dabei entstehen jedoch auf der Saugseite des Laufrades ungünstige Strömungsverhältnisse.

3. Materialförderräder. Soll pneumatisch zu förderndes Material das Ventilatorlaufrad passieren, so muß dieses entsprechend gebaut sein. Die Beanspruchung durch das spezifisch schwerere und aus festem Material von gewisser Stückgröße bestehende Fördergut erheischt eine starke Bauart. Um Verstopfungen zu vermeiden, kann nur eine beschränkte Anzahl Schaufeln eingebaut werden, die überdies für die Durchlassung von faserigem Material fliegend an der Rückenscheibe befestigt und ohne Abdeckungsring mit schrägansteigender Eintrittskante ausgeführt werden müssen (Abb. 198, S. 265). Um gegen die oft sehr starke Korrosionswirkung des Fördergutes genügend widerstandsfähig zu sein, sind Ausführungen aus Stahlblech oder sogar aus Stahlguß erforderlich.

Es folgen zuerst B. eine Anzahl Beispiele unter strenger Anlehnung an die vorgehend hergeleiteten Gleichungen, hierauf C. Beispiele mit zum Teil abgekürztem Berechnungsverfahren, das sich der Praktiker erlauben darf, wenn er auf Grund seiner Erfahrungen imstande ist, den gegenseitigen Einfluß der verschiedenen Koeffizienten gegeneinander abzuwägen. Für Anfänger empfiehlt sich selbstredend die erste Art des Vorgehens. Die zweite Art hingegen hat bei jedem Praktiker ein mehr oder weniger individuelles Gepräge.

B. Strenge Anwendung der Formeln.

In nachstehenden Beispielen wird die Berechnung durch zeichnerische Darstellung der maßgebenden Geschwindigkeiten (Geschwindigkeitsdreiecke) unterstützt, sei es, daß daraus gewisse Werte unmittelbar entnommen werden, sei es zur Berechnungskontrolle. Die Dreiecke als Hälften der entsprechenden Geschwindigkeitsparallelogramme, kommen der Vorstellung zu Hilfe, ähnlich wie die geometrische Darstellung von Kräften in der Statik.

a) Gegeben die Hauptabmessungen.

Liegen bei einer Ausführung Versuchswerte vor, so können diese zusammen mit den Hauptabmessungen benutzt werden, um die Berechnungsart zu prüfen, insbesondere, um das Verhältnis der erreichbaren zur theoretischen Druckhöhe festzustellen, ferner die Geschwindigkeiten und den Energiewirkungsgrad.

Die Nachrechnung einer bestehenden Anlage soll an einem Beispiel gezeigt werden:

Beispiel 27. Sulzer Niederdruckventilator am Simplontunnel. Schw. Bz. 1919. $D_2 = 3500$ mm, $D_1 = 2600$ mm, $b = 1,2$ (lichte Breite). Ventilator Nr. I. Gegeben: $V = 209$ cbm/sek, statischer Druck 102 mm W.-S., $n = 312$, Energiewirkungsgrad $\eta_e = 82\%$, eingeführte Leistung N_e 470 PS, $\gamma = 1,15$ kg/cbm.

Spiralgehäuse, Querschnitt an der Druckmeßstelle $3,51 \times 2,4$.

$$F_d = 8,4 \text{ qm}, \quad w_d = 209 : 8,4 = 25 \text{ m/sek},$$

$$\frac{w_d^2}{2g} \cdot \gamma = \frac{25^2}{19,62} \cdot 1,15 = 36,5 \text{ mm W.-S.}; \quad \Delta p = 102 + 36,5 = 138,5.$$

Die Aufgabe entspricht dem Fall c).

$$\text{Energie in der Luft} \quad N = \frac{209 \cdot 138,5}{75} = 386 \text{ PS},$$

$$\text{Energiewirkungsgrad} \quad \frac{N}{N_e} = \eta_e = 386 : 470 = 0,82.$$

Dreiecke (Abb. 63 und 64): Nach Zeichnung $\beta_1 = 30^\circ$, $\beta_2 = 143^\circ$ (rückwärts gekrümmte Schaufeln).

$$D_2 = 3,5 \text{ m}; \quad u_2 = \frac{\pi \cdot 3,5 \cdot 312}{60} = 57,0 \text{ m/sek}, \quad u_1 = 42,4 \text{ m/sek}, \quad D_1 = 2,6 \text{ m},$$

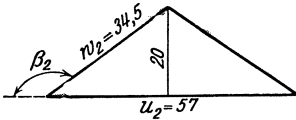


Abb. 63.

$$\frac{u_2^2}{g} = 330, \quad \frac{u_1^2}{g} = 183, \quad \frac{u_2^2 - u_1^2}{g} = 147.$$

Um das Austrittsdreieck zeichnen zu können (Abb. 63), kann folgende Gleichung benutzt werden

$$V = \pi D_2 b_2 c_2'' \mu_s \mu, \quad (125)$$

hierin ist c_2'' die radiale Komponente der Geschwindigkeit c_2 , μ_s der Koeffizient der Schaufelverengung, μ der Kontraktionskoeffizient (für unregelmäßigen Durchtritt usw. und ungenaue Ausführung).

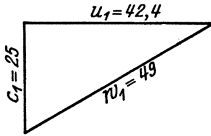


Abb. 64.

Für $V = 209$, $D_2 = 3,5 \text{ m}$, $b = 1,2 \text{ m}$, $\mu_s = 0,90$, $\mu = 0,88$ wird $c'' = 20 \text{ m/sek}$. Damit ist $w_2 = 34,5 \text{ m/sek}$.

$$\text{Am Eintritt ist axial } c_0 = \frac{209}{2 \frac{\pi}{4} \cdot 2,6^2} = 20 \text{ m/sek},$$

$$\text{radial } c_1 = \frac{209}{3,14 \cdot 2,6 \cdot 1,2 \cdot 0,9 \cdot 0,85} = 25 \text{ m/sek},$$

$$w_1 = 49 \text{ m/sek}.$$

Damit kann die theoretische Druckhöhe berechnet werden:

$$H = \frac{u_2^2 - u_1^2}{g} + \frac{u_2 w_2 \cos \beta_2 + u_1 w_1 \cos \beta_1}{g}$$

$$= 147 + \frac{-57 \cdot 34,5 \cdot 0,8 + 42,4 \cdot 49 \cdot 0,86}{9,81} = 147 + 21,4 = 168,4 \text{ m/L.} \cdot \text{S.},$$

$$H_p = 168,4 \cdot 1,15 = 194 \text{ kg/m}^2 = 194 \text{ mm W.} \cdot \text{S.}$$

Damit wird der Druckwirkungsgrad

$$\pi_p = \frac{138}{194} = 0,71.$$

Ferner sind die Vergleichszahlen

$$\varphi_1 = \frac{H}{\frac{u_2^2}{2g}} = \frac{168,4}{330} = 0,51,$$

$$\varphi = 0,51 \cdot 0,71 = 0,362.$$

Es ist also leicht möglich, daß der Druckwirkungsgrad kleiner ist als der Energiewirkungsgrad, da der erstere eben nicht bloß die Verluste darstellt, sondern durch die Art der Schaufelkonstruktion bedingt ist und verwickelten Einflüssen unterliegt.

Es ist der Vorschlag gemacht worden, die theoretische Druckhöhe H nicht für die Verhältnisse bis zum äußeren Umfang zu berechnen, sondern u_2 , w_2 einzusetzen für den Radius R , für den der austretende Strahl noch beiderseits von den Schaufeln geführt ist. Dadurch würde H kleiner und η_p würde größer. Aber auch jetzt ist η_p nur als Vergleichszahl anzusehen, übrigens ohne physikalische Bedeutung. Außerdem ist der Punkt A (Abb. 65) der mittleren Flüssigkeitsfaden nur für rückwärts gekrümmte Schaufeln möglich anzugeben, und auch da unsicher. Daher ist dieser Vorschlag als unzumutbar abzulehnen.

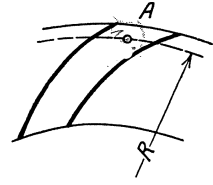


Abb. 65.

Der in diesem Beispiel gefundene Energiewirkungsgrad 82% ist als sehr hoch zu bezeichnen, was nur bei derart großen Ventilatoren zu erreichen ist und nur bei sorgfältiger Ausführung, namentlich am Eintritt, wo die Luft von der axialen zur radialen Richtung abgelenkt werden muß.

Die Zeichnung (Abb. 66) ist Abb. 9 des genannten Aufsatzes aus der Schw. Bauz.

Gute Abrundung, namentlich außen und an der Welle, begünstigt den Eintritt. Die Welle mißt im Lager $\varnothing 180$ mm und in der Kuppelung $\varnothing 160$ mm. — Die Beanspruchung $k_t = 140$ kg/qm (auf reine Torsion berechnet).

Die vorhin gebrauchte Gleichung (125)

$$V = \pi D_2 b_2 c_2'' \mu_s \mu$$

verlangt eine gewisse Erläuterung, die an dieser Stelle nachgeholt wird, anschließend an die Gleichung für die theoretische Druckhöhe, welche die beiden Durchmesser D_1 und D_2 sowie die innere und äußere Mantelfläche des Laufrades enthält:

$$H = \frac{u_2^2}{g} \left[1 - \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right] + u_2 c_2'' \left[\cotg \beta_2 - \frac{D_1 F_2}{D_2 F_1} \cotg \beta_1 \right]. \quad (126)$$

Sie wird hergeleitet aus den Gleichungen (106), (107) und (111). Es besteht die Beziehung

$$F_1 c_1'' = F_2 c_2'', \quad (127)$$

und die Gleichungen (106) und (107) werden weiter ausgeführt:

$$c_2 = u_2 + c_2'' \cotg \beta_2,$$

$$c_1 = u_1 c_1'' \cotg \beta_1 = u_2 \frac{D_1}{D_2} + c_2'' \frac{F_2}{F_1} \cotg \beta_1.$$

Werden die Werte in Gleichung (111)

$$H = \frac{1}{g} (u_2 c_2' - u_1 c_1')$$

eingesetzt, so erhält man die obige Gleichung (126). Diese dient zur Berechnung der theoretischen Druckhöhe H bei dem Entwurf oder der Untersuchung eines vorhandenen Schaufelrades. Doch ist es not-

wendig, den Wert für c_2'' und von F näher zu umschreiben. Der erstere steht im direkten Verhältnis zum Ansaugvolumen, und der letztere ist das Produkt aus dem Radumfang (F_1 am inneren, F_2 am äußeren Umfang) und der Breite der Mantelfläche unter Berücksichtigung der

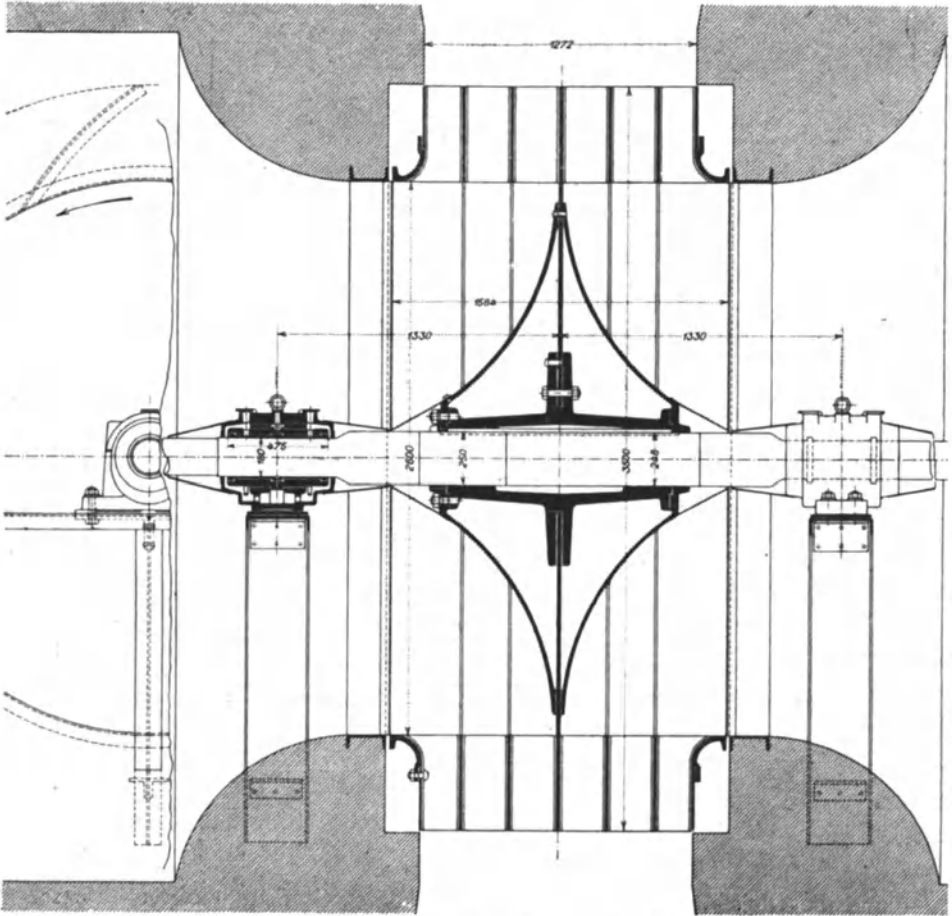


Abb. 66. Sulzer Niederdruckventilator am Simplontunnel.

Einschränkung, die diese durch die Schaufeldicken und den Einfluß der Kontraktion erfährt.

Das spezifische Volumen der Luft beim Eintritt in das Schaufelrad sei v_0 und beim Austritt v_2 , da jedoch die Änderung sehr gering ist, so wird ein mittlerer Wert v angenommen, demnach

$$V = Gv,$$

$$c'' = \frac{Gv}{F} = \frac{V}{F}. \quad (128)$$

Bedeutet μ_s das Verhältnis der Verengung der Mantelfläche durch die Schaufeldicken s und μ den Einfluß der Kontraktion bei Eintritt und Austritt der Luft aus den Schaufelkanälen mit dem Index 1 oder 2 für innen bzw. außen, so stellt sich das Verhältnis der Querschnitte F_1 und F_2 dar durch

$$\frac{F_2 D_2 b_2 \mu_{s2} \mu_2}{F_1 D_1 b_1 \mu_{s1} \mu_1}.$$

Ist z_2 die Schaufelzahl am äußeren Umfang und b_2 die Schaufelbreite, so folgt

$$F_2 = \left(\pi D_2 - \frac{z_2 s_2}{\sin \beta_2} \right) b_2 \mu_{s2},$$

$$\mu_{s2} = 1 - \frac{z_2 s_2}{\pi D_2 \sin \beta_2} \quad (129)$$

und

$$\mu_{s1} = 1 - \frac{z_1 s_1}{\pi D_2 \sin \beta_1}. \quad (130)$$

μ_{s2} hat einen Wert, der meistens zwischen 0,95 und 0,85 liegt, μ_{s1} ist meistens etwas kleiner als μ_{s2} .

Setzt man in Gleichung (126) statt $c_2'' = \frac{V}{F_2}$ und

$$1 - \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 = C_1$$

und

$$\frac{1}{F_2} \left(\cotg \beta_2 - \frac{D_1 F_2}{D_2 F_1} \cotg \beta_1 \right) = C_2,$$

so erhält man

$$H = C_1 \frac{u_2^2}{g} + C_2 \frac{u_2}{g} V. \quad (131)$$

Für ein konstantes u bzw. konstante Drehzahl n ist diese Gleichung identisch mit Gleichung (114).

Beispiel 28. Sulzer Mitteldruckventilator.

Gegeben: $D = 900$ mm, $D_1 = 600$ mm, $\gamma = 1,2$ kg/cbm, $V = 6,5$ cbm/sek, $p_d - p_0 = 141$ mm W.-S., $n = 1300$, $b = 260$ mm eff., $N_e = 22,3$ PS, 2 Saugöffnungen 600 mm, Drucköffnung 1300/260.

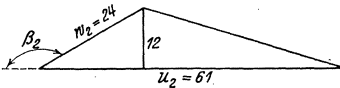


Abb. 67.

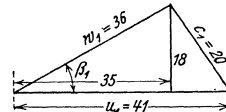


Abb. 68.

$$w_d = \frac{6,5}{1,3 \cdot 0,26} = 19,2 \text{ m/sek}, \quad \frac{w_d^2}{2g} \gamma = 22,5 \text{ mm W.-S.},$$

$$\Delta p = (p_d - p_0) + \frac{w_d^2}{2g} \gamma = 141 + 22,5 = 163,5 \text{ mm W.-S.}$$

Mit $\mu_s = 0,9$, $\mu = 0,85$ wird $c_2'' = \frac{6,5}{3,14 \cdot 0,9 \cdot 0,26 \cdot 0,90 \cdot 0,85} = 12$ m/sek.

$$(Abb. 67) \quad w_s = \frac{6,5}{2 \cdot 0,283} = 11,5 \text{ m/sek},$$

$$u_2 = \frac{\pi \cdot 0,9 \cdot 1300}{60} = 61 \text{ m/sek}, \quad \frac{u_2^2}{g} = 379,$$

$$(Abb. 68) \quad u_1 = 61 \cdot \frac{600}{900} = 41 \text{ m/sek}, \quad \frac{u_1^2}{g} = 171,$$

$$\frac{u_2^2 - u_1^2}{g} = 208,$$

$$\beta_2 = 150^\circ, \quad w_1 \cos \beta_1 = 35,$$

$$H = 208 + \frac{-61 \cdot 24 \cdot 0,886 + 41 \cdot 35}{9,81} = 227 \text{ m L.-S.},$$

$$H_p = 227 \cdot 1,2 = 272 \text{ kg/qm} = 272 \text{ mm W.-S.},$$

$$\eta_p = \frac{163,5}{272} = 0,6, \quad \varphi = \frac{H}{\frac{u_2^2}{g}} = 0,6.$$

(Dieser Vergleich beruht auf Katalogangaben, nicht auf Versuch.)

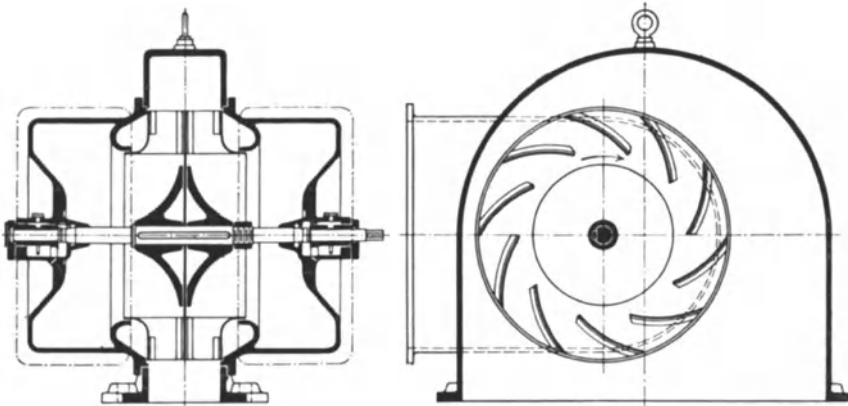


Abb. 69, Sulzer Mitteldruckventilator, älteres Modell.

$$\text{Leistungsaufnahme} \quad N = \frac{\Delta p \cdot V}{75} = \frac{163,5 \cdot 6,5}{75} = 14,2 \text{ PS},$$

$$\text{Energiewirkungsgrad} \quad \eta_e = \frac{14,2}{22,3} = 0,635,$$

was übrigens mit Messungen übereinstimmt. Die meisten Kataloge geben einen zu hohen Wirkungsgrad η_e an. Bei diesem Ventilator ist der Eintritt richtig konstruiert mit guter Abrundung. Statt einer spiralförmigen Ummantelung ist das Rad exzentrisch im Gehäuse.

Beispiel 29. Sulzer Hochdruckventilator.

$D_2 = 1,2$ m, $D_1 = 0,4$ m, $\gamma = 1,2$, $V = 3,25$ cbm/sek,
 $p_a - p_0 = 436$ mm W.-S., 2 Saugstutzen 416 mm, Druckstutzen
 390 mm, $n = 1450$, $b = 50$ mm, $N_e = 25,2$ PS.

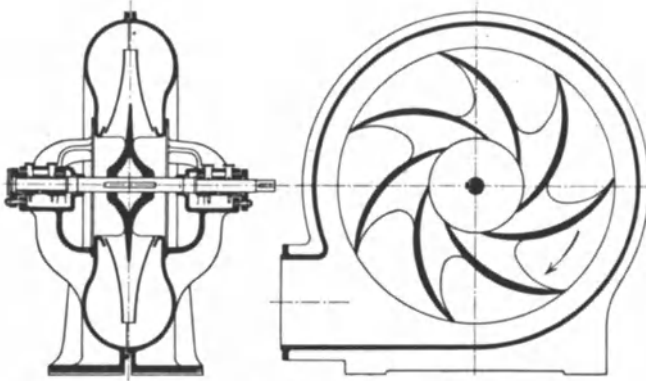


Abb. 70. Sulzer Hochdruckventilator, älteres Modell.

$$w_a = \frac{3,25}{0,119} = 27,3 \text{ m/sek,}$$

$$\Delta p = 436 + \frac{27,3^2}{19,6^2} \cdot 1,2 = 436 + 45,5 = 481,5 \text{ mm W.-S.}$$

(Katalog gibt weniger), daher

$$N = \frac{460 \cdot 3,25}{75} = 20 \text{ PS,} \quad \eta_e = \frac{20}{25,2} = 0,79.$$

(Dieser Wirkungsgrad erscheint sehr hoch.)

$$w_s = \frac{3,25}{2 \cdot 0,136} = 12 \text{ m/sek,}$$

$$c' = \frac{3,25}{\pi \cdot 1,2 \cdot 0,05 \cdot 0,95 \cdot 0,9} = 20,3 \text{ m/sek,}$$

rückwärts gekrümmte Schaufeln $w_2 \cos \beta_2 = -35$; $w_1 \cos \beta_1 = 26$,

$$u_2 = \frac{\pi \cdot 1,2 \cdot 1450}{60} = 91 \text{ m/sek,} \quad u_1 = 30,5 \text{ m/sek,}$$

$$\frac{u_2^2}{g} = 840, \quad \frac{u_1^2}{g} = 95, \quad \frac{u_2^2 - u_1^2}{g} = 745,$$

$$H = 745 + \frac{-91 \cdot 35 + 30,5 \cdot 26}{9,81} = 745 - 245 = 500 \text{ m L.-S.,}$$

$$H_p = 500 \cdot 1,2 = 600 \text{ mm W.-S.,}$$

$$\eta_p = \frac{481,5}{600} = 0,805, \quad \varphi = \frac{H}{\frac{u_2^2}{g}} = \frac{500}{840} = 0,595$$

(wegen rückwärts gekrümmter Schaufeln).

Beispiel 30. Ventilator System Capell, Tauern-Tunnel (siehe Z. V. d. I. 1915, S. 253).

Erzeugter Gesamtdruck $\Delta p = 150$ mm W.-S., $V = 17700$ cbm/min in 2 Ventilatoren, $\dot{V} = 148$ cbm/sek, $n = 150$, $N_e = 850$ PS für beide Ventilatoren, $D_2 = 5,5$ m, $b = 2$ m, $u_2 = \frac{\pi \cdot 5,5 \cdot 150}{60} = 43$ m/sek, $\frac{u_2^2}{g} = 190$.

Angenommen, es seien

so ist $\alpha_2 = 12^\circ$, $\beta_2 = 60^\circ$, $\varphi = 1,14$,

$$H_p = 1,14 \cdot 1,90 \cdot 1,15 = 250 \text{ mm W.-S.}, \quad \eta_p = \frac{150}{250} = 0,6,$$

$$N = \frac{2 \cdot 148 \cdot 150}{75} = 593 \text{ PS}, \quad \eta_e = \frac{593}{850} = 0,7,$$

was mit den Kurven des genannten Aufsatzes stimmt.

Beispiel 31. Ventilator Grenchenbergtunnel (Abb. 71 u. 72) ¹.

Vertraglich $V = 75$ cbm/sek, $n = 130$, Δp stat. = 30 mm W.-S.,

$\eta_s = 60\%$ (garantiert).

Abnahmeversuch: Messung der Luftmenge mit geeichtem Anemometer $V = 95,3$ cbm/sek, $\gamma = 1,25$, $n = 130$, statischer Druck 34,4 mm W.-S., $N_e = 73,6$ PS_e, Querschnitt an der Meßstelle 14,3 qm.

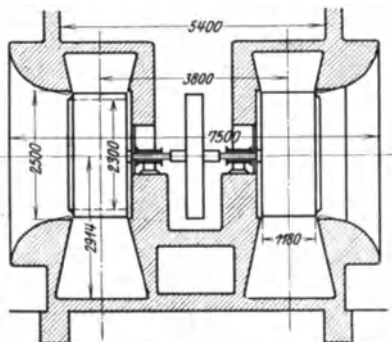


Abb. 71.

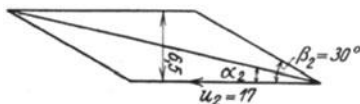


Abb. 72.

$b = 1,1$ mm, $D_2 = 2,5$ mm, $D_1 = \infty 2,3$ m, $w_d = \frac{95,3}{14,3} = 6,65$ m/sek,

$$\frac{w_d^2}{2g} \gamma = 2,8 \text{ mm W.-S.}, \quad \Delta p = 34,4 + 2,8 = 37,2 \text{ mm W.-S.},$$

$$N = \frac{37,2 \cdot 95,3}{75} = 47,3 \text{ PS}, \quad \eta_e = \frac{N}{N_e} = \frac{47,3}{73,6} = 0,642.$$

Vorgekrümmte Schaufeln

$$u_2 = \frac{\pi \cdot 2,5 \cdot 130}{60} = 17 \text{ m/sek}, \quad \frac{u_2^2}{2g} = 29,4, \quad w_1 \cos \beta_1 = u_1,$$

$$c'' = \frac{48}{\pi \cdot 2,5 \cdot 1,1 \cdot 0,95 \cdot 0,9} = 6,5 \text{ m/sek}, \quad w_s = \frac{48}{\pi \cdot 2,3^2} = 11,6 \text{ m/sek},$$

$$\beta_2 = 30^\circ, \quad w_2 \cos \beta_2 = \frac{c''}{\tan \beta_2} = \frac{6,5}{0,377} = 11,2,$$

$$H = \frac{u_2^2}{g} + \frac{u_2 w_2 \cos \beta_2}{g} = 29,4 + \frac{17 \cdot 11,2}{9,81} = 48,7 \text{ m L.-S.},$$

$$H_p = 48,7 \cdot 1,25 = 61 \text{ mm W.-S.}, \quad \eta_p = \frac{37,2}{61} = 0,61, \quad \varphi = \frac{48,7}{29,4} = 1,66.$$

¹ Ausgeführt von Gebrüder Sulzer, Winterthur.

Reibungszahl des Tunnels. Der Ausgang des Tunnels ist 51 m höher als der Eintritt. Lufttemperatur beim Austritt = $11,3^\circ$, Lufttemperatur beim Eintritt = $-0,4^\circ$. Spezifisches Gewicht beim Austritt $\gamma' = 1,182$, Eintritt $1,232 = \gamma''$. Auftrieb:

$$51(\gamma'' - \gamma') = 2,55 \text{ kg/qm} = 2,55 \text{ mm W.-S.},$$

um so viel wird der Druck vermehrt, um die Luft durch den Tunnel zu treiben. Gesamtdruck $34,4 + 2,55 = \approx 37 \text{ mm W.-S.}$ Querschnitt des Tunnels $26,4 \text{ qm}$, Umfang $U \approx 20,4 \text{ m}$,

$$\frac{U}{F} = 077, \quad l = 8560 \text{ m},$$

$$\lambda = \frac{37 \cdot 4}{0,77 \cdot 8,560 \cdot 0,63 \cdot 1,2} = 0,0295.$$

Dieser Wert stimmt mit der Erfahrung gut überein.

b) Gegeben die Liefermenge und der zu erzeugende Druck.

Häufig wird für den Entwurf auch die Drehzahl vorgeschrieben, was aber nicht in beliebigen Grenzen möglich ist.

Zur Entwurfsberechnung ist am verlangten Druck ersichtlich, ob vorwärts oder rückwärts gekrümmte Schaufeln gewählt werden sollen.

Zweckmäßig ist es, zuerst die Verhältnisse am Eintritt zu bestimmen bzw. Saug- und Druckstutzen. Hierzu wählt man w_s und w_d .

	NDr.	MDr.	HDR.
Man wählt $w_s =$	10—12	12—16	12—18 m/sek,
$w_d =$	12—16	15—20	20—30 m/sek,
$\beta_2 = 90$ oder $< 90^\circ$		$> 90^\circ$	$> 90^\circ$,
		120—140°	125—150°.

Damit ist der totale Druck $\Delta p = (p_d - p_s) + \frac{w_d^2}{2g}\gamma - \frac{w_s^2}{2g}$.

Mit der Wahl von η_e ergibt sich die Leistung des Motors

$$N_e = \frac{(\Delta p)V}{\eta_e \cdot 75}.$$

In η_e ist der mechanische Wirkungsgrad, der die Lagerreibung berücksichtigt, bereits enthalten. Bei Hochdruckventilatoren ist die Radreibung ziemlich beträchtlich; sie entsteht an der Scheibe, indem zu beiden Seiten des Rades ruhende Luft in Bewegung gesetzt wird und zum Rotieren kommt. Man rechnet für Entwürfe bei kleiner Ausführung

	NDr.	MDr.	HDR.
$\eta_e =$	0,5—0,6	0,5—0,7	0,7—0,8.

Für große Ausführung Zahl bei Niederdruckanlagen höher.

Diese Berechnung der Leistungsaufnahme der Luft ist für Niederdruck- und Mitteldruckventilatoren zulässig. Bei höherer Druck-

zunahme muß die Arbeit der adiabatischen Kompression bestimmt werden (siehe Ostertag: Turbokompressoren).

Im übrigen geben die bereits berechneten Beispiele, deren Resultate der Praxis entnommen sind, Aufschluß über die zu wählenden Größen.

Für eine rasche überschlägige Lösung bei Entwurfsberechnungen kann man die Hauptgleichung vereinfachen unter Annahme des senkrechten Eintritts und Einführung des Winkels α_2 zwischen u_2 und c_2 ,

$$u_1 = w_1 \cos \beta_1, \quad \frac{w_2}{u_2} = \frac{\sin \alpha_2}{\sin(\beta_2 - \alpha_2)}, \quad (\text{Abb. 73})$$

$$H = \frac{u_2^2}{g} + \frac{u_2^2 \sin \alpha_2 \cos \beta_2}{g \sin(\beta_2 - \alpha_2)} = \frac{u_2^2}{g} \cdot \left[1 + \frac{\sin \alpha_2 \cos \beta_2}{\sin \beta_2 \cos \alpha_2 - \cos \beta_2 \sin \alpha_2} \right],$$

$$H = \frac{u_2^2}{g} \frac{\sin \beta_2 \cos \alpha_2}{\sin \beta_2 \cos \alpha_2 - \cos \beta_2 \sin \alpha_2}$$

$$= \frac{u_2^2}{g} \frac{1}{1 - \frac{\text{tg} \alpha_2}{\text{tg} \beta_2}} = \varphi \frac{u_2^2}{g}, \quad \text{worin} \quad \varphi = \frac{1}{1 - \frac{\text{tg} \alpha_2}{\text{tg} \beta_2}}.$$

Bei gegebenem h und η_p ist H bestimmt, woraus nach Wahl von β_2 und α_2 u_2 zu berechnen ist.

Wählt man w_s am Saugrohrstutzen mit dem Durchmesser d_s , so kann auf D_1 geschlossen werden, meistens sollte $D_1 \geq d_s$ gemacht

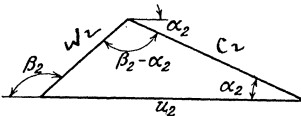


Abb. 73.

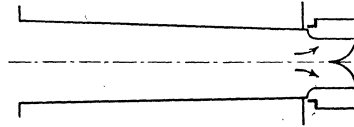


Abb. 74.

werden, um einen guten Eintritt zu erhalten (siehe Simplonventilation). Bei Niederdruckventilatoren findet man sogar $D_1 < d_s$, d. h. das Rohr verengt sich, was als unrichtige Sparmaßnahme anzusehen ist (Abb. 74).

Beispiel 32. Es soll ein Niederdruckventilator entworfen werden für $V = 5,5$ cbm/sek, $p_d - p_0 = 85$ mm W.-S., $\gamma = 1,15$ kg/cbm.

Wir wählen vorwärtsgekrümmte Schaufeln $\beta_1 = 30^\circ$, $\beta_2 = 45^\circ$, ferner $w_d = 16$ m/sek, $w_s = 12$ m/sek, $\eta_p = 0,6$, $\eta_e = 0,7$ und erhalten

$$\frac{w_d^2}{2g} \gamma = \frac{16^2}{19,62} \cdot 1,15 = 15 \text{ mm W.-S.}, \quad \Delta p = 85 + 15 = 100.$$

$$\text{Leistungsbedarf } N_e = \frac{100 \cdot 5,5}{75 \cdot 0,7} = 10,5 \text{ PS},$$

$$\varphi = \frac{1}{1 - 0,325} = 1,48,$$

$$H = \frac{\Delta p}{\gamma \cdot \eta_p} = \frac{100}{1,15 \cdot 0,6} = 145 \text{ m L.-S.}, \quad u_2 = \sqrt{\frac{9,81 \cdot 145}{1,48}} = 31 \text{ m/sek.}$$

Für einseitigen Eintritt ist $\frac{\pi d_s^2}{4} = \frac{5,5}{12}$, $d_s = 770$ mm.

Wählt man $D_1 = 750$ mm, Höhe der Schaufeln 50 mm, $D_2 = 850$ mm, so wird

$$n = \frac{60 \cdot 31}{\pi \cdot 0,85} = 700.$$

Würde man zweiseitigen Eintritt anordnen, so wäre

$$d_s = \frac{770}{\sqrt{2}} = 540 \text{ mm}.$$

Nimmt man $D_1 = 550$, $D_2 = 650$, so wird $n = 920$. Ferner ist $u_1 = 31 \cdot \frac{750}{850} = 27,5$ m/sek,

$$c_1 = u_1 \operatorname{tg} \beta_1 = 27,5 \cdot 0,577 = 15,8 \text{ m/sek}.$$

Des schiefen Eintritts wegen ist μ klein zu wählen, etwa $\mu = 0,7$, $\mu_s = 0,9$, damit $b = \frac{5,5}{\pi \cdot 0,75 \cdot 15,8 \cdot 0,9 \cdot 0,7} = 0,235$ m.

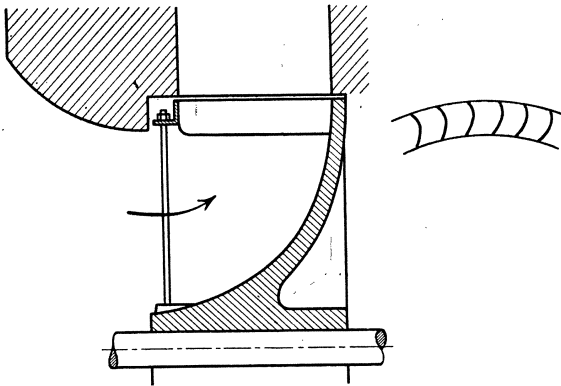


Abb. 75. Niederdruckventilator.

Ausführung dieses Beispiels nach Gebrüder Sulzer, Winterthur (Abb. 75):

$$D_2 = 750 \text{ mm}, \quad D_1 = 650 \text{ mm}, \quad d_s = 770 \text{ mm}, \quad N_e = 9,7 \text{ PS},$$

$$V = 330 \text{ cbm/min} = 5,5 \text{ cbm/sek},$$

$$b = 330 \text{ mm}; \quad n = 700, \quad \Delta p' = 85 \text{ mm W.-S.},$$

$$u_2 = 27,5 \text{ m/sek}, \quad w_a = \frac{5,5}{0,57^2}, \quad w_s = \frac{5,5}{0,445} = 12 \text{ m/sek},$$

$$u_1 = 23,8 \text{ m/sek}, \quad \beta_1 = 27^\circ 10',$$

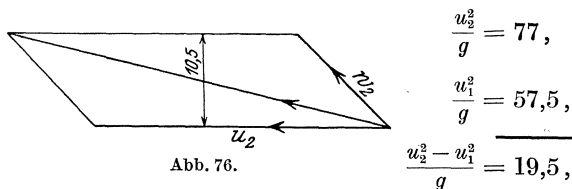
$$\text{innen } c_1 = \frac{5,5}{\pi \cdot 0,65 \cdot 0,33 \cdot 0,9 \cdot 0,75} = 12,2 \text{ m/sek},$$

$$c_1' = u_1 \operatorname{tg} \beta_1 = 12,2 \text{ m/sek}.$$

Der Eintritt ist also senkrecht

$$\text{außen } c_2' = \frac{5,5}{\pi \cdot 0,75 \cdot 0,33 \cdot 0,9 \cdot 0,75} = 10,5 \text{ m/sek,}$$

$$(Abb. 76) \quad w_2 = \frac{c_2'}{\sin \beta_2} = \frac{10,5}{0,707} = 14,15 \text{ m/sek,}$$



$$H = 19,5 + \frac{27,5 \cdot 10,5 + 23,8 \cdot 23,8}{9,81} = 106,7 \text{ m L.-S.}$$

Man sieht, daß bei kurzen Schaufeln der Einfluß des zweiten Gliedes überwiegt.

e) Konstruktive Eigentümlichkeiten bei Niederdruckventilatoren.

Bei Niederdruckventilatoren von großer Breite b_2 ist die Versteifung des Kranzes gegen die Nabe sehr schwierig. Deshalb werden, wie Abb. 77 a zeigt, radial stehende Bleche ab zur Versteifung verwendet, wodurch eine sehr solide Konstruktion entsteht.

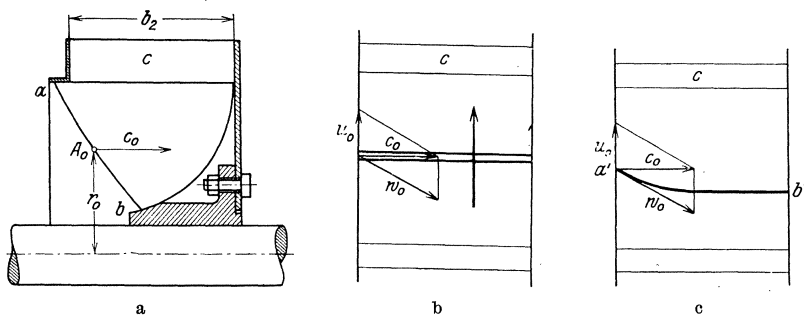


Abb. 77 a-c.

Die Luft kommt mit der Geschwindigkeit c_0 axial gegen das Rad (c_0 Geschwindigkeit im Saugstutzen). Da aber die Umfangsgeschwindigkeit der einzelnen Punkte des Blechrandes verschieden ist (z. B. u_0 im Punkte A_0), so entsteht eine im Sinne der Radbewegung nach rückwärts gerichtete relative Geschwindigkeit w_0 (Grundriß Abb. 77 b). Bildet man die Bleche eben aus, so entsteht beim Lufteintritt ein böser Stoß, den man vermeiden kann, wenn die Bleche entsprechend gebogen oder gewölbt werden (Abb. 77 c). Der zweite Vorteil der Bleche ab

besteht darin, daß die Luft zwischen den Blechen bereits eine radiale Geschwindigkeit besitzt, deren Richtung sich gut an die eigentlichen Radschaufeln c anschmiegt (Abb. 77 d), nachdem die Luft von der axialen zur radialen Richtung, wie üblich, übergegangen ist. Die Geschwindigkeiten w_0 gehen demnach über w_1 , und c_1 hat als absolute Geschwindigkeit die frühere Bedeutung verloren; c_1 darf daher als schräg gerichtet angenommen werden.

Das Werk „Ventilator A.-G.“ in Stäfa (Schweiz) bringt nach diesem Prinzip konstruierte Niederdruckventilatoren unter dem Namen „Luftturbinen“ in den Handel. Abb. 78 gibt eine photographische Ansicht solcher Räder von verschiedenen Größen.

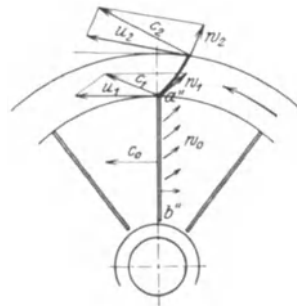


Abb. 77 d.

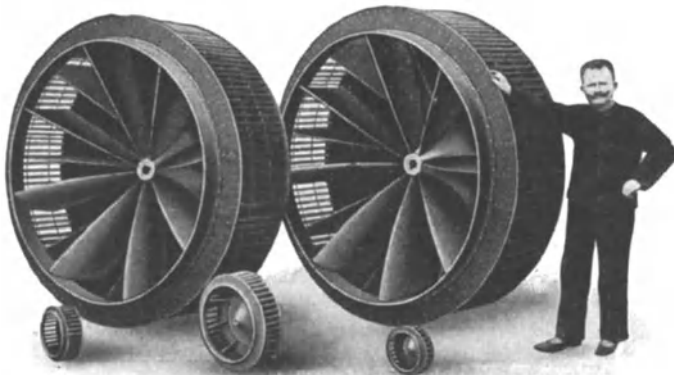


Abb. 78. Luftturbine der „Ventilator A.-G.“, Stäfa.

C. Drei praktische Beispiele über die Berechnung der lichten Abmessungen der Ventilatoren.

Für die einwandfreie Berechnung sämtlicher Abmessungen und Lichtweiten der Ventilatoren fehlen sichere Grundlagen. Gewisse, allgemein angewandte Grundsätze zum Aufbau der Konstruktion sind allerdings vorhanden. Die Entwicklung der Ventilatoren ist zwar im allgemeinen heute noch nicht so weit fortgeschritten, daß sich bestimmte Normaltypen den Markt erobert hätten, und man findet für die gleichen Leistungen und Verwendungszwecke sehr verschieden gebaute Ventilatoren. Eine nach den bekannten Grundsätzen und Formeln entworfene und ausgeführte Type muß ihre Brauchbarkeit noch auf dem Versuchsstand beweisen, und es wird meist nötig sein,

den ersten Entwurf nach den Versuchsergebnissen zu verbessern. Die berechneten Formen entsprechen den „Pumpen“-Laufrädern.

1. Es soll ein Ventilator für nachstehende Leistungsangaben entworfen werden:

Fördermenge: 4 cbm/sek. Druck: 250 mm W.-S.

Nach der zu erzeugenden Druckhöhe werden die Ventilatoren eingeteilt in Nieder-, Mittel- und Hochdruckventilatoren, und es können die entsprechenden Grenzen z. B. bei h ungefähr 100 bis 300 und 1000 mm W.-S. gezogen werden. Die Schauffellängen werden im allgemeinen für größere Drucke größer gewählt als für kleine entsprechend Gleichung (126), doch ist ein genaues Verhältnis nicht bestimmbar.

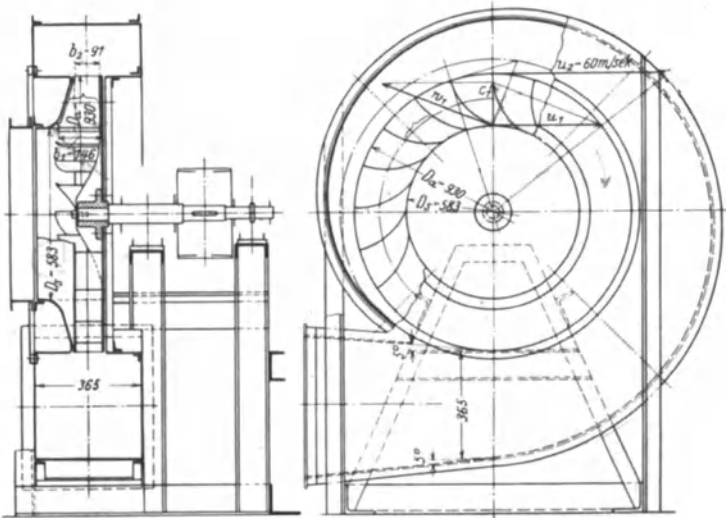


Abb. 79. Mitteldruckventilator.

Dem Druck von 250 mm W.-S. entsprechend fällt der zu berechnende Ventilator in die Kategorie der Mitteldruckventilatoren (Abb. 79). Gemäß Abschnitt 7, Abteilung B/b, Seite 121, beträgt für diese Type die axiale Eintrittsgeschwindigkeit w_s 12 bis 16 m/sek. Nach dem etwas hohen Druck werde $w_s = 15$ m/sek angenommen, Daraus berechnet sich die lichte Saugweite des Flügelrades.

Aus $D_s^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot w_s = 4$ cbm/sek wird

$$D_s = \sqrt{\frac{4}{\frac{\pi}{4} \cdot 15}} = 0,583 \text{ m.}$$

Unter der Annahme, daß die Geschwindigkeit vom Saugquerschnitt bis zum Eintritt in die Schauffelung, welche letztere mit dem Durch-

messer D_s beginne, zunehme oder mindestens konstant bleibe, erhält man für radialen Eintritt (siehe Seite 122):

$$(D_s \cdot \pi \cdot b_1) \cdot 15 \text{ m/sek} = 4 \text{ cbm},$$

daraus die Radbreite

$$b_1 = \frac{4}{D_s \cdot \pi \cdot 15} = \frac{4}{0,583 \cdot 3,14 \cdot 15} = 0,146 \text{ m}.$$

Es kann für das Verhältnis des äußeren Durchmessers D_a zum inneren, in diesem Falle D_s , die nachstehende Abstufung zugrunde gelegt werden.

	NZV.	MZV.	HZV.
$\frac{D_a}{D_s}$	1,4	1,6	2,2

und man erhält daraus:

$$D_a = 1,6 \cdot 0,583 = 0,93 \text{ m}.$$

Für die Schaufelwinkel werde der einfachste Fall zugrunde gelegt, der beim Eintritt einen Winkel mit stoßlosem Übergang der Luft in das Laufrad ergibt, nämlich so, daß die Tangentialkomponente der Relativgeschwindigkeit w_1 gleich der Umfangsgeschwindigkeit des Radeintrittes u_1 ist (Abb. 79) und für den Austritt 90° .

Nach dem Grundsatz, daß die Relativgeschwindigkeit in den Schaufelkanälen nach außen zunehmen oder mindestens gleichbleiben sollte, ergibt sich eine maximale Breite b_2 für das Laufrad beim Austritt:

$$D_a \cdot \pi \cdot b_2 \cdot 15 = 4 \text{ cbm}$$

daraus

$$b_2 = \frac{4}{15 \cdot D_a \cdot \pi} = \frac{4}{15 \cdot 0,93 \cdot 3,14} = 0,91 \text{ m}.$$

Die theoretische Druckhöhe ist:

$$H = \frac{u_2^2 - u_1^2}{g} + \frac{u_2 w_2 \cos \beta_2 + u_1 w_1 \cos \beta_1}{g}; \quad \text{Gl. (113).}$$

Für radialen Eintritt ist

$$u_1 = w_1 \cos \beta_1$$

und für $\beta_2 = 90^\circ$ ist $\cos \beta_2 = 0$.

In obige Gleichung eingesetzt wird

$$H = \frac{u_2^2}{g} \quad [\text{Gl. (117)}] \text{ in m L.-S.}$$

Aus $u_2 = 60 \text{ m/sek}$ (siehe weiter unten) und Abb. 79 berechnet sich β_1

$$u_1 = u_2 \frac{D_s}{D_a} = 60 \cdot \frac{0,583}{0,93} = 37,5 \text{ m/sek}$$

$$\text{tg } \beta_1 = \frac{c_1}{u_1} = \frac{15}{37,5} = 0,4,$$

$$\beta_1 \approx 22^\circ.$$

Der Druckwirkungsgrad η_p sei zu 0,60 angenommen. Daraus läßt sich der wirkliche Druck h_{eff} aus obigem H_{th} wie folgt berechnen:

$$h_{\text{eff}} = H_{\text{th}} \cdot 0,6 = \frac{\gamma u_2^2}{g} \cdot 0,6 \text{ mm W.-S.}$$

aus der Bedingung $h_{\text{eff}} = 250 \text{ mm W.-S.}$ und $\gamma = 1,15$ wird

$$250 = \frac{1,15 \cdot u_2^2}{g} \cdot 0,6,$$

$$u_2 = \sqrt{\frac{250 \cdot 9,81}{1,15 \cdot 0,6}} \approx 60 \text{ m/sek.}$$

$$\text{Daraus die Drehzahl } n = \frac{60 \cdot u_2}{D_a \cdot \pi} = \frac{60 \cdot 60}{0,93 \cdot 3,14}$$

$$\underline{n = 1230/\text{min.}}$$

Der mechanische Wirkungsgrad sei zu 0,65 angenommen, daraus wird der Kraftbedarf:

$$N_e = \frac{V \cdot h}{75 \cdot \eta_e} = \frac{4 \cdot 250}{75 \cdot 0,65} = 20,5 \text{ PS.}$$

Als Grundlage des Gehäuses kann die Geschwindigkeit im Zungenquerschnitt des Gehäuses zu ungefähr der halben Austrittsgeschwindigkeit aus dem Laufrad oder zu $u_2/2$ angenommen werden. Die Verminderung des Gehäusequerschnittes erfolgt rückwärts mit zunehmendem Drehwinkel und erreicht bei der Zunge mit 360° theoretisch den Wert 0. (Siehe auch Abb. 80.) Auf diese Weise erhält man die Gehäusespirale (siehe auch Seite 131). Der Wirkungsgrad hängt neben der richtigen Wahl der Geschwindigkeit auch von der Form des Querschnittes, ob rund oder viereckig, und von der Rauheit der Wandungen ab. Wegen der lästigen Geräuschbildung ist es nicht angängig, die Gehäusezunge zu nahe an das Laufrad heranzuziehen, der Wirkungsgrad leidet darunter nur unwesentlich. Der Zungenabstand z läßt sich nicht theoretisch bestimmen, Er soll 0,05 bis 0,08 D_2 betragen (Abb. 80).

Die mittlere Geschwindigkeit im Gehäuse wurde zu $1/2$ der Umfangsgeschwindigkeit u_2 angenommen.

Da u_2 rund 60 m/sek beträgt, ist die mittlere Geschwindigkeit im Gehäuse ungefähr = 30 m/sek,

$$\text{Gehäusequerschnitt an der Zunge } \frac{4}{30} = 0,133 \text{ qm.}$$

Will man das Gehäuse aus Blech ausführen, und wählt man dazu noch den Querschnitt des Druckstutzens quadratisch, so ist aus obigem die Seitenlänge $\sqrt{0,133} = 0,365 \text{ m.}$

Die vorstehend ermittelten Daten, zeichnerisch zusammengestellt, ergeben das in Abb. 79 skizzierte Bild des Ventilators.

2. Die vorhin entwickelte Rechnungsweise als Schema zusammengestellt und für einen Ventilator der Niederdrucktype durchgeführt, ergibt folgendes Bild:

Die Fördermenge sei wieder 4 cbm/sek.

Der Druck 50 mm W.-S.

$$w_s = 11 \text{ m/sek}, \quad D_s = \sqrt{\frac{V}{\frac{\pi}{4} \cdot w_s}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 4}{3,14 \cdot 11}} = 0,68 \text{ m},$$

$$b_1 = \frac{V}{w_s \cdot D_s \cdot \pi} = \frac{4}{11 \cdot 0,68 \cdot 3,14} = 0,17 \text{ m},$$

$$\frac{D_a}{D_s} = 1,4,$$

$$D_a = 1,4 \cdot D_s = 1,4 \cdot 0,68 = 0,95 \text{ m},$$

$$b_2 = \frac{V}{w_s \cdot D_a \cdot \pi} = \frac{4}{11 \cdot 0,95 \cdot 3,14} = 0,122 \text{ m},$$

$$\eta_p = 0,55,$$

$$u_z = \sqrt{\frac{h_e \cdot g}{\gamma \cdot \eta_p}} = \frac{50 \cdot 9,81}{1,15 \cdot 0,55} = 28 \text{ m/sek},$$

$$n = \frac{60 \cdot u_z}{D_a \cdot \pi} = \frac{60 \cdot 28}{0,95 \cdot 3,14} = 565/\text{min}.$$

$$\eta_e = 0,50,$$

$$N_e = \frac{V \cdot h_e}{75 \cdot \eta_e} = \frac{4 \cdot 50}{75 \cdot 0,50} = 5,3 \text{ PS}.$$

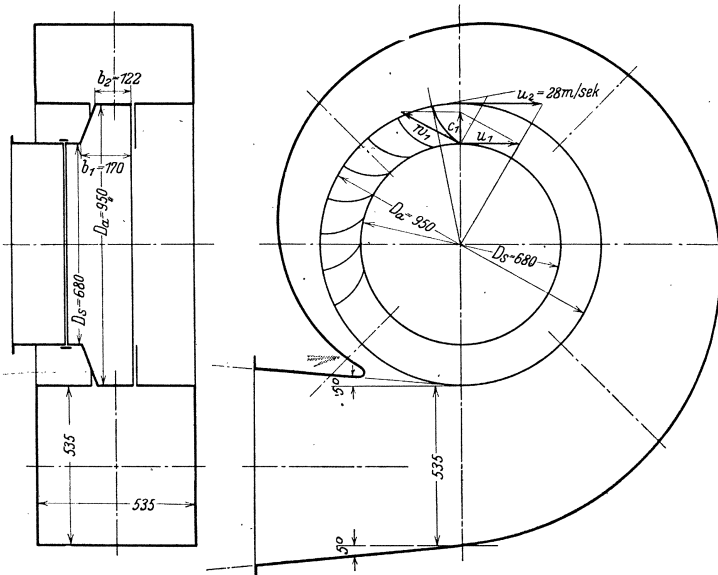


Abb. 80. Niederdruckventilator.

Gehäusequerschnitt bei der Zunge:

$$\frac{V}{\frac{u_z}{2}} = \frac{4}{14} = 0,286 \text{ qm},$$

Seite des Quadrates: $= \sqrt{0,286} = 0,535$.

Vorstehende Werte ergeben einen Ventilator gemäß vorstehender Maßskizze Abb. 80.

3. Berechnung einer Hochdrucktype (Abb. 81).

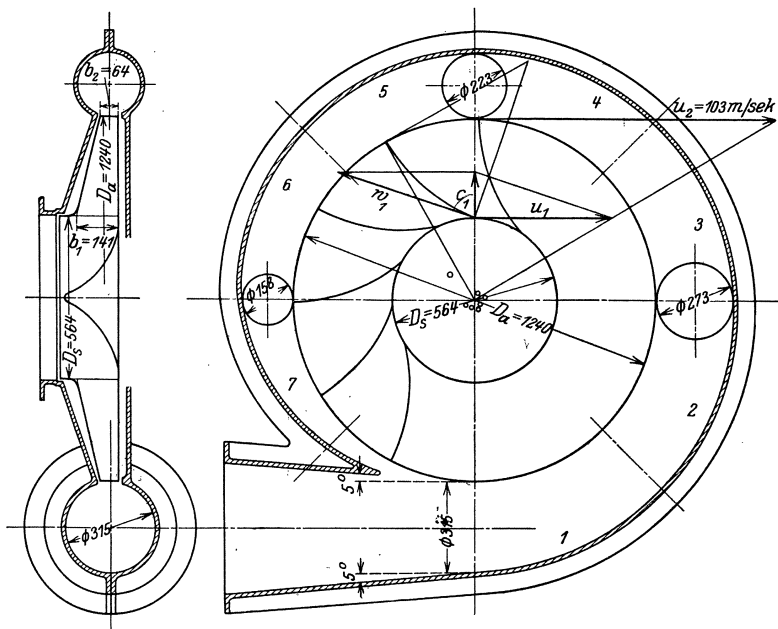


Abb. 81. Hochdruckventilator.

Leistungsangaben:

Fördermenge = 4 cbm/sek; Druck = 800 mm W.-S.

$$w_s = 16 \text{ m/sek}, \quad D_s = \sqrt{\frac{4 \cdot 4}{3,14 \cdot 16}} = 0,564 \text{ m},$$

$$b_1 = \frac{4}{16 \cdot 0,564 \cdot 3,14} = 0,141 \text{ m},$$

$$\frac{D_a}{D_s} = 2,2, \quad D_a = 2,2 \cdot 0,564 = 1,24 \text{ m},$$

$$b_2 = \frac{4}{16 \cdot 1,24 \cdot 3,14} = 0,064 \text{ m},$$

$$\eta_p = 65, \quad u_2 = \sqrt{\frac{800 \cdot 9,81}{1,15 \cdot 0,65}} = 103 \text{ m/sek},$$

$$n = \frac{60 \cdot 103}{1,24 \cdot 3,14} = 1590/\text{min}.$$

$$\eta_e = 0,70, \quad N_e = \frac{4 \cdot 800}{75 \cdot 0,70} = 64 \text{ PS}.$$

$$\text{Zungenquerschnitt:} = \frac{4}{51,5} = 0,078 \text{ qm},$$

$$\text{Durchmesser:} = 0,315.$$

Vorstehend wurde der Durchmesser berechnet, weil das gegossene Gehäuse die runde, günstigere Form erlaubt.

Gehäusespirale. Die Aufzeichnung der Gehäusespirale, oft noch als Diffusor bezeichnet, kann auch in anderer als der auf Seite 128 angegebenen Weise erfolgen, unter Berücksichtigung einer stetig abnehmenden mittleren Geschwindigkeit des Luftstromes. Dies ergibt bei konstant gehaltener Breite des Gehäuses eine Logarithmen-Spirale.

Diffusor. Ein frei aus einer gut abgerundeten Düse austretender Luftstrom hat eine schwach divergierende, konische Form. Der Öffnungswinkel hat bekanntlich ungefähr folgende Werte: Für Niederdruck bis 15° , für den Mitteldruck entsprechende Geschwindigkeiten bis etwa 13° und für Austrittsgeschwindigkeiten aus Hochdruckventilatoren bis zu 10° . Kleinere Winkel können ohne Schaden angewendet werden. Bei größeren Winkeln löst sich der Strom von den Wandungen ab, und es treten naturgemäß bei ziemlich kleinen Überschreitungen der genannten Grenzen schon empfindliche Verluste ein. Steht der nötige Entwicklungsraum für einen normalen Diffusor nicht zur Verfügung, so ist vom Druckstutzen des Ventilators aus der normale Diffusionswinkel möglichst lange zu belassen und den Rest als Übergang mit einem willkürlichen Winkel oder besser allmählich auszuführen. Die normale Entwicklungslänge dürfte praktisch $\frac{2}{3}$ bis $\frac{3}{4}$ des gesamten zu diesem Zwecke verfügbaren Raumes gewählt werden. Diese Regel ist sehr wichtig und bei der Aufstellung von Ventilatoren sehr zu empfehlen. Formeln für die Diffusoren aufzustellen, erscheint aus vorstehenden Gründen ziemlich zwecklos.

Der Wirkungsgrad eines gut ausgeführten Diffusors beträgt ungefähr 90%.

Schaufelung. Heute ist man zu einer Begünstigung vorwärtsgekrümmter Schaufeln geneigt; denn eine richtig gebaute vorwärtsgekrümmte Schaufelung bietet den Vorteil einer reichlichen Fördermenge. Der Ventilator wird dadurch klein, die Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades ebenfalls und infolgedessen auch dessen Beanspruchung durch die Fliehkraft. Schwache Geräuschbildung und ruhiger Gang sind weitere angenehme Begleiterscheinungen.

Die radial endigende Schaufelung ist die einfachste und ursprünglichste Form. Sie wird ihrer Einfachheit wegen auch heute noch für gewisse Spezialausführungen aus Hartblei, Holz usw. verwendet. Ein weiterer Vorzug ist die geringe Beanspruchung durch die Fliehkraft.

Bei Hochdruckventilatoren mit hoher Drehzahl werden nicht bloß die Welle, sondern auch die Schaufeln und ihre Befestigung durch die Fliehkraft stark beansprucht, so daß dem Entwurf des Laufrades eine Festigkeitsberechnung vorauszugehen hat. Dieser ist am Schluß des Buches ein besonderer Abschnitt gewidmet.

Rückwärtsgekrümmte Schaufelung sichert meist einen höheren Wirkungsgrad als andere Formen. Ihre geringe Leistungsfähigkeit in bezug auf die Fördermenge beschränkt jedoch ihre Verwendung.

Es ist darauf hinzuweisen, daß mit der theoretischen Berechnung, d. h. der lichten Abmessungen erst der kleinere Teil des Entwurfes geleistet ist. Erst nachher folgt der eigentliche Entwurf und die konstruktive Durchbildung, wobei es nicht allein auf die Sicherstellung der verlangten Leistungen, sondern auch auf die Wirtschaftlichkeit der Herstellung ankommt. Die Verwendung von Gußeisen als Baustoff erlaubt die Anwendung runder Querschnitte, während dies bei Blechkonstruktionen nicht der Fall ist.

8. Bemerkungen Konstruktionseinzelheiten betreffend.

Es besitzt jede Firma ihre Konstruktionseigentümlichkeiten, die sich zum Teil aus dem zur Verfügung stehenden Arbeitsmaschinen und aus der Schulung des Personals ergeben. Im übrigen gelten z. B. für Wellen und Lager allgemein anerkannte Konstruktionsprinzipien.

Nachstehend folgen einige Regeln, die beim Entwurf von Ventilatoren zu beachten sind, ohne Anspruch auf Vollständigkeit zu machen.

Blechspiralgewäuse. Dazu werden folgende Blechstärken gewählt:

Für Niederdruck	ausgehend von	1,5	mm
„	Mitteldruck	„	„ 2,5 „
„	Hochdruck	„	„ 3,0 „

Dies sind die Minimalstärken, die für größere Konstruktionen entsprechend erhöht werden.

Winkleisen zur Verbindung der Bleche werden passend und mit möglichst leichtem Profil gewählt. Es empfiehlt sich, verhältnismäßig schwache Nieten zu verwenden, dafür mit enger Teilung.

Die Druckstutzen werden mit Winkelflanschen versehen, Schrauben ziemlich stark, da sie dem Verrosten und einer rauen Behandlung ausgesetzt sind. Auf der Saugseite werden des bequemen Anschlusses wegen Winkelflanschen oder Rohrstutzen für Bridenanschluß verwendet.

Die Gehäuse sind meist für axialen Ausbau der Laufräder nach Saug- oder Druckseite eingerichtet.

Die Flügelabdichtung auf der Saugseite braucht für Niederdruckventilatoren nicht so eng gehalten zu werden wie für Mittel- und Hochdruck.

Die Führungsringe außen an den Laufrädern sind oft nur für Mittel- und Hochdruck im Gebrauch.

Die Wellendichtung muß immerhin noch ein gewisses Spiel haben, gasdichte Ausführungen ausgenommen.

Abb. 82 zeigt schematisch die Verteilung der vorkommenden Abdichtungen.

Die Naben des Laufrades werden in der Regel aus Gußeisen hergestellt, mit zylindrischer oder konischer Bohrung, und sind meist noch durch axial angeordnete Schrauben gesichert. Es empfiehlt sich hier noch Abtriebsgewinde zwecks leichterem Demontieren anzubringen. Die geraden Rückscheiben sind mit der Nabe durch Nieten verbunden. Sie werden durch die Fliehkraft beansprucht und sind demnach zu berechnen.

Die Wellen aus bestem Material, Qualitätsstahl wegen der hohen Beanspruchung in der Nähe der kritischen Drehzahl oder besser so bemessen, daß die Betriebsdrehzahl weit genug unter der kritischen Drehzahl liegt.

Auf gute Lagerung muß gehalten werden. Zweckmäßig ist ein guter Weißmetallausguß für Ringschmierlager. Die Lager dürfen kein Öl verlieren, deshalb ist auf gute Wellendichtung zu achten. Für Aufnahme des Axialschubes ist zu sorgen (Kamm-lager): Auch bei Verwendung von Kugel- oder Walzenlagern ist bestes Material am Platze, und staubdichte Bauart Bedingung.

Die Riemenrollen sind so zu bemessen, daß sie der Maximalleistung entsprechen und später leicht auf gesteigerte Drehzahl übergehen können.

Der Lagerunterbau muß stabil sein, sonst treten Vibrationen auf, die den ruhigen Gang stören.

Es ist vorteilhaft, die Konstruktion so zu gestalten, daß sie nach Bedürfnis an einer Wand oder Decke befestigt werden kann.

Es ist mit der Möglichkeit, die Laufräder und Gehäuse in beiden Drehrichtungen verwenden zu können, ein gewisser Vorteil verbunden.

Ventilatoren für Spezialzwecke, wie z. B. für Rauchgasförderung, oder hohe Temperaturen oder für chemische Zwecke sind eigenartigen Beanspruchungen ausgesetzt und verlangen entsprechendes Material und eine Sonderkonstruktion.

Große Anforderungen an die Konstruktion stellen abnormal große Typen in bezug auf sorgfältiges Durcharbeiten und auf Berücksichtigung aller Verhältnisse.

Stehen moderne Arbeitsmaschinen zur Verfügung, so hat sich die Bauart diesen anzupassen, dadurch kann sowohl die Qualität wie die Wirtschaftlichkeit der Herstellung gehoben werden.

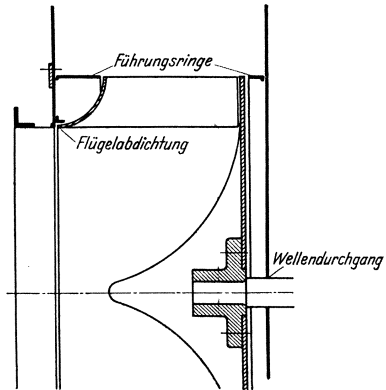


Abb. 82. Gehäuseabdichtungen.

Gußkonstruktionen, die meist für Hochdrucktypen in Frage kommen, sind sehr dauerhaft, doch ist man dadurch an vorhandene Modelle gebunden.

9. Abstimmung des Ventilators mit der Leitung. Gesetz der Affinität.

Wird anschließend an Gleichung (131)

$$H = C_1 \frac{u_2^2}{g} + C_2 \frac{u_2}{g} V, \quad (131)$$

u_2 durch den Durchmesser D_2 und die Drehzahl n ersetzt, also

$$\begin{aligned} u_2 &= \frac{\pi D_2 n}{60}, \\ C_1 \frac{u_2^2}{g} &= C_1 \cdot 2,795 \cdot 10^5 D_2^2 n^2 = K_1 n^2, \\ C_2 \frac{u_2}{g} &= C_2 \cdot 5,336 \cdot 10^3 D_2 n = K_2 n, \end{aligned}$$

so wird

$$\frac{H}{n^2} = K_1 + K_2 \frac{V}{n}. \quad (132)$$

Daraus ergibt sich, daß, wenn H proportional mit n^2 wächst, also wenn

$$\frac{H}{n^2} = a^2,$$

daß dann auch

$$\frac{V}{n} = b$$

sein muß. Durch Elimination der Drehzahl erhält man die Gleichung

$$V = \frac{b}{a} \sqrt{H}. \quad (133)$$

Diese Gleichung hat eine ähnliche Form wie Gleichung (72):

$$V = 4F_{ae} \sqrt{H}, \quad (134)$$

oder, wenn V die Fördermenge per Minute bedeutet,

$$V = 240 F_{ae} \sqrt{H}. \quad (135)$$

Es muß also $\frac{b}{a}$ proportional F_{ae} sein. Ist $\frac{b}{a} = 4F_{ae}$, so sind Ventilator und Leitung aufeinander abgestimmt. Im V - H -Diagramm stellt Gleichung (133) bzw. (135) bei konstantem Wert von $\frac{b}{a}$ bzw. F_{ae} eine Parabel und als Parameter aufgefaßt eine Parabelschar dar, und zwar öffnet sich der Parabelschenkel um so mehr, je größer die äquivalente Weite ist.

Bisher wurde eine reibungslose Flüssigkeit und ein stoßfreier Ein- und Austritt vorausgesetzt. Sind hingegen Widerstände vorhanden, so wird ein Teil der theoretischen Druckhöhe dazu verwendet, die Luft

durch das Gebläse hindurchzubewegen. Die meisten dieser Verluste sind dem Quadrat der Geschwindigkeit und ebenso dem der Fördermenge proportional. Man kann also zusammenfassend dieselben setzen

$$H_r = K_3 V^2, \quad (136)$$

also ist die wirkliche Druckhöhe

$$H_e = H - H_r = K_1 n^2 + K_2 n - K_3 V^2. \quad (137)$$

Es ergibt sich die gleiche Gesetzmäßigkeit wie vorhin in bezug auf die theoretische Druckhöhe, nämlich daß wenn $\frac{H_e}{n^2} = a^2$ auch $\frac{V}{n} = b$ sein muß.

Die durch Versuche gefundene Kurve (Kennlinie genannt) weicht von der Parabel beträchtlich ab. Es ist auch nicht mehr eine Gerade, wie für ideale Flüssigkeiten. Wenn durch Versuch für eine angenommene Drehzahl n_1 eine solche Kennlinie gefunden ist, so können aus der Beziehung

$$\left| \frac{V_1}{n_1} = \frac{V_2}{n_2} = \frac{V_3}{n_3} \dots \right| \quad (138)$$

und auch

$$\left| \frac{H_1}{n_1^2} = \frac{H_2}{n_2^2} = \frac{H_3}{n_3^2} \dots \right| \quad (139)$$

weitere Kennlinien (Charakteristiken) gefunden werden. Dieses Gesetz heißt das Gesetz der Affinität.

10. Die Charakteristik und die Proportionalitätsgesetze.

Infolge Einführung der unter 11. behandelten dimensionslosen Kennlinien oder Kennziffern ist es angezeigt, für Druck-Volumen-Diagramme, die bisher mit Kennlinien bezeichnet wurden, eine andere Benennung zu finden. Wir wählen dafür zur Auseinanderhaltung der Begriffe an Stelle von Kennlinie das Fremdwort Charakteristik.

Die Druckhöhe wird in diesem Abschnitt im Anschluß an die einschlägige Literatur mit h bezeichnet.

Auf dem Versuchsstande wird der Druckleitung ein Drosselschieber an den Ausblasstutzen angeschlossen oder es wird ein anderer Meßdüsenquerschnitt angewendet. Durch allmähliches Öffnen bei gleichbleibender Drehzahl ändert sich der Druck; zuerst nimmt er meist langsam zu; um später nach Erreichung eines Höchstwertes abzufallen.

Mit Benutzung der Gleichung (131) darf ähnlich wie Gleichung (137) geschrieben werden

$$h = k_1 u_2^2 + k_2 u_2 V - k_3 V^2. \quad (140)$$

Das letzte Glied bedeutet den Druckhöhenverlust, der im Verhältnis zum Quadrat der Durchflußgeschwindigkeit oder der Liefermenge wächst.

Trägt man die gemessenen Druckhöhen h als Ordinaten zu den Liefermengen V als Abszissen auf, so erhält man die Charakteristik (Abb. 83) des Ventilators bei der bestimmten Drehzahl. Die Charakteristik verläuft der Gleichung (131) gemäß nahezu als eine Parabel,

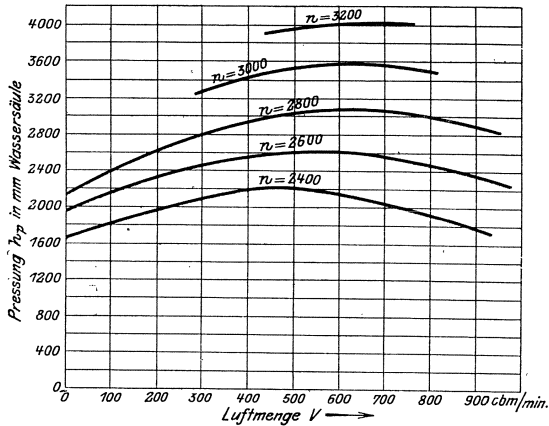


Abb. 83. Charakteristiken.

wenigstens in der Nähe des Höchstwertes. Wie im vorhergehenden Abschnitt gezeigt wurde, besteht zwischen den Charakteristiken zu den verschiedenen Umlaufzahlen das durch die Gleichungen (138) und (139) ausgedrückte Gesetz der Affinität.

Wird hingegen bei gleichbleibender Öffnung des Schiebers die Drehzahl geändert, so

$$V = f \mu \sqrt{2g \frac{h}{\gamma}}. \quad (141)$$

Das Verhältnis $\frac{V}{\sqrt{h}}$ hat für jede Schieberstellung einen konstanten Wert.

Für $\mu = 0,66$ und γ als Mittelwert 1,226 wird

$$f = 0,38 \frac{V}{\sqrt{h}}.$$

Entspricht der Druck h dem Gesamtwiderstand einer Leitung oder einer Grube, so heißt f die äquivalente Weite derselben. Für kontraktionslose Mündungen, d. h. $\mu = 1$, ist die äquivalente Weite, auch äquivalente Düse genannt,

$$F_{ae} = 0,25 \frac{V}{\sqrt{h}} *.$$

Es ist darauf hinzuweisen, daß bei Bezugnahme auf die äquivalente Weite einer Grube je nach der Art der Mündung des Versuchsstandes die eine oder die andere Formel für die gleichwertige Öffnung angewendet werden muß. Letztere heißt auch gleichwertige Düse.

* Gleichung (72) nach V. Blaess. Für $\gamma = 1,2$ wird der Beiwert 0,247 und für $\gamma = 1,15$ nur 0,242.

Da das Verhältnis $\frac{V}{\sqrt{h}}$ für jede Schieberstellung bzw. Öffnung einen bestimmten Wert hat, unabhängig von der Umlaufzahl, so trägt man in Abb. 84 die Weite $V = \text{konst.} \sqrt{h}$ für eine Schieberstellung und

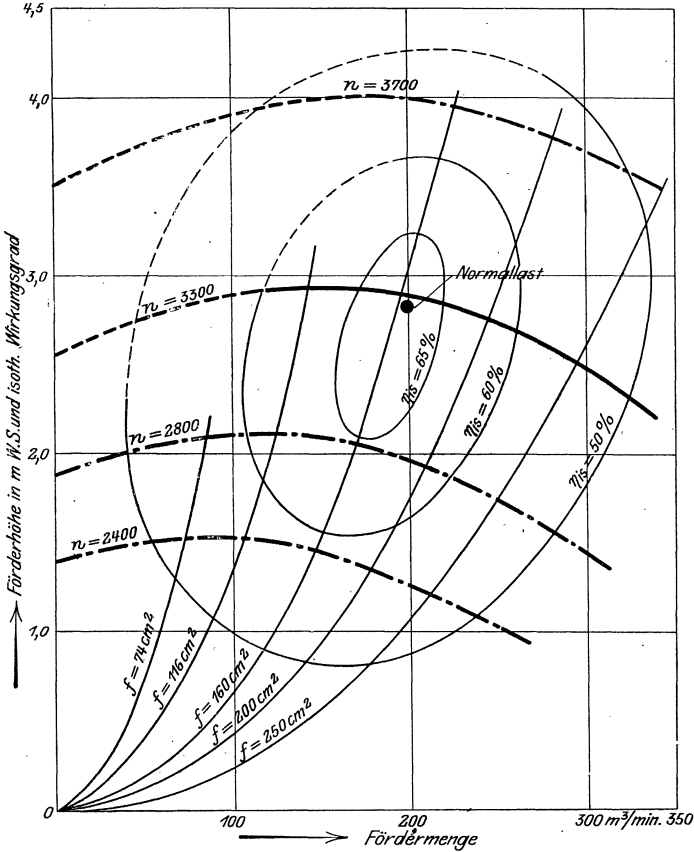


Abb. 84. Druck-Volumen-Kurven (Charakteristiken) sowie Kurven gleichen Wirkungsgrades und Parabeln äquivalenter Öffnungen.

verschiedene Drehzahlen ein und erhält aus O ansteigende Parabel, deren Achse mit der Ordinatenachse zusammenfällt.

Für zwei Umlaufzahlen n_1 und n_2 ist bei derselben Schieberöffnung

$$V_1 : \sqrt{h_1} = V_2 : \sqrt{h_2} \quad \text{oder} \quad V_1^2 : V_2^2 = h_1 : h_2,$$

demnach

$$V_1 : V_2 = n_1 : n_2, \tag{142}$$

$$h_1 : h_2 = n_1^2 : n_2^2, \tag{143}$$

d. h. die Liefermengen wachsen mit erster Potenz der Umlaufzahlen, die Druckhöhe mit dem Quadrat derselben.

Trägt man in das durch Versuch ermittelte V - h - n -Diagramm eines Gebläses auch noch die Kurven gleicher Wirkungsgrade η_e als Funktion von V und h (Abb. 84) ein, so erhält man deutliches Bild von dem Verwendungsgebiet des betreffenden Gebläses.

Die Kurven gleichen Nutzeffektes sind meistens ellipsenähnliche Kurven, die einen Punkt M des maximalen Nutzeffektes einschließen. Die genannten Kurven können auch, namentlich in der Nähe der Koordinatenachsen, offen verlaufen.

Auf jeder V - h -Linie liegt ein bester Nutzeffekt für die betreffende Drehzahl, der als relativer Maximalwirkungsgrad zu bezeichnen ist, als Berührungspunkt der Charakteristik mit einer Kurve gleichen Nutzeffektes. Der geometrische Ort aller dieser Punkte, zu denen auch M gehört, ist für höhere Leistungen eine durch den Ursprung gehende Parabel, die M -Linie genannt wird. Wenn die Öffnung des Versuchsstandes, die den besten Wirkungsgrad ergibt (M -Linie), hier mit f_{\max} bezeichnet, mit der äquivalenten Weite der Leitung oder Grube übereinstimmt, also

$$f_{\max} = F_{ae}, \quad (144)$$

so wird Ventilator und Leitung zusammengestimmt. Im Fall, der durch die Abb. 84 dargestellt ist, wäre die der M -Linie entsprechende Öffnung etwa 170 qcm.

Hat die Leitung eine bedeutend größere oder kleinere gleichwertige Öffnung, so wird ein guter Wirkungsgrad nicht erzielt, wie es z. B. die Parabeln $f = 74$ qcm und $f = 250$ cm deutlich zeigen.

Meistens ist bei fehlerhaften Anlagen der Ventilator zu groß, wodurch ein doppelter Schaden entsteht, erstens an der Betriebskraft und zweitens an den Anschaffungskosten eines zu großen Ventilators.

Die wichtige Tatsache, die durch die Gleichung (132) ausgedrückt wird, nämlich daß bei einer gleichbleibenden, an ein Kreisgebläse angeschlossenen Leitung, d. h. bei konstanter äquivalenter Weite:

1. die Fördermenge proportional der 1. Potenz,
2. der Druck proportional der 2. Potenz, und dementsprechend
3. die Leistung proportional der 3. Potenz der Umdrehungszahl steigt und fällt,

muß hier eindringlich in Erinnerung gebracht werden.

Wenn z. B. beim Stollen- und Tunnelbau die Länge der Leitung mit dem Arbeitsfortschritt zunimmt, so wächst auch der spezifische Widerstand $\frac{h}{V^2}$ oder die äquivalente Weite der Leitung nimmt ab, was gleichbedeutend ist.

Wir nennen diese an eine konstante äquivalente Weite gebundene Tatsache die drei Proportionalitätsgesetze. Es soll daher bei Leitungen im Baubetrieb darauf Bedacht genommen werden, den spezifischen Widerstand möglichst konstant zu erhalten.

Die Proportionalitätsgesetze lassen ohne weiteres unter Voraussetzung eines gleichbleibenden Wirkungsgrades gewisse praktische Schlüsse zu, wenn bei einer gegebenen Ventilationsanlage die Drehzahl des Ventilators verändert wird. Wird z. B. die Drehzahl um 20% erhöht, so ergeben sich die Beziehungen

$$\begin{aligned}n &= 1,2n_0, \\V &= 1,2V_0, \\h &= 1,44h_0, \\L &= 1,73L_0.\end{aligned}$$

Wenn die Betriebskraft verdoppelt wird, so werden bei gleichbleibendem η_e des Ventilators

$$\begin{aligned}L &= 2L_0; \\h &= 1,59h_0, \\V &= 1,26V_0, \\n &= 1,26n_0.\end{aligned}$$

11. Dimensionslose Kennziffern.

Im folgenden wird der Gesamtdruck mit p_g , der statische Druck mit p_s und der dynamische Druck mit p_d bezeichnet. Wir verweisen noch besonders auf die „Regeln für Leistungsversuche an Ventilatoren und Kompressoren“, Dritter Teil, IV. Abschnitt: Gleichwertige Öffnung; dimensionslose Kennlinien, S. 20. Dort erscheint der Gesamtdruck unter der Bezeichnung $p_2 - p_1$.

Es werden auch die für Hochdruckventilatoren und Turbokompressoren gültigen Gleichungen der Kennziffern angegeben, auf die hier nicht eingetreten wird.

a) Theorie der Kennziffern.

Professor Dr. Prandtl hat als erster darauf hingewiesen, daß von einem Ventilator bestimmter Größe bekannte Beziehungen auf andere Größen derselben Bauart, also auf Ventilatoren, die einander geometrisch ähnlich sind, übertragen werden können, im Anschluß an die bekannten Proportionalitätsgesetze unter Zuhilfenahme von einigen für den Ventilator kennzeichnenden Größen, wie der Ausblasequerschnitt F_a , die Umfangsgeschwindigkeit u des Schaufelrades, wozu auch sein äußerer Durchmesser D bekannt sein muß. Durch die Einführung dieser Größen erhält man dimensionslose reine Vergleichs-

zahlen, nämlich folgende drei Kennziffern nebst zwei Hilfsziffern, die als Kurven dargestellt werden, nämlich:

1. eine Lieferziffer φ ,
2. eine Druckziffer ψ ,
3. eine Leistungsziffer λ ,
4. die von A. Gramberg eingeführte Umsatzziffern v ,
5. der Wirkungsgrad η .

Aus diesen fünf Größen, die über der Abszisse $\frac{A_1}{F_a}$ von 0 bis 1 aufgetragen werden, läßt sich für Ventilatoren gleicher Bauart für einen ins Auge gefaßten Betriebspunkt mancherlei herauslesen.

1. Die Lieferziffer φ zur Bestimmung der Fördermenge.

Bei freiem Ausblas liefert der Ventilator die größtmögliche Fördermenge V , die der Umfangsgeschwindigkeit u sowie dem Ausblasquerschnitt F_a proportional ist, ferner von einem Koeffizienten φ abhängt, demnach

$$V = \varphi \cdot F_a \cdot u, \quad (145)$$

$$\varphi = \frac{V}{F_a \cdot u}. \quad (146)$$

Die Lieferziffer ist bei gleichbleibendem Düsenwert unabhängig von der Drehzahl, da sowohl V , als auch u der Drehzahl n proportional ist. Die Zahl φ ist dimensionslos, weil sowohl im Zähler, als im Nenner ebm als Maßzahl vorkommt. Die übrigen Kennziffern sind ebenfalls dimensionslos.

Es sei hier daran erinnert, daß die gleichwertige Düse A_1 als Maß des Widerstandes einem konstanten Verhältnis zwischen V und $\sqrt{p_g}$

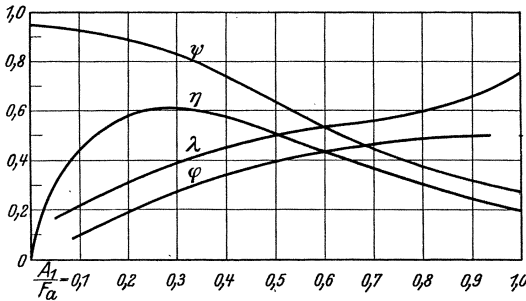


Abb. 85. Kennziffern eines Meidinger-Ventilators.

entspricht. Aktiv bezieht es sich auf den Ventilator, passiv auf die vom Luftstrom zu überwindenden Leistungswiderstände. Sobald dieses Verhältnis gestört wird, ändert sich das Verhalten des Ventilators und damit auch der Wert der Kennziffern.

In einem gegebenen Fall wird u aus dem Raddurchmesser D und der Drehzahl n bestimmt

$$u = \frac{D \cdot \pi \cdot n}{60} \text{ m/sek}, \quad (147)$$

$$n = \frac{60 \cdot u}{D \cdot \pi}. \quad (148)$$

Wird der Ausblasquerschnitt verengt, so verändert sich auch φ . Für die Verengung wählen wir die gleichwertige Düse A_1 und setzen sie in Beziehung zum Ausblasquerschnitt, beginnend mit vollständig geschlossenem Ausblas, wo $\frac{A_1}{F_a} = 0$ ist, fortschreitend bis zum vollen Ausblas mit $\frac{A_1}{F_a} = 1$. Die Werte von φ , desgleichen der übrigen Kennziffern, werden als Ordinate auf die Abszisse $\frac{A_1}{F_a}$ von 0 bis 1 aufgetragen (Abb. 85).

2. Die Druckziffer ψ zur Bestimmung der Druckhöhe.

Unter Zuhilfenahme der Umfangsgeschwindigkeit u setzen wir für den Gesamtdruck

$$p_g = \frac{\psi \cdot \gamma \cdot u^2}{2g} \text{ kg/qm,} \quad (149)$$

$$\psi = \frac{p_g \cdot 2g}{\gamma \cdot u^2}. \quad (150)$$

ψ hat dabei nicht den Charakter eines Wirkungsgrades und kann Werte größer als Eins annehmen.

Beziehungen zwischen φ und ψ . Bezüglich A_1 bzw. den Ausdruck $\frac{A_1}{F_a} = \alpha$ gilt die Beziehung zwischen φ und ψ

$$\varphi = \alpha \cdot \sqrt{\psi}, \quad (151)$$

$$\psi = \left(\frac{\varphi}{\alpha}\right)^2, \quad (152)$$

denn

$$A_1 = V \cdot \sqrt{\frac{\gamma}{2g \cdot p_g}},$$

$$p_g = \psi \frac{\gamma \cdot u^2}{2g}, \quad V = \varphi F_a u,$$

eingesetzt $A = V \cdot \sqrt{\frac{\gamma}{2g} \cdot \frac{2g}{\psi \cdot \gamma \cdot u^2}} = \frac{V}{u \sqrt{\psi}}$; ferner $A_1 = \frac{\varphi \cdot F_a \cdot u}{u \sqrt{\psi}}$;

$$\left(\frac{A_1}{F_a} = \alpha\right); \quad \alpha = \frac{\varphi}{\sqrt{\psi}}; \quad \psi = \left(\frac{\varphi}{\alpha}\right)^2.$$

3. Die Leistungsziffer λ zur Bestimmung der Leistung.

Es wird das Verhältnis der effektiven Leistung L_{eff} zu der vorliegenden Anschauung entsprechenden theoretischen Leistung L_{th} mit λ bezeichnet. Die effektive Leistung ist

$$L_{\text{eff}} = \frac{V \cdot p_g}{\eta}. \quad (153)$$

Es bedeutet η den mechanischen Wirkungsgrad mit Ausschluß der Lagerreibung.

Die theoretische Leistung ist

$$L_{\text{th}} = F_a \cdot u \cdot \frac{u^2 \cdot \gamma}{2g} = \frac{F_a \cdot u^3 \cdot \gamma}{2g}, \quad (154)$$

$$\lambda = \frac{L_{\text{eff}}}{L_{\text{th}}} = \frac{V \cdot p_g \cdot 2g}{\eta \cdot F_a \cdot u^3 \cdot \gamma}, \quad (155)$$

$$L_{\text{eff}} = \frac{\lambda \cdot F_a \cdot u^3 \cdot \gamma}{2g}, \quad (156)$$

$$\eta = \frac{V \cdot p_g}{\eta} \cdot \frac{2g}{F_a \cdot u^3 \cdot \gamma} = \frac{1}{\lambda} \cdot \frac{V}{F_a \cdot u} \cdot \frac{p_g \cdot 2g}{u^2 \cdot \gamma},$$

$$\eta = \frac{\varphi \cdot \psi}{\lambda}, \quad (157)$$

$$\lambda = \frac{\varphi \cdot \psi}{\eta}. \quad (158)$$

4. Die Umsatzziffer v .

Sie wurde von A. Gramberg vorgeschlagen als das Verhältnis der vom Ventilator wirklich erzeugten Arbeitsleistung mit $\eta = 1$ zur theoretisch möglichen Luftmenge mal dem theoretisch möglichen Druck $\frac{u^2 \cdot \gamma}{2g}$ demnach

$$v = \frac{V \cdot p_g}{(F_a \cdot u) \cdot \left(\frac{u^2}{2g} \cdot \gamma\right)}, \quad (159)$$

$$v = \varphi \psi. \quad (160)$$

5. Der Wirkungsgrad η .

Der Wirkungsgrad η wird erstmalig durch Versuch ermittelt¹. Nun ist λ selbst eine Funktion von η . Zur Berechnung der Lieferziffer λ wird ein Versuchswert von η eingesetzt, und man darf annehmen, daß da, wo Fördermenge und Gesamtdruck in Abhängigkeit der Bauart übereinstimmen, auch der Wirkungsgrad wenigstens angenähert auf die gleiche Grundlage bringen lassen muß². Ist der Wirkungsgrad bezüglich eines Betriebspunktes eines Ventilators bekannt, so kann auf den Wirkungsgrad anderer Ventilatorgrößen geschlossen werden.

Ist λ ermittelt, so ist nach Gleichung (157) $\eta = \frac{\varphi \psi}{\lambda}$.

Da, wo aus den Linien φ und ψ bereits Fördermenge ermittelt werden können, wird man vorziehen, η auch Gleichung (153) zu ermitteln.

Weil $\varphi^2 = \alpha \psi$ ist, so wird oft φ als weniger wichtig weggelassen und nur die beiden Kennziffern ψ und λ beibehalten.

Die ψ -Kurven kennzeichnen die rein hydraulischen, die λ -Kurven die rein mechanischen Eigenschaften eines Ventilators.

¹ Er bezieht sich auf den Gesamtdruck p_g .

² Er bezieht sich hier auf den Gesamtdruck p_g und nicht wie sonst gewöhnlich auf den statischen Druck p_s .

Die Kennzifferkurven brauchen, um daraus rasch die Eigenschaften eines Ventilators beurteilen zu können, eine gewisse Vertrautheit mit dieser Darstellungsart; sie bilden nicht etwa einen Ersatz der sehr anschaulichen und unentbehrlichen Charakteristiken des Druck-Volumen-Diagramms, sondern eine Ergänzung.

b) Berechnung und Anwendung der Kennziffern.

Als Einleitung wird zunächst die Anwendung der in Abb. 85 dargestellten Kennziffern gezeigt. Sie entsprechen einer Serie von Meidinger-Ventilatoren.

Beispiel 33. $D = 900$ mm, $F_a = 0,324$ qm, $V = 6$ cbm/sek, $p_g = 64$ mm W.-S., $\gamma = 1,2$. Es soll mit φ die Größe u und n bestimmt werden. Zur Orientierung dieses Betriebspunktes muß zuerst α ermittelt werden.

$$A_1 = 0,247 \frac{V}{\sqrt{p_g}} = 0,247 \frac{6}{64} = 0,1852 \text{ qm},$$

$$\frac{A_1}{F_a} = \alpha = \frac{0,1825}{0,324} = 0,572.$$

Zu dieser Abszisse gehört in Abb. 85 die Ordinate $\varphi = 0,43$, daraus

$$u = \frac{V}{F_a \cdot \varphi} = \frac{6}{0,324 \cdot 0,43} = 43,1 \text{ m/sek},$$

$$n = \frac{60 \cdot u}{\pi \cdot D} = \frac{43,1}{0,0524 \cdot 0,9} = 913/\text{min}.$$

Beispiel 34. Für den gleichen Ventilator mit $\psi = 0,751$, $n = 1000$ und daraus $u = 47,16$; $u^2 = 2223$; bei $\frac{A_1}{F_a} = \alpha = 0,396 \approx 0,4$ wird

$$p_g = 0,751 \frac{1,2 \cdot 2223}{19,62} = 102 \text{ mm W.-S.},$$

$$A_1 = 0,396 \cdot 0,324 = 0,1284$$

und aus $A_1 = 0,247 \frac{V}{\sqrt{p_g}}$ wird

$$V = \frac{0,1284 \cdot 10,1}{0,247} = 5,25 \text{ cbm/sek}.$$

Nachstehend werden aus Listenangaben, sowie dem Druck-Volumen-Diagramm, Abb. 86, eines Niederdruck-Zentrifugal-Ventilators sämtliche Kennziffern der betreffenden Serie abgeleitet und aufgezeichnet und daran verschiedene einschlägige Untersuchungen geknüpft.

α) Ergänzungen des Kurvenblattes. Das Unterlagsmaterial mußte für die vollständige Darstellung der Kennziffern entsprechend ergänzt werden, weil darin nur der statische Druck angegeben war. Als Besonderheit ist zu bemerken, daß die Ventilatoren

mit einem Normaldiffusor versehen sind, dessen Endquerschnitt die Stelle des Ausblasequerschnittes F_a vertritt; denn erst hier beginnt die Druckleitung. Sämtliche Angaben beziehen sich auf diesen; demgemäß fällt der dynamische Druck klein aus. Am Prinzip der Kennziffern wird dadurch nichts geändert. Der zugehörige Endquerschnitt F_a ist $= 1,17 \cdot 1,17 = 1,369$ qm. Als nutzbare Querschnittsfläche eines quadratischen Ausblases wird meistens nur der eingeschriebene Kreis genommen. An die Angaben gebunden, wird hier der volle quadratische Querschnitt beibehalten. $\gamma = 1,15$ kg/cbm entsprechend einem

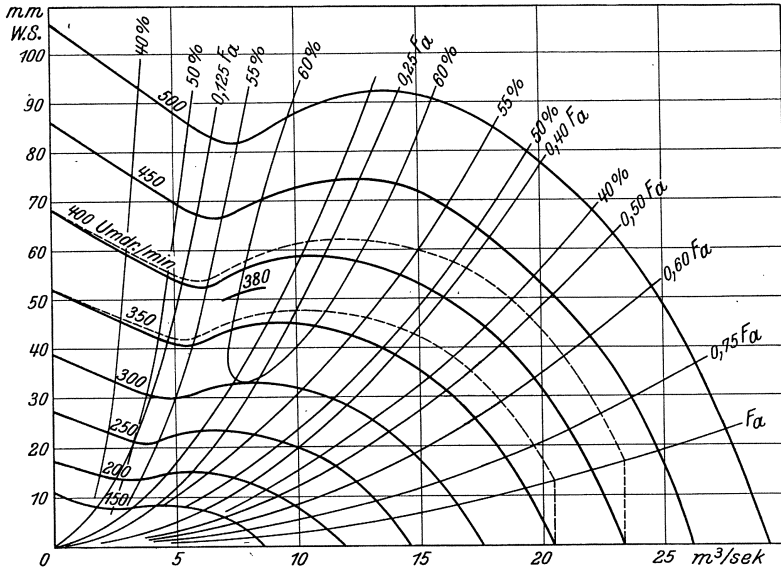


Abb. 86. Druck-Volumen-Diagramm eines Niederdruck-Ventilators, Type c, Sulzer, nebst Parabeln A_1 und Charakteristiken zu p_g für $n = 350$ und 400 .

Barometerstand von 730 mm Q.-S., einer Temperatur von 20° C und 50% relativer Feuchtigkeit.

Eintragung der Parabel für $A_1 = F_a$. Da der Ventilator frei aussaugt, wird für den Ausblas

$$p_g = p_d = \frac{\gamma}{2g} \cdot \left(\frac{V}{F_a}\right)^2 \tag{161}$$

Der statische Druck ist gleich Null.

Von der Charakteristik $n = 400$ ausgehend finden wir in Abb. 86 das Ausblasvolumen $= 23,30$ cbm/sek, daraus wird

$$p_d = p_g = \frac{1,15}{19,62} \cdot \left(\frac{23,30}{1,369}\right)^2 = 17 \text{ mm W.-S.}$$

Für andere Drehzahlen beträgt der Enddruck $p_g = 17 \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2$ mm W.-S. und entsprechend für

$n = 500$	450	400	350	300	250	200	150
$V = 29,3$	$26,3$	$23,3$	$20,4$	$17,5$	$14,6$	$1,17$	$8,75$ cbm/sek
$p_g = 26,4$	$21,4$	$17,0$	$12,92$	$9,5$	$6,6$	$4,23$	$2,38$ mm W.-S.

Die Werte wurden mit dem Rechenschieber gewonnen und machen nur Anspruch auf entsprechende Genauigkeit.

Mit diesen Ordinaten kann der Parabel für $\frac{A_1}{F_a} = 1$ eingezeichnet werden.

Eintragung der Parabeln für $A_1 = 0,75; 0,60; 0,5; 0,4; 0,25; 0,125 F_a$. $A_1 = V \cdot \sqrt{\frac{\gamma}{2g \cdot p_g}}$; für $\gamma = 1,15$ wird $A_1 = 0,242 \frac{V}{\sqrt{p_g}}$.

Zur Bestimmung der 6 Parabeln werden folgende Hilfswerte vorbereitet: das A_1 zugehörige Verhältnis $\frac{V}{\sqrt{p_g}} = a$.

	$\frac{V}{\sqrt{p_g}} = \frac{A_1}{0,242} = 4,13 A_1 = a$
$A_1 = F_a = 1,369$ cbm	„ = $4,13 \cdot 1,369 = 5,650$
$A_1 = 0,75 F_a = 1,027$ „	„ = $4,13 \cdot 1,027 = 4,240$
$A_1 = 0,60$ „ = $0,821$ „	„ = $4,13 \cdot 0,821 = 3,390$
$A_1 = 0,50$ „ = $0,685$ „	„ = $4,13 \cdot 0,685 = 2,840$
$A_1 = 0,40$ „ = $0,548$ „	„ = $4,13 \cdot 0,548 = 2,260$
$A_1 = 0,25$ „ = $0,3425$ „	„ = $4,13 \cdot 0,3425 = 1,430$
$A_1 = 0,125$ „ = $0,1713$ „	„ = $4,13 \cdot 0,1713 = 0,712$

Berechnung der Parabelkoordinaten. Zwecks bequemer Eintragung der Parabelpunkte wird ausgegangen von runden Zahlenwerten von V oder p , und dazu die fehlende Größe bestimmt nach $V = a \sqrt{p_g}$ oder $\sqrt{p_g} = \frac{V}{a}$.

Ist ein Punkt der Parabel gefunden, so werden weitere nach der Proportionalität $\frac{V_2}{V_1} = \sqrt{\frac{p_2}{p_1}}$ berechnet.

Parabel $A_1 = 0,75 A_1$	$p_g = 40$ mm W.-S.	$V = 4,25 \cdot 6,325 = 27,0$ cbm/sek
$= 1027$	$V = 27,0$	$p_g = 40$
	$V = 25$	$p_g = 33,0$
	$V = 20$	$p_g = 21,2$
	$V = 15$	$p_g = 11,8$
	$V = 10$	$p_g = 5,3$
	$V = 5$	$p_g = 1,3$

Damit wird die Parabel für $A_1 = 0,75 F_a$, Abb. 86, eingetragen.

Parabel $A_1 = 0,60 F_a$	$p_g = 60$	$V = 3,390 \cdot 7,75 = 26,3$ cbm/sek
$= 0,821$	$p_g = 50$	$V = 24,0$
	$p_g = 40$	$V = 21,4$

Für die nächsten wird nur je 1 Parabelpunkt angegeben.

Parabel $A_1 = 0,5F_a$ = 0,685	$p_g = 40$	$V = 2,840 \cdot 6,325 = 18,0$ cbm/sek
Parabel $A_1 = 0,4F_a$ = 0,5476	$p_g = 60$	$V = 2,26 \cdot 7,75 = 17,5$ cbm/sek
Parabel $A_1 = 0,25F_a$ = 0,3425	$p_g = 60$	$V = 1,43 \cdot 7,75 = 11,1$ cbm/sek
Parabel $A_1 = 0,125F_a$ = 0,1713	$p_g = 60$	$V = 0,712 \cdot 7,75 = 5,6$ cbm/sek.

Ergänzung der Druck-Volumen-Kurven für $n = 400$ und $n = 350$. Die Parabel $A_1 = F_a$ gibt den dynamischen Druck p_d an, der für die verschiedenen Fördermengen V jeweils an die p_s -Kurven anzutragen ist, um die p_g -Kurven zu erhalten, die zur Berechnung der Kennziffern benutzt werden.

Nach dieser Ergänzung erfolgt mit Benutzung des Kurvenblattes Abb. 86.

β) Die Berechnung der Kennziffern eines Niederdruck-Ventilators mit $D = 1,05$ m; $F_a = 1,17 \cdot 1,17 = 1,369$ qm; $\gamma = 1,15$. Es werden die Charakteristiken für $n = 400$ und $n = 350$ verwendet und zugleich praktisch vorgeführt, daß die Kennziffern von der Drehzahl innerhalb gewisser Grenzen unabhängig sind.

Grundlegende Zahlengrößen:

$n = 400$	350
$u = 22$	19,25
$u^2 = 484$	372
$u^3 = 10648$	7132
$F_a = 1,369$	∞	1,37.

Die Werte von V und p_g werden je dem Schnittpunkt der Parabeln mit den p_g -Kurven entnommen.

1. Lieferziffern $\varphi = \frac{V}{F_a \cdot u}$.

		$n = 400$	$n = 350$	Mittel
a) $A_1 = F_a = 1,37$ qm	$V =$	23,3	20,4	
$\varphi_{400} = \frac{23,3}{1,37 \cdot 22} = 0,773$	$\varphi =$	0,773	0,775	0,774
b) $A_1 = 0,75F_a = 1,027$ qm	$V =$	22,3	19,5	
	$\varphi =$	0,738	0,740	0,739
c) $A_1 = 0,60F_a = 0,821$ qm	$V =$	20,9	18,3	
	$\varphi =$	0,693	0,691	0,692
d) $A_1 = 0,50F_a = 0,685$ qm	$V =$	19,5	17,1	
	$\varphi =$	0,645	0,648	0,646
e) $A_1 = 0,40F_a = 0,548$ qm	$V =$	16,9	14,8	
	$\varphi =$	0,561	0,562	0,561
f) $A_1 = 0,25F_a = 0,3425$ qm	$V =$	11,4	9,9	
	$\varphi =$	0,378	0,376	0,377
g) $A_1 = 0,125F_a = 0,1713$ qm	$V =$	5,3	4,75	
	$\varphi =$	0,176	0,180	0,178

$$2. \text{ Druckziffer } \psi = \frac{p_g}{\gamma u^2 / 2g} = \frac{17,06 p_g}{u^2}.$$

	$n = 400$	$n = 350$	Mittel	Probe für $\varphi = \alpha \sqrt{\psi}$
				$A_1 = 0,242 \frac{V}{\sqrt{p_g}}; \alpha = \frac{A_1}{F_a}$
a) $A_1 = F_a;$	$p_g = 17,0$ $\psi = 0,600$	12,9 0,600	0,60	$\varphi = 1 \cdot \sqrt{0,60} = 0,774$
b) $A_1 = 0,75 F_a;$	$p_g = 26,7$ $\psi = 0,93$	20,2 0,93	0,93	$\varphi = 0,75 \cdot \sqrt{0,93} = 0,724$
c) $A_1 = 0,60 F_a;$	$p_g = 38,0$ $\psi = 1,33$	28,6 1,31	1,32	$\varphi = 0,60 \cdot \sqrt{1,32} = 0,690$
d) $A_1 = 0,50 F_a;$	$p_g = 45,6$ $\psi = 1,61$	35,2 1,61	1,61	$\varphi = 0,50 \cdot \sqrt{1,61} = 0,635$
e) $A_1 = 0,40 F_a;$	$p_g = 56,0$ $\psi = 1,97$	42,5 1,95	1,96	$\varphi = 0,40 \cdot \sqrt{1,96} = 0,560$
f) $A_1 = 0,25 F_a;$	$p_g = 62,0$ $\psi = 2,18$	47,0 2,16	2,17	$\varphi = 0,25 \cdot \sqrt{2,17} = 0,370$
g) $A_1 = 0,125 F_a;$	$p_g = 54,0$ $\psi = 1,90$	42,0 1,92	1,91	$\varphi = 0,125 \cdot \sqrt{1,91} = 0,176$
h) $A_1 = 0;$	$p_g = 68,4$ $\psi = 2,41$	52,0 2,38	2,40	$\varphi = 0.$

$$3. \text{ Leistungsziffer } \lambda = \frac{V \cdot p_g}{\eta \cdot F_a \frac{\gamma \cdot u^3}{2g}} = \frac{17,06 V \cdot p_g}{\eta \cdot F_a \cdot u^3}.$$

(Siehe auch 4. Wirkungsgrade η) $n = 350$

$$u = 19,25; \quad u^3 = 7133; \quad F_a = 1,37$$

a) $A_1 = F_a;$	$\lambda = \frac{17,06 \cdot 20,4 \cdot 12,9}{0,136 \cdot 1,37 \cdot 7133} = \mathbf{3,38}$ $\eta = \frac{\varphi \cdot \psi}{\lambda} = \frac{0,774 \cdot 0,60}{3,38} = 0,138$
b) $A_1 = 0,75 F_a;$	$\lambda = \frac{17,06 \cdot 19,5 \cdot 20,2}{0,216 \cdot 1,37 \cdot 7133} = \mathbf{3,15}$ $\eta = \frac{0,73 \cdot 0,93}{3,15} = 0,216$
c) $A_1 = 0,60 F_a;$	$\lambda = \frac{17,06 \cdot 18,3 \cdot 28,6}{0,318 \cdot 1,37 \cdot 7133} = \mathbf{2,88}$ $\eta = \frac{0,691 \cdot 1,31}{2,88} = 0,314$
d) $A_1 = 0,50 F_a;$	$\lambda = \frac{17,06 \cdot 17,1 \cdot 35,2}{0,396 \cdot 1,37 \cdot 7133} = \mathbf{2,62}$ $\eta = \frac{0,646 \cdot 1,61}{2,62} = 0,397$
e) $A_1 = 0,40 F_a;$	$\lambda = \frac{17,06 \cdot 14,8 \cdot 42,5}{0,51 \cdot 1,37 \cdot 7133} = \mathbf{2,16}$ $\eta = \frac{0,56 \cdot 1,96}{2,16} = 0,508$

$$\text{f) } A_1 = 0,25 F_a; \quad \lambda = \frac{17,06 \cdot 9,9 \cdot 47,0}{0,62 \cdot 1,37 \cdot 7133} = 1,31$$

$$\eta = \frac{0,377 \cdot 2,17}{1,31} = 0,62$$

$$\text{g) } A_1 = 0,125 F_a; \quad \lambda = \frac{17,06 \cdot 4,75 \cdot 42,0}{0,535 \cdot 1,37 \cdot 7133} = 0,654$$

$$\eta = \frac{0,178 \cdot 1,91}{0,654} = 0,525.$$

4. Bestimmung des mechanischen Wirkungsgrades η

nach der Leistungscharakteristik für $n = 350$ (Abb. 86), bezüglich Gesamtdruck p_g .
(In den Angaben für N_e ist die Lagerreibung eingeschlossen.)

A_1	p_g mmW.-S.	V cbm/sek	$V \cdot p_g$ mkg/sek	N_e PS	L_e mkg/sek	$\eta = 100 \frac{V \cdot p_g}{L_e}$ %
a) F_a	12,9	20,4	264	27,5	1930	13,6
b) 0,75 F_a	20,2	19,5	390	24,2	1810	21,6
c) 0,60 „	28,6	18,3	525	22,0	1650	31,8
d) 0,50 „	35,2	17,1	600	20,2	1520	39,6
e) 0,40 „	42,5	14,8	630	16,5	1240	51,0
f) 0,25 „	47,0	9,9	465	10,0	750	62,0
g) 0,125 „	42,0	4,75	200	5,0	375	53,5
h) 0 F_a	52,0	0	0	3,9	293	—

5. Die Umsatzziffer v .

Nach Gleichung (160) ist $v = \varphi \psi$
und nach Gleichung (157) ist $v = \eta \cdot \lambda$.

Demnach:

	φ	ψ	v	η	λ	v
a) F_a	$v = 0,775 \cdot 0,60 = 0,465$		0,136	3,38	= 0,462	
b) 0,75 F_a	$v = 0,739 \cdot 0,93 = 0,678$		0,216	3,15	= 0,680	
c) 0,60 „	$v = 0,692 \cdot 1,32 = 0,913$		0,318	2,88	= 0,916	
d) 0,50 „	$v = 0,646 \cdot 1,61 = 1,038$		0,396	2,62	= 1,038	
e) 0,40 „	$v = 0,561 \cdot 1,96 = 1,100$		0,510	2,16	= 1,100	
f) 0,25 „	$v = 0,377 \cdot 2,17 = 0,820$		0,620	1,31	= 0,815	
g) 0,125 F_a	$v = 0,178 \cdot 1,91 = 0,340$		0,535	0,654	= 0,350	
h) 0 F_a	$v = 0 \cdot 2,40 = 0$		0	0	= 0.	

Die verschiedenen Proberechnungen haben ziemlich gut gestimmt. Die Werte von φ , ψ , λ , v und η wurden in Abb. 87 als Ordinaten über der Abszisse 0 — 1 aufgetragen.

e) Anwendungsbeispiele.

Es wurden nach Listenangaben zum Vergleich die Kennziffern zu einem der gleichen Serie angehörigen Niederdruck-Zentrifugal-Ventilator mit $D = 0,90$ m nachgerechnet. Die Übereinstimmung ist ziemlich befriedigend. Gewisse Unterschiede mögen zum Teil darin liegen, daß die Angaben der Liefermenge V und des statischen Druckes p_s in runden Zahlen aufgezeichnet sind. Die Abweichungen erscheinen um so größer, je kleiner der Ventilator ist; denn die geometrische Ähn-

lichkeit wird dadurch gestört, daß gewisse Konstruktionsteile verhältnismäßig stärker ausfallen als bei einem großen Format, außerdem

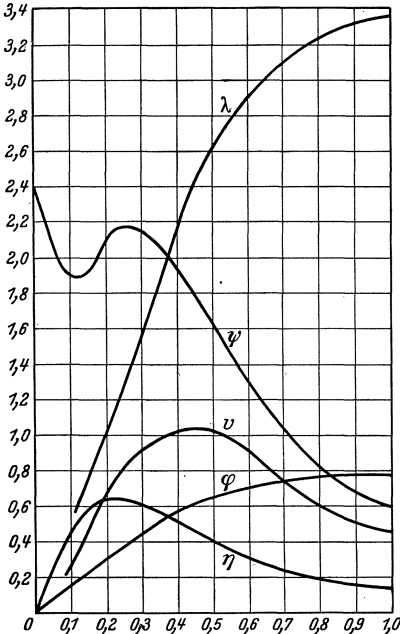


Abb. 87. Kennziffern eines N. Z. V. mit $D=1,05$ m, Einlauf einseitig.

ist bekanntlich der Wirkungsgrad, wenn auch in geringem Maße, von der Größe des Ventilators abhängig. Aus diesem Grunde wurden die Lieferziffern φ für das praktische Anwendungsgebiet neu berechnet und in Abb. 88 in größerem Maßstab neu aufgetragen. Daran knüpft sich folgendes Beispiel.

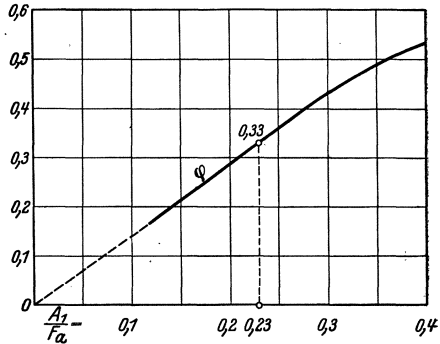


Abb. 88. Kennziffer φ eines N. Z. V. mit $D=0,90$ m, Einlauf einseitig.

Beispiel 35. Gegeben zum N.Z.V. Nr. 90e: $D = 0,90$ m; $V = 9$ cbm/sek; $n = 580$; $F_a = 1,00$ qm und Abb. 88. Gesucht: φ , α , ψ , λ , L_e und N_e .

$$u = \frac{D \pi n}{60} = \frac{0,9 \cdot \pi \cdot 580}{60} = 27,3 \text{ m/sek}; \quad \varphi = \frac{9,0}{1 \cdot 27,3} = 0,33;$$

α ist die Abszisse zur Ordinate $\varphi(0,33) = 0,23$

$$\alpha = 0,23 \quad A_1 = \alpha F_a = 0,23 \cdot 1,0 = 0,23$$

$$\sqrt{p_g} = 0,242 \frac{V}{A_1} = 0,242 \cdot \frac{9,0}{0,23} = 9,5 \quad p_g = 90,3 \text{ mm W.-S.}$$

$$\psi = \left(\frac{\varphi}{\alpha}\right)^2 = \left(\frac{0,33}{0,23}\right)^2 = 2,05.$$

Der Wirkungsgrad darf reichlich bemessen werden, weil er sich auf den Gesamtdruck p_g bezieht, daher $\eta = 0,64$

$$\lambda = \frac{\varphi \cdot \psi}{\eta} = \frac{0,33 \cdot 2,05}{0,64} = 1,06.$$

$$L_e = \frac{\lambda u^3}{17,06} = \frac{1,06 \cdot 20346}{17,06} = 1270 \text{ mkg/sek.}$$

$$N_e = \frac{1270}{75} = 17,0 \text{ PS. Die Liste gibt an 16 PS.}$$

Beispiel 36. Es werden die gleichen Werte wie in Beispiel 35 eines N. Z. V. mit $D = 0,90$ m nach Listenangaben für $n = 250, 400, 580$ und $V = 3,0; 4,50; 6,0; 7,5$ cbm/sek gesucht.

Die Lösung dieser Aufgabe wird in Zahlentafel 8 zusammengestellt und ist daraus ersichtlich.

Zahlentafel 8.

N. Z. V. mit $D = 0,90$ m, Einlauf einseitig $D = 0,90$ m $F_a = 1,0$ qm $\gamma = 1,15$.

Gleichungen $u = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60} = 0,0524 D n$		$n = 250$ $u = 11,8;$ $u^2 = 139,2;$ $u^3 = 1643.$		$n = 400$ $u = 18,7;$ $u^2 = 349,7;$ $u^3 = 6539.$		$n = 580$ $u = 27,3;$ $u^2 = 745,3;$ $u^3 = 20346.$		
	$p_s =$	15,0	13,0	38,0	39,0	82,0	83,0	87,0
$p_d = \frac{1}{17,06} \cdot \left(\frac{V}{F_a}\right)^2$	$p_d =$	0,5	2,1	0,5	1,2	1,3	2,1	3,3
	$p_g =$	15,5	15,1	38,5	40,2	83,3	85,1	90,3
	$\sqrt{p_g} =$	3,94	3,88	6,20	6,35	9,12	9,22	9,50
$L_e = 75 N_e$	$L_e =$	90,0	187,5	218,0	284,0	662,0	786,0	975,0
		V cbm/sek		V cbm/sek		V cbm/sek		
		3,0	6,0	3,0	4,5	4,5	6,0	7,5
$A_1 = 0,242 \frac{V}{\sqrt{p_g}}$	$A_1 =$	0,184	0,374	0,118	0,172	0,118	0,158	0,191
$\frac{A_1}{F_a} = \frac{A_1}{1,0}$	$\alpha =$	0,184	0,374	0,118	0,172	0,118	0,158	0,191
$\varphi = \frac{V}{F_a \cdot u}$	$\varphi =$	0,253	0,510	0,163	0,241	0,163	0,220	0,279
$\psi = 17,06 \frac{p_g}{u^2}$	$\psi =$	1,90	1,85	1,88	1,97	1,96	1,95	2,06
$\lambda = \frac{17,06 L_e}{u^3}$	$\lambda =$	0,932	1,95	0,57	0,74	0,56	0,66	0,82
$v = \varphi \psi$	$v =$	0,48	0,94	0,30	0,47	0,33	0,43	0,565
$\eta = \frac{\varphi \psi}{\lambda}$	$\eta =$	0,515	0,481	0,53	0,64	0,58	0,67	0,69

Beispiel 37. Sulzer Niederdruck-Ventilator, Einlauf einseitig, nach Angaben.

Es ist die Übereinstimmung der Kennziffern zu untersuchen.

$D = 0,75$ m; $F_a = 0,84 \cdot 0,84 = 0,706$ qm; $\sqrt{V} = 5,50$ cbm/sek;
 $n = 700/\text{min}$, demnach $u = 27,4$ m/sek; $u^2 = 750,8$; $u^3 = 20571$

p_s laut Angabe = 86,0 mm W.-S.

$$p_d = \frac{1}{17,06} \left(\frac{5,5}{0,706}\right)^2 = 3,6 \quad ,, \quad ,,$$

$p_g = 89,6$ mm W.-S.

$$A_1 = 0,242 \cdot \frac{5,50}{\sqrt{89,6}} = 0,141.$$

Die Stellung

$$\alpha = \frac{0,141}{0,706} = 0,200,$$

$$\varphi = \frac{5,50}{0,706 \cdot 27,4} = 0,284 \text{ (stimmt mit Abb. 88).}$$

$$\psi = \frac{17,06 \cdot 89,6}{750,8} = 2,08$$

η aus Abb. 87 $\approx 0,60$.

laut Angabe $N_e = 11$ PS,

daraus

$$\eta = \frac{5,50 \cdot 89,6}{11 \cdot 75} = 0,597,$$

$$\lambda = \frac{\varphi \psi}{\eta} = \frac{0,284 \cdot 2,08}{0,60} = 0,986,$$

oder

$$\lambda = \frac{17,06 L_e}{F_a \cdot u^3} = \frac{17,06 \cdot 825}{0,706 \cdot 20571} = 0,97,$$

N_e mit $\lambda = 0,986$:

$$N_e = \frac{\lambda \cdot F_a \cdot u^3}{75 \cdot 17,06} = \frac{0,986 \cdot 0,706 \cdot 20571}{75 \cdot 17,06} = 11,2 \text{ PS.}$$

Die Übereinstimmung mit den Kennziffern ist befriedigend.

Beispiel 38. Anwendung der Kennziffern aus Abb. 87 zur Bestimmung einer Niederdruckventilatorgröße; $\gamma = 1,15$. Verlangt wird die Luftleistung: $V = 4$ cbm/sek $p_g = 30$ mm W.-S.

Aus wirtschaftlichen Gründen, damit der Ventilator nicht zu groß und zu teuer ausfällt, wird nicht der maximal erreichbare Wirkungsgrad gewählt. Man begnügt sich z. B. mit 60% bei der Stellung $\alpha = \frac{A_1}{F_a} = 0,3$. Für diese entnehmen wir aus Abb. 87 nachstehende

Werte:

$$\varphi = 0,45 \quad \psi = 2,15 \quad \lambda = 1,59.$$

Mit Benutzung von ψ , Gleichung (149), läßt sich ohne weiteres die erforderliche Umfangsgeschwindigkeit u berechnen.

$$u = \sqrt{\frac{p_g}{\psi \frac{\gamma}{2g}}} = \sqrt{\frac{30}{2,15 \cdot 0,0586}} = 15,45 \text{ m/sek.}$$

Die Ausblasöffnung des Ventilators ergibt sich daraus:

$$F_a = \frac{V}{\varphi \cdot u} = \frac{4}{0,45 \cdot 15,45} = 0,577 \text{ qm.}$$

Die Seitenlänge des quadratischen Ausblasstutzens ist

$$\sqrt{0,577} = 0,758 \text{ m.}$$

Der Laufraddurchmesser berechnet sich:

$$D = \frac{0,758 \cdot 105}{1,17} = 0,682 \text{ m.}$$

(Linearisches Verhältnis der Seitenlängen des Ausblases 0,758 : 1,17.)

Die Drehzahl der Type beträgt:

$$n = u \cdot \frac{60}{D \cdot \pi} = 15,45 \cdot \frac{60}{0,682 \cdot \pi} = 430/\text{min.}$$

Der Kraftbedarf L_e berechnet sich wie folgt:

$$L_e = \lambda \cdot F_a \cdot u^3 \cdot \frac{\gamma}{2g} = 1,59 \cdot 0,577 \cdot 15,45^3 \cdot 0,0586 = 199 \text{ mkg/sek.}$$

Die erforderlichen Pferdekräfte:

$$N_e = 199 : 75 = 2,66 \text{ PS.}$$

Kontrolle:

$$\text{Wirkungsgrad } \eta = \frac{V \cdot p_a}{L_e} = \frac{4 \cdot 30}{199} = 60,2\%.$$

Beispiel 39. Es wird ein Niederdruckventilator für nachstehende Leistungen verlangt, wobei hauptsächlich die Innehaltung der Drehzahl vorgeschrieben wird. $n = 380$; $V = 8$ cbm/sek; $p_s = 46$ mm W.-S.; $\eta \geq 060$; $\gamma = 1,15$.

Die Untersuchung wird mit dem statischen Druck p_s durchgeführt, da in der Nähe der beste Wirkungsgrad p_a klein ist. Wir begehen im Prinzip keinen größeren Fehler, als wenn wir bei einer Mengenmessung mittels Staudüse die Vorgeschwindigkeit der Luft innerhalb gewisser Grenzen unberücksichtigt lassen.

Der zu überwindende spezifische Widerstand ist $\frac{p_s}{V^2} = \frac{46}{64} = 0,72$.

Auf dem Kurvenblatt zu N.Z.V. (Abb. 86) finden wir für $n = 400$ den Betriebspunkt $V = 9$ cbm/sek mit $p_0 = 58$ mm W.-S., daraus $\frac{p_s}{V^2} = \frac{58}{81} = 0,715$. Daraus folgt, daß ein Ventilator dieser Bauart mit einem etwas kleineren Durchmesser den verlangten Anforderungen entspricht.

Wir nehmen Bezug auf die Kennziffern dieser Serie (Abb. 87).

$$A_1 = 0,242 \cdot \frac{9}{\sqrt{58}} = 0,307; \quad \alpha = \frac{A_1}{F_a} = \frac{0,307}{1,37} = 0,224.$$

Zur Sicherstellung des Wirkungsgrades wählen wir Abb. 87 $\alpha = 0,236$, daraus $\varphi = 0,339$ und $\psi = \left(\frac{\varphi}{\alpha}\right)^2 = 2,05$ und $A_1 = 0,286$. Durch Probieren wurde der passende Durchmesser ermittelt zu

$$D = 0,985 \text{ m.}$$

$$F_a = \frac{A_1}{\alpha} = \frac{0,286}{0,236} = 1,21 \text{ qm; Seitenlänge } 1,10 \text{ m.}$$

Mit $n = 380$ $D = 0,985$ wird $u = 19,6$ m/sek $u^2 = 383$ $u^3 = 7530$ und zur Probe

$$\varphi = \frac{8}{1,21 \cdot 19,6} = 0,336; \quad \psi = \frac{17,06 \cdot 46}{383} = 2,05;$$

$$A_1 = 0,236 \cdot 1,21 = 0,242 \frac{8}{\sqrt{46}} = 0,286;$$

$$L_e = \frac{8,46}{0,60} = 613 \text{ mkg/sek}; \quad N_e = \frac{613}{75} = 8,2 \text{ PS};$$

$$\lambda = \frac{17,06 \cdot 613}{1,21 \cdot 7530} = 1,15;$$

$$\eta = \frac{\varphi \cdot \psi}{\lambda} = \frac{0,338 \cdot 2,05}{1,15} = 0,607;$$

daraus $N_s = \frac{8 \cdot 46}{75 \cdot 0,607} \approx 8,1 \text{ PS}.$

Für eine Behilfseinrichtung könnte man auch einen Ventilator nach Diagramm Abb. 86 mit 380 Umdrehungen laufen lassen und den überschüssigen Druck abrosseln.

Bei $n = 380/\text{min}$ $V = 8 \text{ cbm/sek}$ wird $p_s = 51,5 \text{ mm W.-S.}$
 Abdrosselung 5,5 „ „
 auf den verlangten Druck 46 mm W.-S.
 mit $N_e = \frac{8 \cdot 51,5}{75 \cdot 0,60} = 9,15 \text{ PS}$
 Mehrbedarf an Kraft . . 1,05 „
 oder bezüglich 8,1 PS + 13%.

d) Konstruktion einer Charakteristik — Druck-Volumen-Diagramm — mit Hilfe von Kennziffern.

Wir haben die meisten der vorstehenden Kennziffern aus Charakteristiken abgeleitet. Hier wird an einem Beispiel die Umkehrung des Verfahrens, d. h. die Bestimmung einer Charakteristik aus Kennziffern vorgeführt.

Beispiel 40. Zu dem eben' entworfenen N. Z. V. mit $D = 0,985$ m und einseitigem Einlauf soll für die Drehzahl $n = 380$ die Charakteristik in bezug auf p_s sowie p_g mit Hilfe der Kennziffern φ und ψ aufgezeichnet werden.

Gegeben: $D = 0,985$ m $F_a = 1,21$ qm $\gamma = 1,15$ $n = 380/\text{min}$, daraus $u = 19,6$ m/sek $u^2 = 383$ mit Benutzung der Gleichungen:

$V = \varphi F_a u.$	Gl. (145)	$p_g = \frac{\psi u^2}{17,06}.$	Gl. (149)
$\frac{A_1}{F_a} = \alpha$	1,0 0,75 0,60 0,50 0,40 0,25 0,125 0		
$\varphi =$	0,774 0,739 0,692 0,642 0,561 0,377 0,178 0,0		
$V = \varphi \cdot 1,21 \cdot 19,6 =$	18,40 17,65 16,40 15,20 13,30 9,00 4,40 0,0		
$\psi =$	0,60 0,93 1,32 1,61 1,96 2,17 1,91 2,40		
$p_g = \frac{\psi \cdot 383}{17,06} =$	13,5 20,8 29,6 36,2 44,0 48,7 42,8 53,8		
$p_d = \frac{1}{17,06} \cdot \left(\frac{V}{F_a}\right)^2 =$	13,5 12,4 10,8 9,3 7,0. 2,9 0,8 0,0		
$p_s = p_g - p_d =$	0,0 8,4 18,8 29,6 37,0 45,8 42,0 53,8		

Diese Werte werden über der Abszisse V aufgetragen und geben in Abb. 89 ein Bild der Charakteristik mit ähnlichem Verlauf wie in

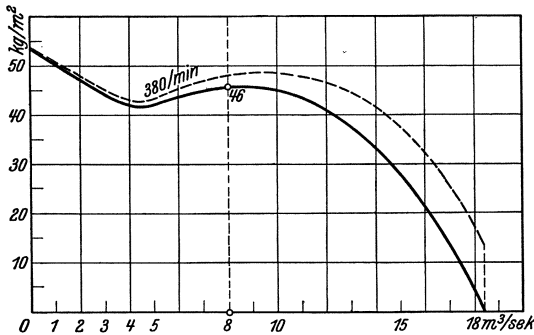


Abb. 89. Charakteristik eines N.Z.V. mit $D=0,985$ m für $n=380$ aus den Kennziffern abgeleitet.

Abb. 86. Hieraus ergibt sich in anschaulicher Weise der Zusammenhang zwischen den beiden Kurvenarten.

12. Benutzung der Charakteristiken — Druck-Volumen-Diagramme — eines Ventilators zur Berechnung von Ventilatoren anderer Größe derselben Bauart.

Die Kennzifferkurven (dimensionslosen Kennlinien) von Ventilatoren derselben Bauart, mit gewissen, bereits erwähnten Einschränkungen, wie z. B. eine zwar geringe Zunahme des Wirkungsgrades mit der Größe der Ventilatoren, sind unter sich gleich. Es genügen also die Kennziffern einer Ventilatorgröße zur Kennzeichnung der ganzen Serie. Die Charakteristiken, gleiche Drehzahl vorausgesetzt, der verschiedenen Größen von Ventilatoren derselben Bauart — mit den nämlichen Einschränkungen — sind geometrisch ähnlich. Diese Eigenschaft wird zur Berechnung von Ventilatoren derselben Serie herangezogen.

Das Ähnlichkeitsverhältnis betreffend Fördermenge V als Abszisse und auch des Druckes h oder p_g als Ordinate ist $D_1^2 : D_2^2$. Wir verweisen betreffend Anwendung auf VIIIa „Entwurfsgrundlagen einer Grubenventilator-Anlage für ein englisches Bergwerk“, Seite 56).

Wenn es sich nicht bloß um die Ermittlung gewisser Zahlenwerte, z. B. in dem praktischen Bereich günstiger Wirkungsgrade handelt, sondern darum, ein vollständiges Bild, wie z. B. Kurvenblatt, Abb. 86, Seite 144, zu gewinnen, so brauchen wir nur auf ein gut durchsichtiges Pauspapier ein Netz im Maßstab $D_1^2 : D_2^2$ aufzuzeichnen und auf das Kurvenblatt des Ventilators D_1 zu legen, so stellt das durchscheinende Bild mit veränderten Maßzahlen das Kurvenblatt des Ventilators D_2 dar. In Abb. 86 gilt dasjenige eines N.Z.V. mit einseitigem Einlauf und

$D_1 = 1,05$ m. Handelt es sich um ein neues Kurvenblatt einer gleichen Type mit $D_2 = 1,20$ m, so ist der Maßstab für das zu entwerfende Liniennetz im Vergleich zu dem ersteren $\frac{1,05^2}{1,2^2} = 0,766$.

In Abb. 86 ist	$V = 20$ cbm/sek	= 66,7 mm
	$V = 1$ „	= 3,335 mm
	$h = 100$ mm W.-S.	= 66,7 mm
	$h = 10$ „ „	= 6,67 mm.
Für $D_2 = 1,20$ m wird	$V = 20$ cbm/sek	= 51,1 mm
	$V = 1$ „	= 2,555 mm
	$h = 100$ mm W.-S.	= 51,1 mm
	$h = 10$ „ „	= 5,11 mm.

Originalkurvenblätter in einem größeren Maßstab sind zu diesem Zwecke bequemer.

Kleine Ventilatoren laufen der nötigen Umfangsgeschwindigkeiten wegen mit höheren Drehzahlen als große Ventilatoren. Wenn z. B. die Serie 9 Stufen umfaßt, so muß man schon aus praktischen Gründen 3 Kurvenblätter zur Verfügung haben, um die übrigen durch Umzeichnen des Netzes zu erhalten.

Wichtiger ist die rechnerische Anwendung des Prinzips. Es kann auch auf beliebige dazwischenliegende Drehzahlen angewendet werden, wie in dem vorgenanntem Beispiel gezeigt wird.

13. Kupplung der Ventilatoren.

Zur Bewältigung einer größeren Fördermenge oder zur Erzeugung eines höheren Druckes werden oft zwei oder mehrere Ventilatoren miteinander verbunden. Im ersten Fall arbeiten sie nebeneinander und diese Art Kupplung heißt Parallelschaltung, während für eine Drucksteigerung die Ventilatoren hintereinander, d. h. in Serienschaltung, angeordnet werden müssen.

a) Parallelgeschaltete Ventilatoren.

Wo es sich um eine größere Fördermenge handelt, wird oft vorgezogen, dieselbe auf zwei oder mehrere Ventilatoren zu verteilen, welche in den gleichen Raum blasen und unter dem gleichen Druck stehen.

Diese Art der Kupplung kann nur unter der Bedingung mit Vorteil angewendet werden, daß die Ventilatoren alle, bei dem sich einstellenden Druck mit einer Luftmenge arbeiten können, welche größer ist als diejenige beim besten Wirkungsgrad der Betriebstourenzahl. Die Ventilatoren müssen also auf dem abfallenden Ast der Druck-Volumen-Charakteristik arbeiten können. Weder die Charakteristiken, noch die Tourenzahlen oder die Anschlußbedingungen werden genau gleich sein, somit wird die Zuteilung der Last auf die einzelnen Ventilatoren stets eine etwas ungleiche sein, doch ist die praktische Differenz auf einer abfallenden Charakteristik meist nicht von Belang.

Der Betriebspunkt wird bestimmt durch den Druck am Ventilator. — Wird bei zwei auf Quantum geschalteten Ventilatoren die Fördermenge nach und nach durch Drosselung verkleinert, so wird bei einem der Ventilatoren etwas früher als beim andern der Kulminationspunkt der Charakteristik erreicht werden, und in diesem Moment fällt der erstere Ventilator in den ansteigenden Ast der Charakteristik zurück, wobei der stärkere den freiwerdenden Quantumanteil übernimmt. Der Gesamtwirkungsgrad wird dadurch natürlich vermindert. Die Beurteilung, ob die Parallelschaltung zweier Ventilatoren empfehlenswert ist, kann mit Sicherheit nur an Hand der Charakteristiken vorgenommen werden. Abgesehen von dieser Überlegung müssen die Drehzahlen möglichst genau übereinstimmen. Das kann nur erreicht werden durch Antrieb auf gleicher Welle, wie z. B. bei dem Zwilling Ventilator, Abb. 90.

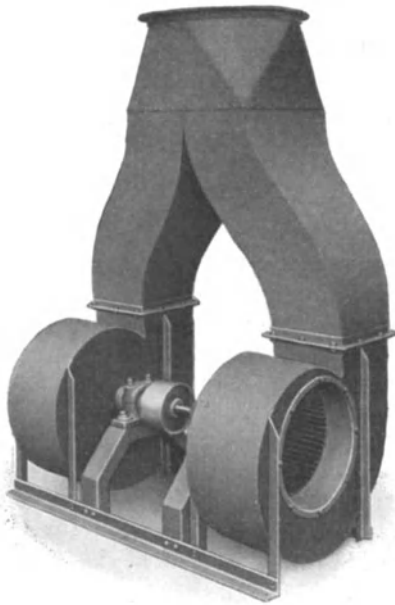


Abb. 90. Sulzer Zwillingventilator.

In Anbetracht der drei Proportionalitätsgesetze darf eine Vermehrung der Fördermenge und des Druckes nur dadurch bewerkstelligt werden, daß man alle Ventilatoren mit einer gleichgroßen höheren Drehzahl laufen läßt. Es geht nicht an, für ein geringeres Quantum nun einen Ventilator zu betätigen und für höhere Anforderungen

auch die anderen mit der gleichen Geschwindigkeit in Tätigkeit zu setzen oder, wo eine bestehende Lüftungsanlage zu schwach ist, durch Parallelschaltung eines zweiten Ventilators zu erhöhen, weil man sich in beiden Fällen mit den Proportionalitätsgesetzen in Widerspruch setzt, was durch theoretische Überlegung oder praktischen Versuch bestätigt wird und weil dann die Ventilatoren unter Bedingungen arbeiten müssen, für die sie nicht konstruiert sind.

b) Hintereinandergeschaltete Ventilatoren.

(Stufenräder.)

Der durch einen Ventilator erzeugte Druck ist nahezu dem Quadrat der Umfangsgeschwindigkeit u_2 proportional. Die Festigkeitsgrenze des

Materials setzt der Erhöhung der Umfangsgeschwindigkeit zwecks Steigerung des Druckes eine Grenze. Es können aber zwei oder mehrere gleichgeformte Ventilatoren in der Weise gekuppelt werden, daß der eine dem anderen die Luft unter Spannung zuführt. Erhält der zweite Ventilator die Luft mit dem Überdruck h , so erhöht dieser den Druck auf $2h$, und wenn m Räder vorhanden sind, so beträgt der Enddruck $m h$, während die Fördermenge bzw. das Luftgewicht G für alle Ventilatoren dieselbe ist. Für Drücke, die nur einen Bruchteil einer Atmosphäre betragen, rechnen wir mit einer mittleren Fördermenge.

Die dem Luftstrom innewohnende dynamische und statische Druckhöhe geht beim Übergang von einem Rad zum anderen nicht verloren, so daß der Wirkungsgrad der ganzen Serie nicht kleiner ausfällt als bei einem einzigen Schaufelrad. Dieses Verhalten erklärt sich aus dem Umstand, daß die Geschwindigkeiten in den Stufenrädern entsprechend kleiner sind, daher ist der Reibungsverlust sowie Verlust durch Stöße in einem Stufenrad geringer als in einem Einzelrad, und die Summe der Verluste der ganzen Serie erreicht theoretisch die gleiche Höhe wie im Einzelrad. Dazu kommt noch ein besonderer Umstand, der in bezug auf die Verluste zugunsten des Stufenrades spricht, worauf M. Vidmar in seiner Schrift über die Theorie der Kreiselpumpen hinweist¹. Der Spaltverlust und auch die Radseitenreibung wächst u. a. mit dem Durchmesser des Rades. Die größere Anzahl der relativ kleinen Räder vergrößert den ersten Fehler nicht, weil der Druckunterschied zwischen dem Einlauf- und Auslaufspalt bei jedem Stufenrad kleiner ist, als wenn der Gesamtdruck nur durch ein Rad erzeugt wird.

Dieser Vorteil wird jedoch stark herabgemindert, weil durch die mehrfache Umlenkung des Luftstromes von einem Laufrad zum anderen neue Widerstände auftreten.

Die Serienschaltung wird dadurch vereinfacht, daß man die gekuppelten Räder auf die gleiche Welle montiert. Schnell rotierende Gebläse für hohen Druck mit einer oder mehreren Stufen und besonderen Leitschaufeln werden Turbogebläse genannt. Die Leistungsberechnung sowie der Entwurf geschieht auf Grund der adiabatischen Zustandsänderung der Luft beim Durchlaufen des Gebläses.

14. Berechnung ein- und mehrstufiger Hochdruckventilatoren.

Bei den Niederdruckventilatoren ist es üblich und zulässig, die Luft als unelastische Flüssigkeit zu betrachten. Deshalb darf man die Arbeit als Produkt aus der Fördermenge mal der Druckzunahme berechnen. Dies ist für Druckannahmen bis 150 mm W.-S. genügend genau.

¹ Vidmar, Dr. techn. Milan: Theorie der Kreiselpumpe.

Soll das Schaufelrad aber höhere Drücke erzeugen, von 500 bis 1000 m W.-S., so ist die Veränderlichkeit des spezifischen Gewichtes zu berücksichtigen, d. h. die Zustandsänderung des Gases vom Eintritt in das Rad bis zum Druckrohr muß als Grundlage für die Berechnung gelten.

Im Druckstutzen besitzt das Gas einen höheren Druck und ein kleineres spezifisches Volumen als im Saugstutzen. Erfolgt diese Kompression reibungs- und stoßfrei, so wird während derselben keine Wärme zugeführt — auch nicht in Form von Arbeit. Da keine Wärme abfließen kann, so ist als ideale verlustfreie Kompression die adiabatische anzusehen. Sie erfolgt zum größeren Teil im rotierenden Rad, zum kleineren Teil im Diffusor, d. h. im Spiralgehäuse durch Umsetzung von Geschwindigkeit in Druck.

Die Behandlung der Aufgabe kann auf zwei Arten erfolgen, entweder mit Hilfe der Entropietafel für Luft (ist sehr zu empfehlen) oder durch Rechnung.

a) Entropiediagramm der Hochdruckventilatoren.

Besitzt eine zur Arbeitsumsetzung verfügbare Wärme dQ die Temperatur T , so ist der entsprechende Entropiezuwachs definiert durch die Gleichung

$$dQ = T dS.$$

Der Wert dS bedeutet demnach den Wärmefaktor, der mit der Temperatur T zu multiplizieren ist, um die Wärme dQ zu erhalten.

Nun ist aber auch

$$dQ = c_v dT + A p dv$$

der Ausdruck der Wärme Gleichung, die besagt, daß im allgemeinen der Teil $c_v dT$ zur Temperaturerhöhung gebraucht wird, der zweite Teil zur Leistung der Ausdehnungsarbeit $p dv$. Hierin ist $A = \frac{1}{427}$.

Aus beiden Gleichungen folgt

$$dS = \frac{dQ}{T} = c_v \frac{dT}{T} + A p \frac{dv}{T}$$

oder $p v = RT$, also $T = \frac{p v}{R}$, wird

$$S_2 - S_1 = c_v \ln \frac{T_2}{T_1} + AR \ln \frac{v_2}{v_1} \quad (31)$$

oder, mit $\frac{p_2 v_2}{p_1 v_1} = \frac{R T_2^2}{R T_1^2}$,

$$S_2 - S_1 = c_p \ln \frac{T_2}{T_1} - AR \ln \frac{p_2}{p_1}. \quad (32)$$

Damit lassen sich die Entropiewerte berechnen, ausgehend von einer beliebigen Temperatur T_1 bzw. einem Druck p_1 aus (siehe weiter erster Teil, Abschnitt VI).

Zur Wiederholung des dort Entwickelten diene Abb. 91. Man setzt zunächst $p_2 = p_1$ und erhält in $S_2 - S_1 = c_p \ln \frac{T_2}{T_1}$ eine Kurve, deren Abszissen $S_2 - S_1$ und deren Ordinaten T_2 sind. Der Flächeninhalt

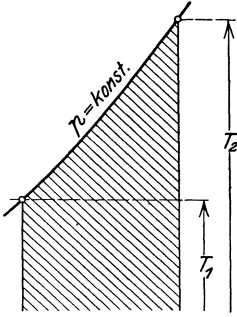


Abb. 91.

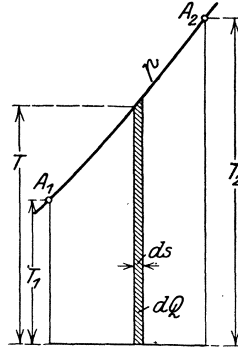


Abb. 92.

eines Streifens von der Breite ds bedeutet $dQ = T dS$, der ganze Streifen unter dem Kurvenstück $A_1 A_2$ ist demnach die Wärme

$$Q = c_p(T_2 - T_1) \quad (\text{Abb. 92}).$$

Man nennt $c_p T_2$ bzw. $c_p T_1$ den Wärmehalt des Gases bei der betreffenden Temperatur.

Da man nur die Differenzen braucht, kann man auch $c_p t$ als Wärmehalt bei der Temperatur t bezeichnen.

Soll die Zustandsänderung adiabatisch erfolgen, d. h. eine Expansion oder Kompression, bei der weder Wärme zugeführt noch abgeführt wird, so muß $dQ = 0$ sein, was nur möglich ist, wenn $dS = 0$ ist.

Man kann also die adiabatische Zustandsänderung als eine mit konstant bleibender Entropie bezeichnen. Hieraus folgt, daß die Adiabate in obiger Darstellung eine Gerade parallel der Ordinatenachse ist.

Bedeutet A_1 den Zustand im Saugstutzen vor dem Laufrad ($p_1 t_1 v_1$) und p_2 den Enddruck, so ist in Abb. 93 nur die Gerade $A_1 A'_2$ zu ziehen, um die verlustlose Kompression im Hochdruckventil darzustellen. Dem Druck p_2 entspricht eine ganz bestimmte Begrenzungslinie $E_1 A_2$ zur entsprechenden Wärme- ν -Fläche. Durch die Kompression ist der Wärmehalt von $c_p t_1$ auf $c_p t'_2$ gestiegen, folglich lautet die Gleichung für die adiabatische Arbeit

$$A L_{ad} = c_p (t'_2 - t_1) \text{ kcal/kg.}$$

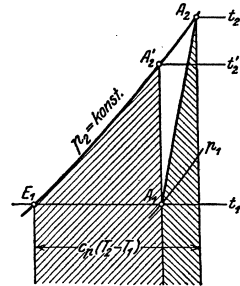


Abb. 93.

adiabatische Arbeit

Betrachten wir nun die wirklichen Verhältnisse. Durch Wirbel, Stoß und Reibung der Luft im Rad und Diffusor wird mehr Arbeit benötigt als L_{ad} , um zum Druck p_2 zu kommen, und auch die Reibung der Radscheibe in der stagnierenden Luft der Seitenräume verursacht einen Mehrbedarf an Arbeit. Dieser Mehrbedarf setzt sich in Wärme um, und die Zustandsänderung erfolgt gerade so, als ob während der Kompression Wärme zugeführt würde (in Form von Arbeit). Daher kommt der Endpunkt A_2 der wirklichen Kompression höher zu liegen. Die Kompressionslinie A_1A_2 läuft demnach schräg rechts aufwärts und man erkennt, daß die Reibungswärme einen Zuwachs der Entropie bedingt.

Die Fläche unter A_1A_2 bedeutet die Reibungsarbeit. Würde dieser Flächenstreifen als Wärme zugeführt, so wäre die Arbeit $A_1A_2A_2'$ größer als AL_{ad} . Da aber der Streifen unter A_1A_2 ebenfalls Arbeit bedeutet, so ist die Gesamtarbeit gleich der ganzen Fläche unter E_1A_2 , also

$$AL = c_p (t_2 - t_1). \quad (162)$$

Der Energiewirkungsgrad des Ventilators (abgesehen von der Lagerreibung) ergibt sich daher zu

$$\eta_{ad} = \frac{AL_{ad}}{AL} = \frac{t_2' - t_1}{t_2 - t_1}. \quad (163)$$

Hieraus ist ersichtlich, daß man den Wirkungsgrad eines Hochdruckventilators messen kann durch Messung von p_1t_1 im Saugstutzen und von p_2t_2 im Druckstutzen. Allerdings sind besonders die Temperaturmessungen vorsichtig (an mehreren Stellen) vorzunehmen, am besten mit Thermoelementen. Ferner ist diese Methode nur zu empfehlen, wenn p_2 ziemlich viel größer ist als p_1 , damit auch eine genügend große Temperaturerhöhung eintritt, sonst ist die Berechnung ungenau, weil die unvermeidlichen Messungsfehler zu stark ins Gewicht fallen.

Mit $AL = c_p(t_2 - t_1)$ ist der Energiebedarf

$$N_e = \frac{(AL) \cdot 427 \cdot G_h}{3600 \cdot 75 \cdot \eta_m} = \frac{(AL) G_h}{632 \cdot \eta_m}, \quad (164)$$

hierin ist G_h das in Stunden geförderte Gewicht an Luft.

$$G_h = V_1 \cdot \gamma_1 = \frac{V_1}{v_1}.$$

v_1 = spezifisches Volumen im Saugstutzen in cbm/kg,

V_1 = ganzes stündliches Volumen im Saugstutzen in cbm/h.

Der mechanische Wirkungsgrad berücksichtigt die Lagerreibung usw.

$$\eta_m = 0,97 - 0,98.$$

Das Ansaugvolumen bestimmt sich mittels Geschwindigkeitsmessungen im Saugstutzen.

b) Berechnung des Ventilators ohne Entropietafel.

Trägt man die Werte v_1, v_2 als Abszissen, p_1, p_2 als Ordinaten ab (Abb. 94), so erhält man den Verlauf des Prozesses im p - v -Diagramm. Man erkennt, daß sich die Arbeitsfläche aus 3 Teilen zusammensetzt: die (absolute) Ansaugarbeit $p_1 v_1$, die eigentliche Kompressionsarbeit ($A_1 A_2$ bis zur Abszissenachse) und die Ausstoßarbeit $p_2 v_2$. Die eigentliche Kompressionsarbeit hängt von der Art des Druckverlaufes ab.

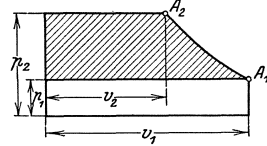


Abb. 94.

1. Adiabatischer Druckverlauf. Die eigentliche Kompressionsarbeit ergibt sich aus der Wärmeleichung $Q = c_v(T_1 - T_2) + AL$. Setzt man der adiabatischen Zustandsänderung entsprechend $Q = 0$, so wird

$$AL = c_v(T_2 - T_1).$$

Man erhält demnach im vorliegenden Fall im ganzen, d. h. mit Ausstoßarbeit,

$$AL_{ad} = c_v(T_2 - T_1) + Ap_2 v_2 - A_1 p_1 v_1.$$

Mit $p_1 v_1 = RT_1$ und $p_2 v_2 = RT_2'$, $c_v = \frac{AR}{k-1}$ wird

$$L_{ad} = \frac{c_v}{AR} (p_2 v_2 - p_1 v_1) + (p_2 v_2 - p_1 v_1) = \frac{c_v + AR}{AR} (p_2 v_2 - p_1 v_1),$$

$$L_{ad} = \left(\frac{1}{k-1} + 1 \right) (p_2 v_2 - p_1 v_1) = \frac{k}{k-1} (p_2 v_2 - p_1 v_1). \quad (165)$$

Da v_2 häufig nicht bekannt ist, erscheint diese Form nicht sehr geeignet. Nun ist aber auch

$$L_{ad} = \frac{k}{k-1} R(T_2' - T_1) = \frac{kRT_1}{k-1} \left[\frac{T_2'}{T_1} - 1 \right].$$

Aus der Gleichung der Adiabate $p_1 v^k = p_2 v_2^k$ folgt

$$\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \frac{T_2'}{T_1},$$

$$L_{ad} = \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = C p_1 v_1 \text{ mkg pro 1 kg Gas.} \quad (166)$$

Man kann die Zahl $C = \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$ für Druckverhältnisse ausrechnen und eine Kurve zeichnen, woraus C entnommen werden kann, so daß die Ausrechnung nur einmal gemacht zu werden braucht und die Berechnung von

$$L_{ad} = C p_1 v_1 \quad (167)$$

sehr einfach wird (Abb. 95). Setzt man in diese Gleichung statt des spezifischen Volumens v_1 das ganze Ansaugvolumen ein, so erhält man die ganze Arbeit, demnach ist

$$N_{ad} = \frac{G_h \cdot L_{ad}}{3600 \cdot 75} = \frac{C p_1 v_1 G_h}{3600 \cdot 75} = \frac{C p_1 V_1}{3600 \cdot 75} \quad (168)$$

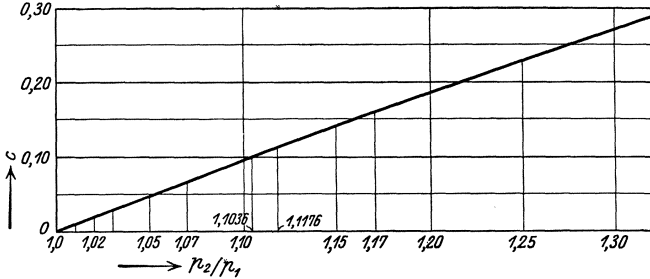


Abb. 95. Graphische Bestimmung von C .

2. Wirkliche Kompression. Wir haben gesehen, daß

$$Al = c_p(T_2 - T_1)$$

ist. Hierin ist T_2 unbekannt neben L . Schätzt man aus Erfahrung den Wirkungsgrad, bezogen auf die adiabatische Kompression, so ist

$$\eta_{ad} = \frac{(t_2 - t_1) c_p}{t_2 - t_1 c_p}$$

oder

$$L = \frac{L_{ad}}{\eta_{ad}} = \frac{C p_1 v_1}{\eta_{ad}}$$

Man kann demnach die C -Kurve auch zur Berechnung der wirklichen Arbeit benutzen, und es ist

$$N_e = \frac{G_h L}{3600 \cdot 75} = \frac{C p_1 V_1}{\eta_{ad} \cdot 3600 \cdot 75 \cdot \eta_m} \quad (169)$$

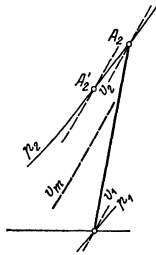


Abb. 96.

Für die Berechnung der Umfangsgeschwindigkeit bei gegebener Druckzunahme kann in ähnlicher Weise vorgegangen werden wie bei Niederdruckventilatoren. Für das spezifische Volumen ist der Mittelwert einzusetzen, der sich aus Anfangsvolumen v_1 und Endvolumen v_2 ergibt. $v_m = \frac{v_2 + v_1}{2}$ (Abb. 96). Damit heißt die Gleichung in ihrer einfachsten Form

$$\frac{p_2 - p_1}{v_m} = \eta_p \varphi \frac{u_2^2}{g}$$

hierin ist φ eine Winkelfunktion und η_p das Verhältnis der wirklich erreichbaren zur theoretischen Druckhöhe. Der Druckwirkungsgrad η_p stellt die Korrektur der Wirklichkeit gegenüber der Theorie (Eulersche

Gleichung) dar. Man wählt je nach der Erfahrung, die man auf dem Proberstand gemacht hat,

$$\eta_p = 0,6 \text{ bis } 0,7, \quad g = 9,81, \quad \varphi = 0,7 - 1 \text{ bis } 1,2$$

(siehe Diskussion der Winkel) und erhält u_2 m/sec. Dieser Wert kann bis $u_2 = 80 - 100$ m/sec ansteigen. In diesem Falle verlangt die Herstellung des Rades erhöhte Sorgfalt.

Für gewisse Zwecke zieht man vor, die Umfangsgeschwindigkeit mäßig zu halten und einige Räder hintereinanderzuschalten.

e) Mehrstufige Gebläse.

Will man die Berechnung mit Entropietafel durchführen, so ist eine mehrmalige Wiederholung der Rechnung für den einstufigen Ventilator durchzuführen (Abb. 97). Die Beziehung zwischen dem Druckverhältnis und dem Temperaturverhältnis der Polytrope A_0A_1 unterliegt demselben Gesetz wie bei der Adiabate, nur ist der Exponent nicht $\frac{k-1}{k}$, sondern größer, nämlich $m = \frac{k-1}{k\eta_{ad}}$, wo $k = \frac{c_p}{c_v}$, mithin $\left(\frac{p}{p_0}\right)^m = \frac{T}{T_0}$.

Die Abbildung zum mehrstufigen Gebläse zeigt, daß bezüglich der Arbeit die Wirkung dieselbe ist, als ob die ganze Druckzunahme in einer einzigen Stufe erfolgt.

Verfolgt man die Aufgabe genauer, so ist zu beachten, daß bei gleichen Durchmessern alle Räder dieselbe Umfangsgeschwindigkeit u_2 haben, sie erzeugen also alle dieselbe Druckhöhe h . Folglich gilt

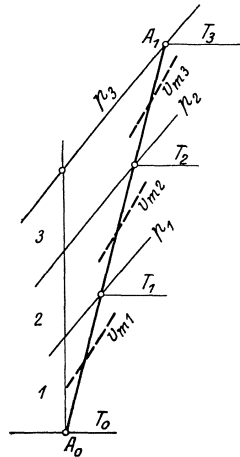


Abb. 97.

$$\begin{aligned} \text{I. Stufe} \quad \Delta p_1 &= \frac{h}{v_{m1}} & p_1 &= p_0 + \Delta p_1 & AL &= c_p(T_1 - T_0), \\ \text{II. Stufe} \quad \Delta p_2 &= \frac{h}{v_{m2}} & p_2 &= p_1 + \Delta p_2 & AL &= c_p(T_2 - T_1), \\ \text{III. Stufe} \quad \Delta p_3 &= \frac{h}{v_{m3}} & p_3 &= p_2 + \Delta p_3 & AL &= c_p(T_3 - T_2), \\ \text{total} & & & & \underline{Al} &= c_p(T_3 - T_0). \end{aligned}$$

Die Druckzunahmen sind ungleich, auch die Druckverhältnisse bleiben nicht gleich $\left(\frac{p_1}{p_0} > \frac{p_2}{p_1} > \frac{p_3}{p_2}\right)$; sie nehmen etwas ab. Wegen der Erwärmung des Gases geht die Leistungsfähigkeit jeder Stufe etwas zurück!

Die Berechnung der Umfangsgeschwindigkeit erfolgt wieder aus

$$h = \varphi \eta_p \frac{u_2^2}{g}$$

gemeinsam für jede Stufe.

Für die Berechnung der Radbreiten muß die Abnahme des spezifischen Volumens für die verschiedenen Stufen berücksichtigt werden. Man rechnet am besten das durchfließende Gewicht aus, das im Verlauf der Kompression unverändert bleibt, und erhält für irgendeine Stufe das Durchflußvolumen aus

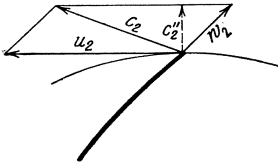


Abb. 98.

$$V = Gv = \pi D_2 b_2 c_2'' \mu_0 \mu_1 \text{ cbm/sek,}$$

wo c_2'' die Radialkomponente der Ausfließgeschwindigkeit aus dem Rad ist (Abb. 98), μ_0 die Schaufelverengung = 0,9 – 0,92, μ_1 die Kontraktion und Herstellungsfehler berücksichtigt = 0,9 – 0,85.

Beispiel 41. Ein vorhandenes Laufrad ($D_2 = 900$ mm, $b = 100$ mm, $n = 1470$) soll viermal ausgeführt und hintereinandergeschaltet werden, um einen entsprechend hohen Druck (80 mm Q.-S.) zu erhalten. Die Ansaugemenge betrage $V_3 = 4$ cbm/sek. Zunächst ist der Ansaugenzustand zu wählen, z. B.

$$p_0 = 1 \text{ Atm.} = 10000 \text{ kg/qm, } t_0 = 10^\circ, \quad v_0 = \frac{283 \cdot 29,3}{10000} = 0,826,$$

$$G = \frac{v_s}{v_0} = \frac{4}{0,826} = 4,85 \text{ kg/sek.}$$

Um die Rechnung rasch durchzuführen, wählen wir die Winkelfunktion

$$\varphi = 0,8 \quad \text{und} \quad \eta_p = 0,6, \quad u_2 = \frac{\pi \cdot 0,9 \cdot 1470}{60} = 69 \text{ m/sek,}$$

damit wird die in jedem Rad erzeugte Druckhöhe

$$h = \varphi \cdot \eta_p \frac{u_2^2}{g} = 0,8 \cdot 0,6 \cdot \frac{69^2}{9,81} = 235 \text{ m L.-S.}$$

Um die Druckzunahme in jeder Stufe zu berechnen, müssen wir die mittleren spez. Volumen in jeder Stufe schätzen. In diesem Beispiel ist naturgemäß die Abnahme von v_m nur ganz klein, weil kleine Druckunterschiede auftreten. Immerhin gibt auch hier die Entropietafel Aufschluß. Man findet die Werte v_m

$$\Delta p = \frac{h}{v_m} \quad \text{und} \quad p_1 = p_0 + \Delta p \quad \text{usw.}$$

und erhält folgende Zusammenstellung:

Stufe	h	v_m	Δp	p
1	235	0,82	286	1,0286
2	235	0,80	294	1,0580
3	235	0,79	297	1,0877
4	235	0,78	301	1,1178

Die gesamte Druckerhöhung ergibt sich somit zu 1178 mm W.-S. oder 86,5 mm Q.-S., d. h. 8% mehr als verlangt wird.

Dieser Überschuß ist nicht nur erwünscht, sondern nötig. Einmal sind wir beim Entwurf über den Wert η_p nicht immer genügend unterrichtet; aber auch wenn dieser Wert genau den Versuchsergebnissen entspricht, ist ein Überschuß an Druck erwünscht, da man dann die verlangte Liefermenge mit etwas gedrosseltem Schieber schon erhält oder entsprechend mehr bei offenem Schieber in der Druckleitung (Abb. 99). Da auch in diesem Beispiel die erreichte Druckzunahme nicht als hoch bezeichnet werden kann, im Sinne der thermo-dynamischen Veränderungen, läßt sich der Enddruck angenähert auch einfach bestimmen, nachdem man für den ganzen Verlauf einen Mittelwert v_m bestimmt hat.

Mit $v_m = 0,79$ findet sich

$$p_4 - p_0 = \frac{\Sigma h}{v_m} = \frac{4 \cdot 235}{0,19} = 1190 \text{ mm W.-S.},$$

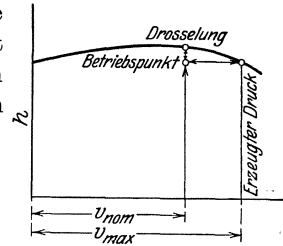


Abb. 99.

also etwas weniger über dem genauen Wert.

Zur Bestimmung der Arbeit berechnen wir die Endtemperatur t'_4 der adiabatischen Kompression (falls keine Kurve vorhanden ist)

$$T'_4 = T_0 \left(\frac{p_4}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} = 283 \cdot 1178^{1,405} = 283 \cdot 1,0328 = 293,3,$$

$$t'_4 = 19,3^\circ \text{C}.$$

folglich ist mit dem Wirkungsgrad $\eta_{ad} = 0,8$ gegenüber adiabatischer Kompression

$$AL = \frac{c_p(t'_4 - t_0)}{\eta_{ad}} = \frac{0,239 \cdot 9,3}{0,8} = 2,78 \text{ cal/kg}.$$

Dies stimmt auch mit der anderen Formel überein

$$C = \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{p_4}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = \frac{1,405}{0,405} \cdot 0,0328 = 0,114,$$

$$AL = \frac{0,114 \cdot 1000 \cdot 0,826}{427 \cdot 0,8} = 2,77.$$

Rechnet man mit $\eta_m = 0,94$ für alle sonstigen Reibungsverluste (Lagerreibung usw.), so wird

$$N_e = \frac{(AL) \cdot G \cdot 427}{75 \cdot 0,8 \cdot 0,94} = \frac{2,78 \cdot 427 \cdot 4,85}{75 \cdot 0,94} = 81,5 \text{ PS}.$$

Rechnet man nach alter Formel, so ist

$$N_e = \frac{V \cdot \Delta p}{75 \eta_{ad} \eta_m} = \frac{4 \cdot 1178}{75 \cdot 0,8 \cdot 0,94} = 83,7 \text{ PS}.$$

Der Betrag ist sogar größer als die genaue Rechnung, weil wir ein zu großes Volumen, nämlich das Ansaugvolumen, eingesetzt haben.

Man hat eben das Rechteck $V \cdot \Delta p$ in Abb. 100 als Arbeit berechnet, während tatsächlich weniger gebraucht wird, nämlich nur die schraffierte Fläche.

Von den übrigen Abmessungen wollen wir noch die Radialkomponente am Austritt berechnen. Daher ist zu berücksichtigen, daß das Volumen am Austritt kleiner geworden ist, z. B. für die erste Stufe folgt

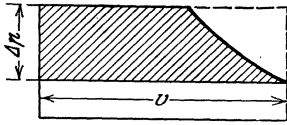


Abb. 100.

$$V_2 = G \cdot v_2 = 4,85 \cdot 0,81 = 3,92,$$

$$c_2'' = \frac{3,92}{\pi \cdot 0,9 \cdot 0,1 \cdot 0,9 \cdot 0,85} = 18,2 \text{ m/sek.}$$

Nimmt man (Abb. 101) $D_1 = 500 \text{ mm}$ und $b_1 = 120 \text{ mm}$, so ist

$$c_1'' = \frac{4,0}{\pi \cdot 0,6 \cdot 0,12 \cdot 0,9 \cdot 0,85} = 27,3 \text{ m/sek.}$$

$$c_0 = \frac{4}{0,1649} = 24 \text{ m/sek.}$$

Dies ist zulässig, da die Geschwindigkeit von c_0 auf c_1 ansteigen darf. Rechnen wir die Radreibung, so ergibt sich nach der Formel

$$N_r = \frac{2,3}{10^6} D^2 u^3$$

für alle vier Räder

$$N_r = 2,3 \cdot \frac{0,81 \cdot 0,33}{0,79} \cdot 4 = 3,1 \text{ PS.}$$

Der Betrag ist sehr gering, d. h. nur 3,8% des Leistungsbedarfes.

Beispiel 42. Man kann die ganze Druckerhöhung in einem Rad zustande bringen, und zwar muß dann eine Umfangsgeschwindigkeit erzeugt werden, wenn

$$\varphi = 0,8, \quad \eta_p = 0,6, \quad v_m = 0,79, \quad v_m \Delta p = \varphi \eta_p \frac{u_2^3}{g}:$$

$$u_2 = \sqrt{\frac{9,81 \cdot 0,79 \cdot 1178}{0,48}} = 137,5 \text{ m/sek.}$$

Mit $c_2'' = 24 \text{ m/sek}$ wird

$$b_2 = \frac{4 \cdot 85 \cdot 0,78}{\pi \cdot 1,2 \cdot 24 \cdot 0,9 \cdot 0,85} = 0,055 \text{ m}$$

und die Radreibung

$$N_r = \frac{2,3 \cdot 1,44 \cdot 2,6}{0,79} = 10,8 \text{ PS,}$$

also 13% des Leistungsbedarfes gehen an der Radreibung verloren. Der adiabatische Wirkungsgrad wird deshalb bedeutend kleiner. Die Verminderung der Radreibung dringt auf die Anwendung von Stufenrädern.

Beispiel 43. Nimmt man an, dieses Hochdruckrad werde in vierfacher Wiederholung hintereinandergeschaltet, so ergibt sich ein Entropiediagramm (Abb. 102)

$$h = 0,48 \cdot \frac{137,5^2}{9,81} = 920 \text{ m L.-S.}$$

$u_2 = 135,7 \text{ m/sec.}$ Mit $D_2 = 1,2 \text{ m}$ wird $n = 2200$.

Aus der Entropietafel ist

Stufe	v_m	Δp	p	$\frac{p_2}{p_1}$
1	0,8	1150	1,115	1,115
2	0,75	1230	1,238	1,11
3	0,7	1320	1,370	1,105
4	0,66	1390	1,509	1,1

$$v_4 = \frac{29,3 \cdot 323}{15090} = 0,65.$$

Für eine angenäherte Rechnung ohne Benutzung der Entropietafel kann man

$$\frac{p_1}{p_0} = \frac{p_2}{p_1} = \frac{p_3}{p_2} \dots = x$$

konstant setzen, dann ist

$$p_1 = x p_0, \quad p_2 = x p_1 = x^2 p_0, \quad p_3 = x p_2 = x^3 p_0 \dots$$

oder

$$\frac{p_2}{p_0} = x^2 \quad \text{oder} \quad x = \left(\frac{p_2}{p_0} \right)^{\frac{1}{2}}.$$

In unserem Falle würde bei gegebenem $\frac{p_4}{p_0} = 1,5 \text{ Atm.}$ und $z = 4$ das Druckverhältnis einer Stufe $x = \sqrt[4]{1,5} = 1,112$. Damit kann man h und u_2 ausrechnen.

Es handelt sich also um ein Gebläse von $0,5 \text{ Atm.}$ Überdruck. Hierbei ist $\eta_{ad} = 0,72$ gewählt.

Aus der Tafel ist die Temperatur $t'_4 = 45,5^\circ \text{ C}$,

$$t_4 = \frac{t'_4 - t_0}{\eta_{ad}} + t_0 = \frac{35,5}{0,72} + 10 = 59,5^\circ.$$

Man erhält auch t'_4 aus

$$T'_4 = T_0 \left(\frac{p_4}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} = 282 \cdot 1,509^{0,288} = 282 \cdot 1,1265 = 318,5,$$

$$t'_4 = 45,5^\circ \text{ C},$$

$$AL = (59,5 - 10) \cdot 0,239 = 11,85 \text{ WE},$$

$$N_e = \frac{11,85 \cdot 4,85 \cdot 427}{75 \cdot 0,94} = 350 \text{ PS}.$$

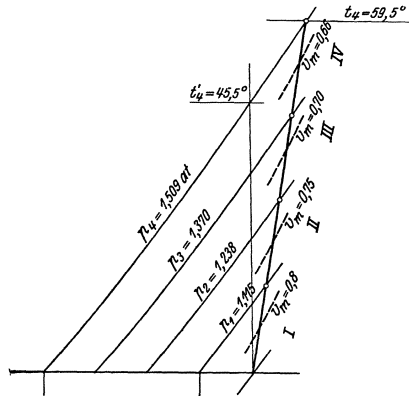


Abb. 102.

Bemerkung: Mit der Formel für Niederdruckventilatoren würden wir mit $\Delta p = 5090$ kg/qm erhalten

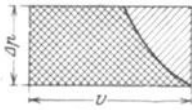


Abb. 103.

$$N_e = \frac{V \cdot \Delta p}{75 \cdot 0,72 \cdot 0,94} = \frac{4 \cdot 5090}{75 \cdot 0,72 \cdot 0,94} = 400 \text{ PS}$$

entsprechend beistehender Abb. 103.

d) Ausführung mehrstufiger Gebläse.

Abb. 104 stellt ein Jaeger-Turbinengebläse (Leipzig-Plagwitz) mit abgehobenem Gehäuseoberteil dar. Es ist zweifach dreistufig für Hochofen. Leistung 500 cbm/min; Druck 1,4 Atm.; 3000 Umdrehungen.

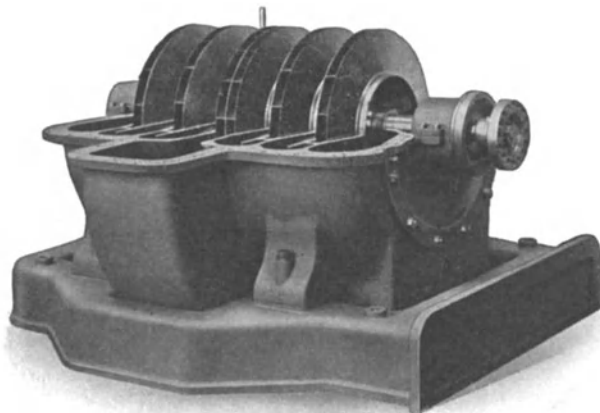


Abb. 104. Jaeger-Turbinengebläse.

Die Fördermenge wird hier in zwei Luftströme unterteilt, die je eine dreistufige Hälfte des Läufers durchziehen, um nach Erreichung der verlangten Druckverhältnisse aus dem als Doppelrad ausgebildeten mittleren Schaufelrad der höchsten Druckstufe des Gebläses durch den gemeinsamen Ausblasstutzen das Gebläse zu verlassen. Die beiden Radhälften sind also parallel geschaltet.

Die Abb. 105a und 105b zeigen die Ausführung eines vierstufigen Turbogebläses der Maschinenfabrik Oerlikon für 170 cbm minutliche Luftmenge bei einem Gesamtdruck von 3600 mm W.-S., also ca. 900 mm auf ein Rad. Beim Verlassen der Schaufelkanäle a des Laufrades (bei den folgenden c usw.) wird die Austrittsgeschwindigkeit der Luft so gut als möglich in Druck umgesetzt und dann axial abgelenkt und dem folgenden Rad c zugeführt. Der Wirkungsgrad dieses Gebläses war ein ziemlich guter, weil die Umsetzung der Austrittsgeschwindigkeit durch

die langsame Verzögerung derselben sichergestellt ist. Der Wirkungsgrad war jedoch geringer als bei einem von derselben Firma ausge-

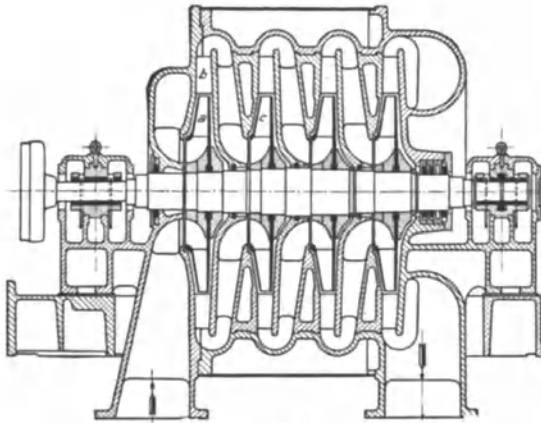


Abb. 105 a.

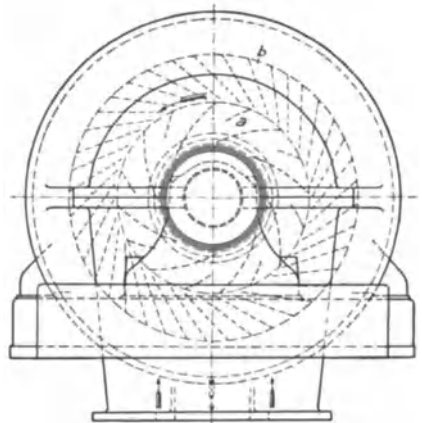


Abb. 105 b.

Abb. 105 a und 105 b. Vierstufiges Turbogebälse, Oerlikon.

führten einstufigen Gebläse mit Spiralgehäuse (Abb. 106). Diese Erscheinung überrascht auf den ersten Blick; denn theoretisch ist der Verlauf der Umsetzung in der Spirale nicht besser. Es ist jedoch zu bedenken, daß sich aus dem Verhältnis des äußeren zum inneren Durchmesser des Leitrades eine Verzögerung der Luftgeschwindigkeit von nur einem Drittel ergibt, und somit verbleibt in der aus dem Leitrad austretenden Luft noch über 50% der anfänglichen Geschwindigkeitshöhe, außerdem ist der Reibungsverlust zwischen den enggestellten Leitschaufeln gewiß nicht gering anzuschlagen. Aus konstruktiven und wirtschaftlichen Gründen läßt sich der äußere Durchmesser des Leitrades nicht beliebig vergrößern, und

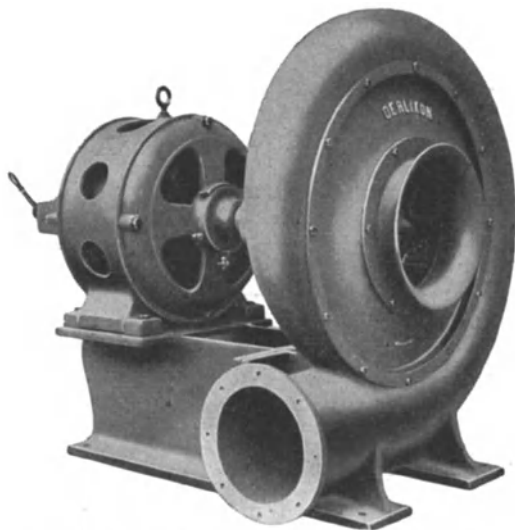


Abb. 106. Ventilator mit Spiralgehäuse und besserem Wirkungsgrad.

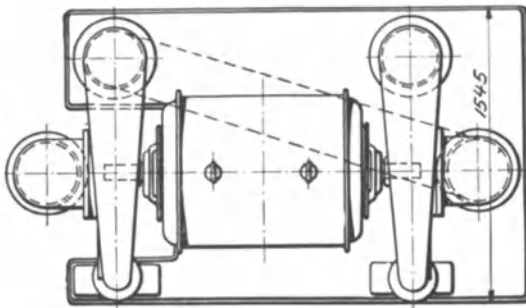
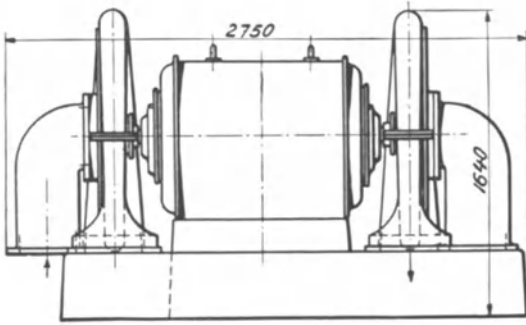


Abb. 107.

Abb. 107—109. Mehrstufige Gebläse mit Spiralgehäuse und Überstromröhre in der Grundplatte.

die Luftführung verlangt eine enge Schau-
felteiling des Leit-
rades. Das sind zwei
nachteilige Eigenschaf-
ten, mit denen das
Spiralgehäuse nicht be-
lastet ist, ein Umstand,
der gewisse Unvollkom-
menheiten der Luft-
führung in der Spirale
mehr als aufwiegt.

Eingehende Ver-
suche haben auch er-
geben, daß unter sonst
gleichen Verhältnissen
die von einem Gebläse
mit Leitschaufeln er-
zeugte Druckhöhe be-
trächtlich unter der-
jenigen eines mit Spi-
ralgehäuse versehenen
Gebläses stand. So
wurde der Bau von

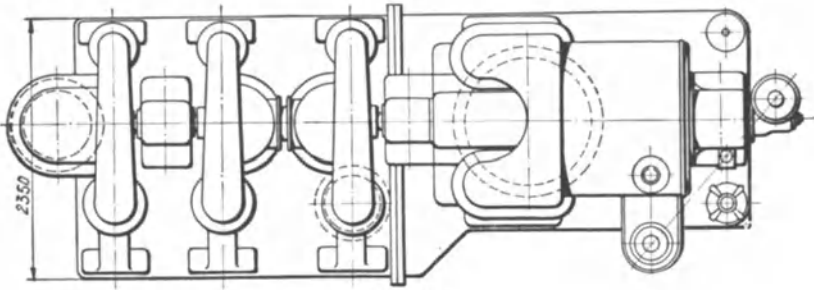
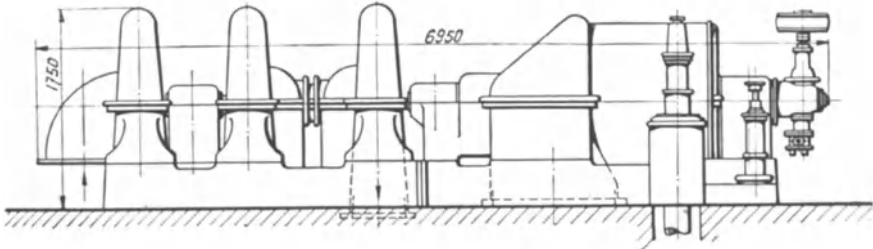


Abb. 108.

mehrstufigen Gebläsen mit Spiralgehäuse studiert und eine einfache Lösung gefunden, die darin bestand, daß die Überströmröhre in die

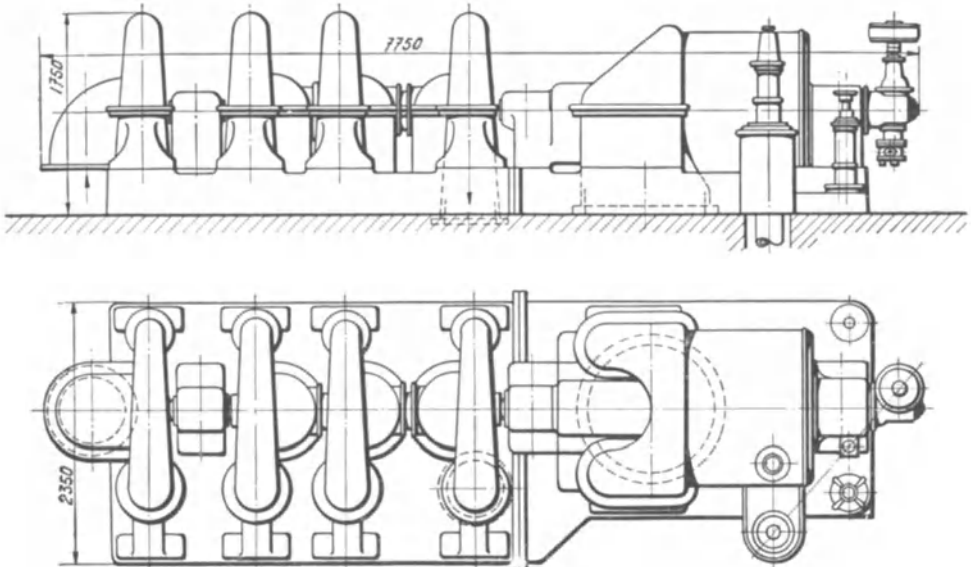


Abb. 109.

Grundplatte verlegt wurden, wie dies aus den Abb. 107, 108 und 109 ersichtlich ist. Abb. 107 zeigt den Umriß eines zweistufigen Gebläses mit Motorantrieb, wobei die Laufräder fliegend auf den Wellenendensitzen; Abb. 108 ein dreistufiges Hochofengebläse mit Dampfturbinenantrieb, und Abb. 109 zeigt ein vierstufiges Gebläse für 3000 PS Leistung. Abb. 110 stellt ein zweistufiges Gebläse kleiner Leistung dar, bei dem aus Billigkeitsrücksichten das Überströmröhre nicht in die Grundplatte verlegt wurde.

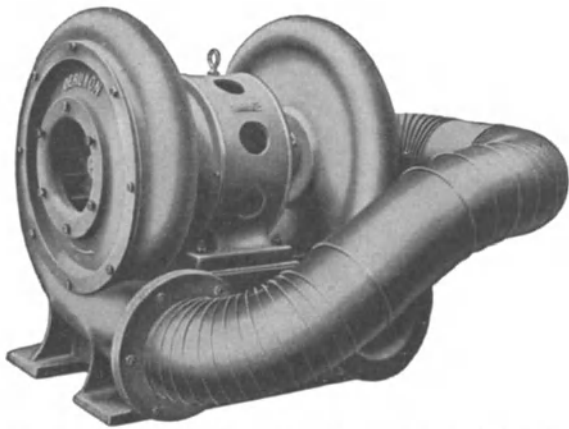


Abb. 110. Zweistufiges Gebläse mit Überströmröhre außerhalb der Grundplatte.

Der Gegenstand ist eingehend behandelt in Z. ges. Turbinenw. 1917, Heft 25—27.

15. Berechnung der Ventilatoren für verschiedenartige Gase.

In der Industrie mehren sich die Installationen ständig, in denen nicht nur Luft, sondern verschiedenartige Gase und Gasmischungen fortgeschafft werden müssen unter Bewältigung von Widerständen. In chemischen Fabriken, Färbereien, Appreturen, in der Textilindustrie scheiden sich Dämpfe aus (Schwaden), die durch Ventilatoren zu sammeln und zu entfernen sind. Häufig befinden sich die städtischen Gaswerke weit entfernt vom Ort des Verbrauches, der selbst einen großen Umkreis umfaßt, so daß das Leuchtgas durch Gebläse auf einen genügenden Druck gebracht werden muß, um an den entferntesten Verbrauchsstellen noch genügend Druck zu besitzen. Dasselbe gilt für das Koksofengas der großen Kokereien, die von den Städten entfernt liegen. Für die Erzeugung der Zugwirkung der Dampfkessel werden statt der teuren Hochkamme Ventilatoren zum Absaugen der Rauchgase verwendet, nachdem diese Gase ihre Wärme für die Vorwärmung der Verbrennungsluft abgegeben haben.

Für die Berechnung muß vor allem die Gaskonstante R in der Gleichung $p v = R T$ bekannt sein.

Betrachtet man zwei Gase, die gleichen Druck und gleiche Temperatur aufweisen, so ist

$$p v = R T, \quad p v_0 = R_0 T,$$

woraus

$$\frac{v}{v_0} = \frac{\gamma_0}{\gamma} = \frac{R}{R_0}.$$

Nach dem Gesetz von Avogadro verhalten sich die spezifischen Gewichte wie die Molekulargewichte, also

$$\frac{\gamma_0}{\gamma} = \frac{m_0}{m} = \frac{R}{R_0},$$

d. h. die Gaskonstanten zweier Gase sind umgekehrt proportional ihren Molekulargewichten oder $m R = m_0 R_0 = \text{konst.}$, und die Zustandsgleichung erhält die Form

$$p(v m) = (R m) T. \quad (170)$$

Hierin ist für alle Gase $R m = 848$, wenn p in kg/qm und v in cbm/kg eingesetzt werden. Man nennt $(v m)$ das Volumen eines Kilogramm-Moleküls (Kilmol), d. h. es ist das Volumen von m kg, wo m das Molekulargewicht des Stoffes bedeutet.

Hierdurch läßt sich R für alle Stoffe berechnen, deren Molekulargewicht bekannt sind.

Man erhält z. B.

Sauerstoff	$m = 32$	$R = 848/32 = 26,5$
Kohlenoxyd	$m = 28$	$R = 848/28 = 30,28$
Kohlensäure	$m = 44$	$R = 848/44 = 19,25$
Schweflige Säure	$m = 64$	$R = 848/64 = 13,25$
Überhitzter Wasserdampf	$m = 18$	$R = 848/18 = 47,1$

Will man einen für Luft entworfenen Ventilator für einen dieser Stoffe benutzen, so ändert sich die erreichbare Druckhöhe nicht,

$$h = \varphi \cdot \eta_p \frac{u_2^2}{g},$$

da u_2 gleichbleibt, φ ändert sich ebenfalls nicht, da keine Änderungen an den Winkeln vorgenommen werden können; dasselbe gilt für η_p . Jetzt bedeutet h die Höhe einer Flüssigkeitssäule desjenigen Stoffes, der verwendet wird, also Meter Luftsäule oder Meter Gassäule. Der Unterschied tritt erst in Erscheinung, wenn die Umrechnung dieser Größe in $\text{kg/qm} = \text{mm Wassersäule}$ stattfindet. Die Druckerzeugung ist aber ganz verschieden für ein und denselben Ventilator, je nach der Art des Stoffes.

Für Luft sei

$$\Delta p_0 = h \gamma_0,$$

für ein anderes Gas

$$\Delta p = h \gamma,$$

folglich ist

$$(\Delta p) = (\Delta p_0) \cdot \frac{\gamma}{\gamma_0} = (\Delta p_0) \frac{R_0}{R}.$$

Dementsprechend ändert sich auch der Energiebedarf, wobei der Energiewirkungsgrad derselbe bleibt.

Beispiel 44. Niederdruckventilator. Gebr. Sulzer. $V = 5,5 \text{ cbm/sek}$, $n = 700$, Gesamtdruck $\Delta p = 85 \text{ mm W.-S.}$ bei Luft nach Angabe der Firma $N_e = 9,7 \text{ PS}_e$,

$$b_2 = 330 \text{ mm}, \quad D_2 = 750 \text{ mm}, \quad D_1 = 650 \text{ mm}, \quad d_s = 770 \text{ mm},$$

$$u_1 = 23,8, \quad u_2 = 27,5,$$

$$c_1'' = \frac{5,5}{\pi \cdot 0,65 \cdot 0,330 \cdot 0,9 \cdot 0,75} = 12,2 \text{ m/sek}$$

($\mu = 0,75$ ist klein gewählt, weil eine starke Kontraktion am Eintritt auftritt zufolge der scharfen Richtungsänderung vom axialen zum radialen Eintritt).

$$\text{Radialer Eintritt } c_1' = c_1, \quad \text{tg } \beta_1 = \frac{c_1''}{23,8} = 0,513, \quad \beta_1 = 27^\circ 10'.$$

Austritt $\beta_2 = 45^\circ$ gewählt (vorwärts gekrümmte Schaufeln),

$$c_2' = 12,2 \cdot \frac{650}{750} = 10,5 \text{ m/sek}, \quad w_2 \cos \beta_2 = 10,5, \quad c_2 = 39,6, \quad w_2 = 14,8,$$

folglich

$$H = \frac{u_2^2}{g} + \frac{u_2 w_2 \cos \beta_2}{g} = 77,0 + 30,6 = 107,6 \text{ m Gassäule.}$$

Laut Angabe

$$N_e = 9,7 \text{ PS}, \quad \eta_e = \frac{85 \cdot 5,5}{75 \cdot 9,7} = 0,642.$$

Verwendet man diesen Ventilator für CO_2 , SO_2 und überhitzten Wasserdampf H_2O , so ist

$$G_0 = V\gamma, \quad G = V\gamma = G \frac{\gamma}{\gamma_0} = G_0 \frac{R_0}{R} = \frac{4,6 \cdot 293}{R}.$$

Zahlentafel 9.

	R	$\frac{h}{m}$ m Gas- säule	γ kg/cbm	Δp mm W.-S.	N_e PS _e	V cbm/sek	G kg/sek
Luft . .	29,3	73,6	1,15	85	9,7	4	4,6
CO_2 . .	19,25	73,6	1,75	129	14,7	4	7,0
SO_2 . .	13,25	73,6	2,54	187	21,4	4	10,3
H_2O . .	47,1	73,6	0,715	52,6	6,0	4	2,86

Man erkennt die starke Verschiedenheit in der Druckzunahme und der Leistungsaufnahme.

Bei den meisten Anwendungen kommt nicht ein einfaches Gas in Frage, sondern eine Gasmischung. Ihre Zusammensetzung wird vom Chemiker in Volumenteilen (Volumenprozenten) angegeben.

In diesem Falle muß zuerst die Gaskonstante R der Mischung berechnet werden. Man berechnet zu diesem Zweck das (scheinbare) Molekulargewicht in der Mischung, als ob eine chemische Verbindung vorläge.

Ist γ das spezifische Gewicht der Mischung, $\gamma_1, \gamma_2, \gamma_3$ dasjenige ihrer Bestandteile, so kann wie früher gesetzt werden

$$\frac{\gamma_1}{\gamma} = \frac{m_1}{m}, \quad \frac{\gamma_2}{\gamma} = \frac{m_2}{m} \quad \text{usw.}$$

Nun ist

$$G = G_1 + G_2 + G_3 + \dots$$

oder

$$\gamma V = \gamma_1 V_1 + \gamma_2 V_2 + \gamma_3 V_3 \dots,$$

obige Werte eingesetzt

$$\gamma = \gamma_1 \frac{V_1}{V} + \gamma_2 \frac{V_2}{V} + \gamma_3 \frac{V_3}{V} \dots = \gamma \frac{m_1}{m} \frac{V_1}{V} + \gamma \frac{m_2}{m} \frac{V_2}{V} + \gamma \frac{m_3}{m} \frac{V_3}{V} \dots,$$

$$m = m_1 \left(\frac{V_1}{V} \right) + m_2 \left(\frac{V_2}{V} \right) + m_3 \left(\frac{V_3}{V} \right) + \dots$$

Mit den vom Chemiker angegebenen Verhältnissen $\frac{V_1}{v}, \frac{V_2}{v} \dots$ und den bekannten Molekulargewichten der Einzelstoffe ist m zu berechnen und damit $R = \frac{848}{m}$.

Beispiel 45. Der oben berechnete Niederdruckventilator soll für die Förderung von Leuchtgas benutzt werden mit folgender Zusammensetzung (Gaswerk der Stadt Zürich):

Zahlentafel 10.

Gasart	$\frac{V_1}{V}$ usw.	Gaskonst. R	Mol.-Gew. m	$m_1 \frac{V_1}{V}$ usw.
H. . . .	0,4850	422,6	2	0,97
CH ₄	0,3500	52,8	16	5,60
CO	0,0700	30,26	28	1,96
C ₂ H ₄ ! . . .	0,0450	30,20	28	1,26
CO ₂	0,0200	19,14	44	0,88
O	0,0025	26,47	32	0,08
N	<u>0,0275</u>	30,13	28	<u>0,77</u>
	1,0000		$m = 11,52$	

$$V = 1 \text{ cbm}, \quad m = 11,52, \quad R = \frac{848}{11,52} = 73,6$$

bei

$$p = 1 \text{ Atm.}, \quad t = 20^\circ, \quad \gamma = 0,503 \text{ kg/cbm.}$$

Für diesen Ventilator wird $\Delta p = \Delta p_0 \frac{R_0}{R} = 85 \frac{29,3}{73,6} = 34 \text{ mm W.-S.}$,

$$N_e = 9,7 \frac{34}{85} = 3,87 \text{ PS.}$$

Dem Volumen nach wird bei allen Stoffen gleichviel Menge angesaugt. Das Fördergewicht ist daher verschieden, und zwar für Leuchtgas

$$G = V\gamma = 4 \cdot 0,503 = 2,0 \text{ kg/sek.}$$

Will man daher einen Ventilator aus einem Katalog auswählen, der für Luft gültig ist, so müssen diese Verhältnisse berücksichtigt werden. Man muß also die vorgeschriebene Druckerhöhung und das vorgeschriebene Fördergewicht auf Luft umrechnen.

Diese Rechnungen gelten nur für mäßige Druckerhöhungen, bei denen die Zunahme des spezifischen Gewichtes und der Temperatur unberücksichtigt bleiben darf.

Für Hochdruckventilatoren ist die spezifische Wärme des Gases oder der Gasmischung zu berechnen und als Zustandskurve eine polytropische über der adiabatischen anzunehmen.

Hierbei kommt in erster Linie die spezifische Wärme c_p bei konstantem Druck in Frage. Der Zusammenhang mit der spezifischen Wärme c_v bei konstantem Volumen ist gegeben durch

$$c_p - c_v = AR.$$

Man führt ferner das Verhältnis $k = \frac{c_p}{c_v}$ ein. c_p und c_v beziehen sich auf 1 kg Gas. Man nennt mc_p oder mc_v die spezifische Wärme bezogen auf 1 Kilmol (d. h. auf m kg).

Bei allen zweiatomigen Gasen und deren Mischungen sind c_p und c_v bestimmte Zahlen für die gewöhnlich vorkommenden Temperaturen,

$$mc_v = 4,9, \quad mc_p = 4,9 + \frac{848}{427} = 6,89.$$

Für Luft ist z. B. $m = 28,95$, folglich

$$c_v = \frac{4,9}{28,95} = 0,17, \quad c_p = \frac{6,89}{28,95} = 0,238,$$

$$k = \frac{0,238}{0,17} = 1,405.$$

Für Kohlensäure und überhitzten Wasserdampf sowie für alle mehratomigen Gase stimmt diese Regel nicht.

Man findet:

Zahlentafel 11.

		Mol.-Gew. m	c_v	c_p	k
Luft	—	28,95	0,170	0,238	1,405
Sauerstoff	O ₂	32	0,155	0,217	1,400
Wasserstoff	H ₂	2,016	2,42	3,41	1,405
Stickstoff	N ₂	28,08	0,176	0,247	1,408
Stickoxyd	NO	30,04	0,165	0,231	1,400
Kohleoxyd	CO	28	0,172	0,242	1,41
Kohlensäure	CO ₂	44	0,16	0,21	1,28
Schweflige Säure	SO ₂	64,06	0,120	0,15	1,25
Ammoniak	NH ₃	17,06	0,41	0,53	1,28

Beispiel 46. Das einstufige Hochdruckgebläse (Seite 166) soll Wasserstoff verdichten.

$$u_2 = 137,5 \text{ m/sek}, \quad \varphi = 0,8, \quad \eta_p = 0,6, \quad v = \frac{422,6 \cdot 295}{10000} = 12,5 \text{ cbm/kg},$$

$$h = 0,6 \cdot 0,8 \frac{137,5^2}{9,81} = 920 \text{ m/Gassäule},$$

$$\Delta p = \frac{920}{12,5} = 74 \text{ mm W.-S. oder } 74 \text{ kg/qm},$$

ist also kein Hochdruckrad mehr.

Man erhält also in diesem Hochdruckrad nur 74 mm W.-S., wenn Wasserstoff zu fördern ist, statt 1178 mm W.-S. bei Förderung von Luft. Das Fördervolumen ist auch hier dasselbe, dagegen das Gewicht und die Leistungsaufnahme viel kleiner,

$$G = \frac{V}{v} = \frac{4}{12,5} = 0,32 \text{ kg/sek},$$

und angenehert

$$N_e = \frac{4 \cdot 74}{75 \cdot 0,72 \cdot 0,94} = \approx 5,9 \text{ PS statt } 82 \text{ PS bei Luft}.$$

Bei diesem Beispiel ist die Berücksichtigung der Erwärmung nicht nötig, da der Hochdruckluftventilator zu einem Niederdruckventilator für Wasserstoff geworden ist. Das umgekehrte Verhältnis wird sich für schweflige Säure zeigen.

Beispiel 47 für SO_2 . $V = 4$ cbm/sek, $u_2 = 137,5$ m/sek, $h = 920$ m,

$$R = 13,25, \quad t_0 = 10^\circ, \quad v_0 = \frac{13,25 \cdot 283}{10000} = 0,375 \text{ cbm/kg.}$$

Schätzt man $v_m = 0,30$, so ist $\Delta p = \frac{920}{0,30} = 3070$ mm W.-S.,

$$p_1 = 1,307 \text{ Atm.},$$

d. h. die dreifache Druckerhöhung gegenüber Luft.

$$\text{Adiabate } T'_1 = T_0 \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad k = 1,25,$$

$$T'_1 = 283 \cdot 1307^{\frac{0,25}{1,25}} = 283 \cdot 1,055 = 299,$$

$$\eta_{ad} = 0,72, \quad t_1 - t_0 = \frac{26 - 10}{0,72} = 22,2,$$

$$t'_1 = 26^\circ,$$

$$t_1 = 32,2^\circ,$$

$$v_1 = \frac{13,25 \cdot 305,2}{13070} = 0,309,$$

v_m ist demnach etwas zu klein geschätzt worden.

Nimmt man $v_m = 0,33$, so wird $\Delta p = \frac{920}{0,33} = 2800$, $p_1 = 1,28$ Atm.,

$$T_1 = 283 \cdot 1,28^{\frac{0,25}{1,25}} = 283 \cdot 1,051 = 298, \quad t'_1 = 25^\circ,$$

$$t_1 - t_0 = \frac{25 - 10}{0,72} = 20,8, \quad t_1 = 30,8^\circ,$$

$$v_1 = \frac{13,25 \cdot 303,8}{12800} = 0,315, \quad T_1 = 303,8,$$

daraus wird

$$v_m = \frac{0,375 + 0,315}{2} = 0,345.$$

Die Druckzunahme kann also zu 2800 mm W.-S. gelten.

Die Arbeit $AL = c_p(t_1 - t_0) = 0,15 \cdot 20,8 = 3,12$ cal/kg,

$$G = \frac{4}{0,375} = 10,7 \text{ kg/sek}, \quad N_e = \frac{3,12 \cdot 427 \cdot 10,7}{75 \cdot 0,94} = 202 \text{ PS}$$

statt 82 PS bei Luft und 6 PS bei Wasserstoff.

Nach der Niederdruckformel wäre

$$N = \frac{V \cdot \Delta p}{75 \cdot 0,72 \cdot 0,94} = \frac{4 \cdot 2800}{75 \cdot 0,72 \cdot 0,94} = 220 \text{ PS},$$

also 10% mehr.

16. Radscheibenreibung.

Die im Spielraum zwischen Wand und rotierender Scheibe befindliche Gasschicht bringt eine bremsende Wirkung hervor und verursacht einen Arbeitsverlust, der unter Umständen bedeutende Werte an-

nehmen kann, namentlich bei mehrstufigen Turbohochdruckgebläsen und Turbokompressoren. In diesem Gebiet spielt die Radreibung eine ziemlich bedeutende Rolle.

Der Energiebedarf beträgt nach Stodola für eine glatte Scheibe

$$N_r = \frac{\beta}{10^6} D_2^3 u_2^3 \gamma, \quad (171)$$

wo γ das spezifische Gewicht des die Scheibe umgebenden Gases bedeutet.

Der Beiwert β liegt zwischen $\beta = 2,0$ und $2,6$; gebräuchlicher Mittelwert $2,3$, falls er nicht durch besondere Versuche bestimmt worden ist.

Angewendet mit $\beta = 2,6$ auf den Hochdruckventilator des Beispiels 29 mit $D = 1,2$ m, $n = 1450$, $u_2 = 91$ m/sek, $\gamma = 1,2$ folgt

$$N_r = \frac{2,6}{1000} \cdot 1,2^2 \cdot 9,1^3 \cdot 1,2 = 3,4 \text{ PS.}$$

Der auf dem Prüfstand gemessene Energieverbrauch war $N_e = 25,2$ PS, also beträgt der Scheibenreibungsverlust $13,4\%$. Diese Zahl erscheint reichlich hoch.

Setzt man statt $u_2 = \frac{n \cdot \pi \cdot D}{60}$ so wird

$$N_r = \frac{1,43\beta}{10^{10}} \cdot n^3 D_2^5 \gamma. \quad (172)$$

Die Formel ist durch Integration zwischen den Raddurchmessern D_1 und D_2 entstanden, also sollte es eigentlich heißen

$$N_r = \frac{K}{10^{10}} \cdot n^3 (D_2^5 - D_1^5) \cdot \gamma.$$

Der Aufbau der Formel, den wir als richtig annehmen, zeigt, daß der Energieverlust mit der fünften Potenz, also allgemein mit der Größe des Raddurchmessers stark zunimmt. Wir können somit diesen Verlust, wie auch den Spaltverlust durch Verkleinerung des Raddurchmessers heruntersetzen und außerdem noch durch die Wahl einer kleineren Drehzahl. Damit kommt man für Hochdruckventilatoren von selbst auf Stufenräder zur Verminderung dieser Verluste. Es entstehen aber in den Stufenrädern, hauptsächlich bei der Umlenkung des Luftstromes von einem Rad zum anderen, gewisse Widerstände, die den Vorteil der verminderten Radscheibenreibung zum Teil wieder aufheben.

Dem Spaltverlust wirkt die Zentrifugalkraft auf die durchströmenden Gasteilchen entgegen. Diese tritt um so sicherer ein, wenn die Außenfläche des Rades Unebenheiten aufweist, aber eben die Rauigkeit der Oberfläche vergrößert auf der anderen Seite die Radscheibenreibung. Durch eine glatt eingedrehte Labyrinthdichtung zwischen Rad und Gehäuse ist es möglich, beide Übelstände zu erfassen. In O. Pfl ei-

derer, „Die Kreiselpumpen“, Berlin 1924, Seite 163—169, ist die Frage des Spaltverlustes, insbesondere die Behandlung der Labyrinthdichtung ausführlich erklärt.

17. Antriebsmaschinen und Regulierung der Drehzahl.

Die Charakteristiken zeigen deutlich die Abhängigkeit der Leistung von der Drehzahl. Eine Regulierbarkeit der Drehzahl ist für Ventilatoranlagen mit veränderlicher Leistung von größter Wichtigkeit. In sehr vielen Fällen jedoch läuft der Ventilator mit gleichbleibender Drehzahl, sei es, daß die Fördermenge ziemlich konstant bleibt, sei es, daß die Fördermenge durch Drosselung reguliert werden muß. Die Drosselung ist selbstredend stets mit zusätzlichen Verlusten verbunden. Dabei nehmen, wie bei Verminderung der Drehzahl, sowohl Fördermenge als auch Druckhöhe ab.

Jeder Ventilator gibt bei einer bestimmten Leistung den höchsten Wirkungsgrad. Wir nennen sie die Normalleistung des Ventilators. Neben dieser gibt es eine Reihe von Leistungsstufen mit annehmbarem Wirkungsgrad. Wir wählen den besten Wirkungsgrad für diejenige Leistungsstufe, der die längste Zeitdauer zukommt. Ist dies die Höchstleistung, so wird die Auswahl des Ventilators anders getroffen, als wenn die längste Betriebsperiode auf die mittlere oder auf die Minimalleistung fällt.

a) Riemenantrieb. Transmissionsantrieb hat etwas starres und eine allfällige Änderung der Fördermenge wird dann meist durch Drosselung bewirkt. In Verbindung mit einem nicht regulierbaren Drehstrommotor bietet sie hingegen eine leichte Einstellbarkeit auf die dem Betriebe am besten angepaßte Drehzahl, was sehr erwünscht und wertvoll ist. Siehe auch Grubenventilator-Anlagen eines englischen Kohlenbergwerkes, S. 56.

Die Verwendung der heute sehr beliebten, mit Federn oder Gewicht belasteten Riemenspannrollen (Lenix), sowie verschiedene Spezialriemenarten mit starker Adhäsion, beseitigen manche früher empfundene Unannehmlichkeit des Riemenbetriebes. Die Verhältnisse sind bei den Ventilatoren in der Regel anders als bei den meisten sonstigen Maschinengattungen, dies vornehmlich der verhältnismäßig kleinen Riemenscheibendurchmesser und der hohen Drehzahlen wegen.

In bezug auf spezielle Behandlung und Verwendung von Riementrieben wird auf die allgemeine Maschinenlehre verwiesen.

Betreffend Ausführungsformen folgen drei gebräuchliche Arten:

Abb. 111. Normaler Riemenantrieb eines einseitig saugenden Ventilators.

Abb. 112. Normaler Riemenbetrieb eines beidseitig saugenden Ventilators.

Abb. 90 (Seite 156). Zwillingsanordnung, einseitig saugend, mit Riemenrolle in der Mitte.

b) Elektromotoren. (Abb. 113, 114, 115, 116.) Für kleine Leistungen oder für bestimmt begrenzte Leistungangaben ist die direkte Kupplung am Platz, oft wird sie aus Sicherheitsgründen vorgeschrieben.

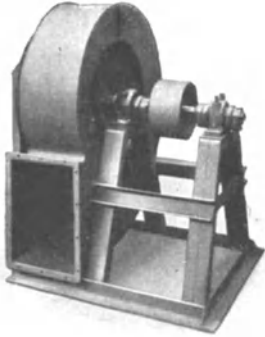


Abb. 111.

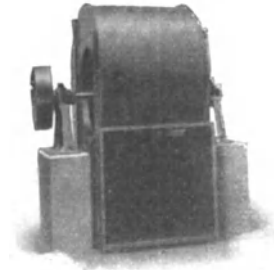


Abb. 112.

In solchen Fällen werden meist elastische Stiftkupplungen verwendet. Kleinere Typen werden auch vorteilhaft direkt mit dem Antriebsmotor zusammengebaut, d. h. das Laufrad wird auf die Motorwelle gesetzt und der Motor meist auf einem an das Gehäuse angebautes

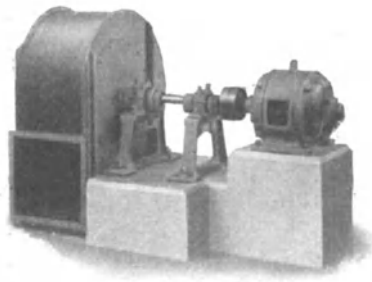


Abb. 113. Einseitig saugend. Antrieb durch Elektromotor und elastische Kupplung.

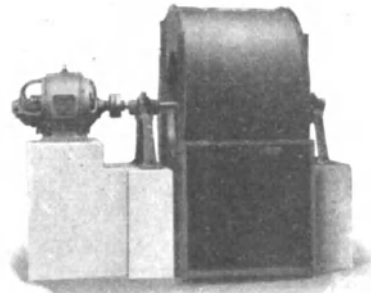


Abb. 114. Beidseitig saugend, Antrieb wie Abb. 113.

Profilisengestell montiert. Die direkte Anbringung des Laufrades auf die Motorwelle ist nur dann zulässig, falls Lagerung und Welle des Motors stark genug sind, was für einen zweckmäßig gebauten Ventilatorflügel in vielen Fällen zutrifft. Desgleichen kommt die fliegende Anordnung nur bei leichten Laufrädern in Betracht.

Die häufigste Stromart ist Drehstrom mit 50 Perioden, die gebräuchlichste Drehzahl beträgt 1420. Weitere Abstufungen sind je nach Anzahl Polpaare wie folgt möglich: 2900, 1420, 960, 720, 580, 475 usw.

Kleiner Drehzahl bedingen große Motoren, werden deshalb teuer und sind wenig im Gebrauch. Die Möglichkeit einer Drehzahl von ungefähr 3000 per Minute hat bewirkt, daß heute viele Hochdruck-

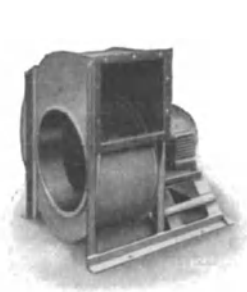


Abb. 115. Einseitig saugend, mit fliegender Welle.

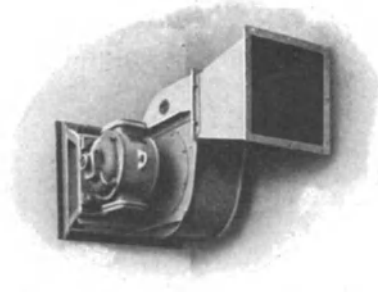


Abb. 116. Desgleichen. Anordnung zur Befestigung an einer Wand.

ventilator-Typen auf diese Drehzahl abgestimmt sind. Überlastungen, namentlich beim Anlauf, sind zu verhüten, sonst ist ein Durchbrennen der Sicherungen zu befürchten.

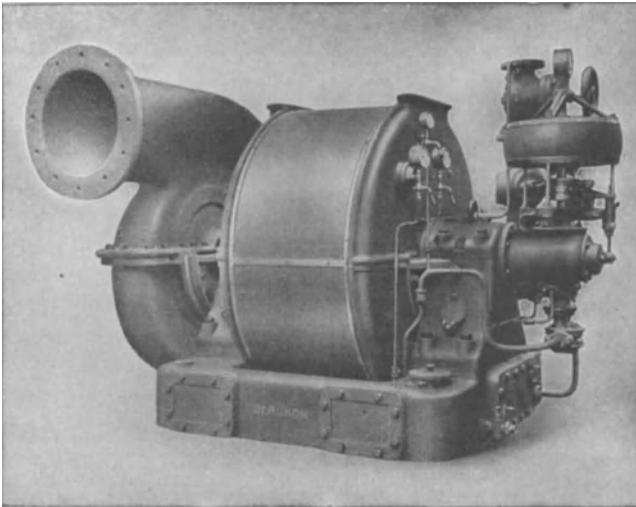


Abb. 117.

c) Andere Antriebsmaschinen. Trotzdem Dampf- oder Wasserturbinen die idealen Antriebsmaschinen für rasch laufende Ventilatoren wären, kommt ihre Anwendung nur selten in Frage, da diese Kraftquellen vorteilhafter in großen Maschineneinheiten ausgenützt werden. Dampfturbinen kleiner Abmessungen kommen auch vor, wo eine Über-

lastung der Elektromotoren zu befürchten ist, oder bei Anlagen mit Abdampfverwertung. Abb. 117, Gebläse direkt gekuppelt mit Oerlikon-Dampfturbine. Siehe auch Beispiel von Schraubenventilatoren, die durch kleine Druckluftturbinen angetrieben werden, S. 214.

18. Prüfung des Ventilators.

Die theoretischen Berechnungen und die Anwendung zwar erprobter Konstruktionsregeln sind niemals so sicher, daß die errechneten Leistungen des Ventilators in bezug auf Förderung, Druck, Energieverbrauch und Wirkungsgrad mit den Ergebnissen des Betriebes übereinstimmen. Es ist deshalb notwendig, den fertigen Ventilator einer Prüfung zu unterwerfen.

Wir unterscheiden:

1. Die Prüfung des Ventilators in der Fabrik selbst. Diese wird an Ventilatoren, deren Größe die Unterbringung im Prüfstand erlaubt, immer vorgenommen.

2. Die Prüfung des neuerstellten Ventilators im Betrieb zur Feststellung, ob der Ventilator den Gewährleistungen des Liefervertrages entspricht. Wir unterscheiden hierbei:

- a) die Prüfung des Ventilators allein;
- b) die Prüfung des Ventilators mit Triebmaschine und Anschluß an die Förderleitung.

Der Gegenstand der Untersuchung eines Ventilators kann sein:

- 1. die geförderte Luft- oder Gasmenge,
- 2. der erzeugte Druckunterschied,
- 3. die Nutzleistung,
- 4. die dem Ventilator zugeführte Leistung,
- 5. Wirkungsgrad des Ventilators,
- 6. die Charakteristiken des Ventilators,
- 7. die Kennziffern,
- 8. zur Kennzeichnung des Widerstandes des Leitungsmessers (ohne Ventilator);

a) die gleichwertige Öffnung (äquivalente Weite) nach der Formel

$$A = 0,38 \frac{V}{\sqrt{h}};$$

b) die gleichwertige Düse (widerstandslose Öffnung)

$$A_1 \text{ oder } F_{ae} = 0,247 \frac{V}{\sqrt{h}}$$

mit $\gamma = 1,2$ oder γ beliebig $A_1 = \frac{V}{\sqrt{2g \frac{h}{\gamma}}}$.

Der Gegenstand der Untersuchung einer Ventilationsanlage kann sein:

9. die der Triebmaschine zugeführte Leistung,
10. der Wirkungsgrad der Ventilationsanlage.

Letztere Angaben ergänzen diejenigen unter 1 bis 8, welche bei keiner Untersuchung, wenigstens in der Hauptsache, fehlen dürfen.

Zunächst ist festzustellen, was man unter Druck bzw. Druckunterschied, der durch den Ventilator erzeugt wird, versteht.

Man war früher geneigt, nur den statischen Druck h_s der Leistung des Ventilators gutzuschreiben und die vom Ventilator erzeugte lebendige Kraft unberücksichtigt zu lassen. Bei Hochdruckventilatoren ist auch der statische Druck die Hauptsache, und an die Geschwindigkeitshöhe denkt man kaum. Anders ist es bei Niederdruckventilatoren und besonders bei solchen, die die Luft ohne oder mit geringem Druckunterschied von einem Raum in den anderen fördern. Hier besteht die Leistung fast ausschließlich in der Erzeugung der dynamischen Druckhöhe $h_d = \gamma \frac{w^2}{2g}$, bezogen auf die Einheit der Fördermenge. Bei den übrigen Anwendungen des Ventilators mit Förderleitung erfordert die Bewegung einer bestimmten sekundlichen Luftmenge durch eine gegebene Rohrleitung eine ganz bestimmte Geschwindigkeit, und es muß daher die Erzeugung dieser Geschwindigkeit (meist diejenige an der Meßstelle bei der Vornahme einer Prüfung) als Nutzleistung angesehen werden. Es ist deshalb heute allgemein gebräuchlich, den statischen Druckunterschied plus dynamischen Druck als Gesamtdruck in Rechnung zu stellen.

$$h_g = h_s + h_d, \quad \text{wobei} \quad h_d = \gamma \frac{w^2}{2g}$$

bedeutet. Doch werden oft zur Kennzeichnung des Ventilators oder Ventilationsanlage beide, d. h. sowohl h_s als h_d , angegeben.

Wir verweisen auf Abschnitt XI des ersten Teiles über Druck- und Geschwindigkeitsmessungen usw. S. 73—87, und im besonderen auf die Regeln für Leistungsversuche usw. 1925, und die darin vorkommende Berechnung der Nutzleistung unter Zugrundelegung der isothermischen Kompression sowie die abgekürzten Formeln und ihr Anwendungsgebiet.

Hier wird mit p der absolute Druck und demgemäß der Druckunterschied mit Δp bezeichnet.

Nach dieser Einleitung wird übergegangen zur

a) Prüfung des Ventilators auf dem Prüfstand.

Die Einrichtung eines solchen ist in Abb. 118a schematisch dargestellt. Im Fundament ist, geschützt vor allerlei Störungen, ein

geräumiger Saugraum S ausgespart und darüber befindet sich die Druckkammer R mit einem Rauminhalt von 40 bis 50 cbm. Der Ventilator V saugt die Luft aus dem Saugraum, in welchem der Atmosphärendruck herrscht, und bläst sie in den senkrechten Kanal, der sich nach oben erweitert und als Diffusor D bezeichnet wird. Im Diffusor wird der größte Teil der Strömungsenergie in Druck umgesetzt. Im Druckraum R kommt die Luft zur Ruhe, so daß für die Ausströmung aus der rechtwinklig zum eintretenden Luftstrom angebrachten Meßdüse M , an

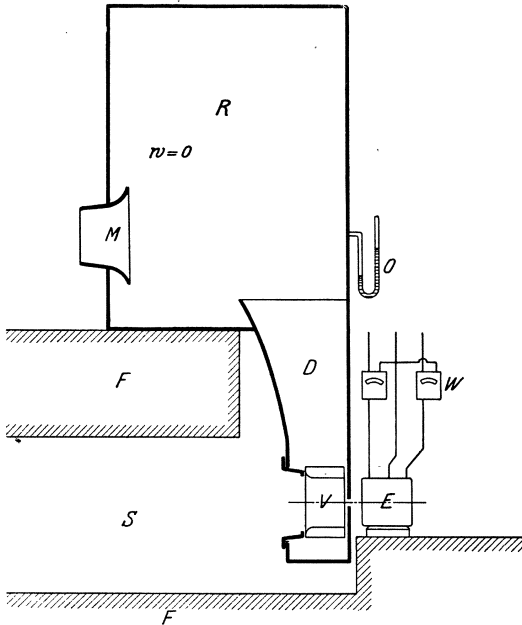


Abb. 118 a. Schematische Darstellung eines Prüfstandes.

Wand unten links, die Anfangsgeschwindigkeit der Luft $w = 0$ angenommen werden darf.

Oberhalb des Diffusors befindet sich ein Wassermanometer O , der den im Druckkasten herrschenden Druck angibt. Die geringe Ausflußgeschwindigkeit aus dem Diffusor wird nicht mehr berücksichtigt, so daß der durch das Wassermanometer gemessene Druck als Gesamtdruck h_g angesehen werden kann. Die in Rechnung zu setzende Druckhöhe h_d wird rechnerisch ermittelt aus der Geschwindigkeit zu Anfang des Diffusors und

vom Gesamtdruck abgezogen, um den Wert von h_s zu erhalten.

Zur richtigen Einschätzung der Leistungsergebnisse ist zu empfehlen, die Abmessungen der bei der Prüfung verwendeten Diffusoren anzugeben. Als „Druck“ eines Ventilators darf nach den Normen der Gesamtdruck im Querschnitt des Ausblasstutzens angegeben werden. Die beschriebene Meßmethode ergibt jedoch den mit einem Diffusor von praktisch verwendbaren Abmessungen erzielbaren statischen Druck. Der Wirkungsgrad des Diffusors wird also im Ventilator-Wirkungsgrad eingeschlossen. Die Angaben sind im allgemeinen für die Installation eines Ventilators in einer Anlage sehr wertvoll, da von der in der Druckstutzen-Öffnung vorhandenen Geschwindigkeit meist ein wesentlicher Teil in statischen Druck umgesetzt werden muß. Der

Installationstechniker muß stets darnach trachten, wenn möglich einen „normalen“ Diffusor zum Anschluß des Ventilators an die Druckleitung zu verwenden, und Beibehaltung des Diffusionswinkels, in verlängertem oder verkürztem Zustande. Auf alle Fälle muß das Anschlußstück lufttechnisch richtig gebaut sein, um die auf dem Prüfstand ermittelten Werte auch in der Anlage zur Verfügung zu haben.

Die Meßdüse M ist nach den Vorschriften des Vereins deutscher Ingenieure hergestellt. Statt durch einen Drosselschieber kann die Ausflußmenge durch Einsetzen einer kleineren oder größeren Düse verändert werden.

Der Ventilator wird elektrisch betrieben und es kann durch das Wattmeter W die dem Motor zugeführte Energie direkt abgelesen werden. Die Ablesung ist indes noch mit dem Wirkungsgrad des Elektromotors E , der bekannt sein muß, zu multiplizieren.

Selbstredend muß der Anschluß an den Diffusor so beschaffen sein, daß der Druckstutzen von Ventilatoren verschiedener Größe leicht an-

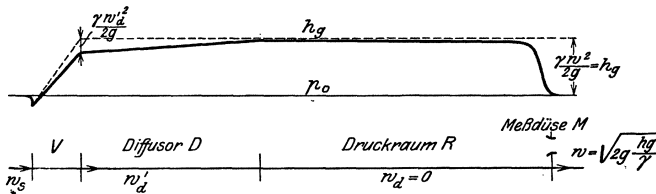


Abb. 118 b. Verlauf des Überdruckes im Prüfstand.

geschlossen werden kann und daß auch Prüfungen auf Saugen vorgenommen werden können. In diesem Falle ist die Meßdüse umzudrehen. In Abb. 118 b ist der Verlauf des Überdruckes in dem durch Abb. 118 a vorgeführten Prüfstand schematisch dargestellt. Es bedeutet p_0 den Atmosphärendruck. Vor dem Eintritt in den Ventilator V bildet sich eine Depression zur Erzeugung der Eintrittsgeschwindigkeit w_s . Im Ventilator nehmen Druck und Geschwindigkeit zu und im Diffusor D wird der statische Überdruck durch Umwandlung der Geschwindigkeit w'_d in Druck erhöht, so daß der im Stauraum R herrschende Druck praktisch als Gesamtüberdruck h_g gelten kann. In der Meßdüse setzt sich dieser in Strömungsenergie um. Die entsprechende Geschwindigkeit w wird durch Rechnung bestimmt.

Beim Prüfstand der Firma Gebrüder Sulzer, Winterthur (Abb. 119), ist der Einlauf der Luft horizontal-seitlich angebracht. Um die Ausströmung dazu rechtwinklig zu gestalten, befinden sich die verschiedenen auswechselbaren Meßdüsen an der oberen horizontalen Wand, so daß die Luft in vertikaler Richtung entweicht. Der Luftdruck kann an verschiedenen Stellen der Wände des Staukastens gemessen werden,

da bekanntlich in demselben nicht überall der gleiche Druck herrscht. Wenn die Ungleichheiten ein gewisses Maß überschreiten, so ist dies ein Zeichen dafür, daß die Luft im Kasten zu stark in Bewegung ist, und da dann die Verhältnisse vor den Düsen nicht überall gleich sind, wird das Meßresultat ungenau. Die eingelassene Luftmenge ist zu groß. Zur Beruhigung der Luft werden, falls erforderlich, Ablenkflächen eingebaut.

Abb. 120 stellt einen Prüfstand der Firma Gebrüder Sulzer zum Prüfen von Ventilatoren mit kleiner Luftmenge dar.

Vorgang der Prüfung. (Ein Beispiel zu Abb. 118.)

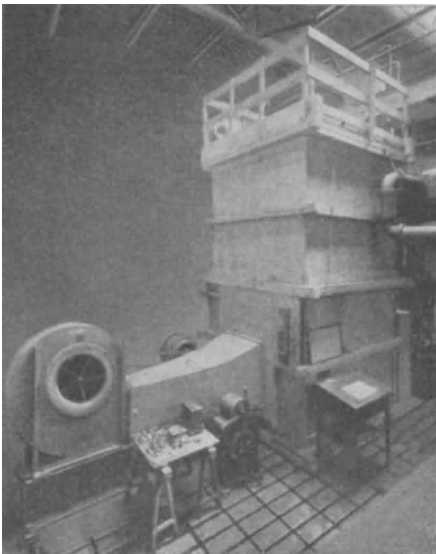


Abb. 119. Prüfstand für Ventilatoren größerer Leistung von Gebr. Sulzer, Winterthur.

Der Ausflußkoeffizient solcher Düsen oder ihr Wirkungsgrad η beträgt 0,98.

Der Düsendurchmesser d betrage 200 mm, der Querschnitt 0,031416 qm und der gemessene Überdruck sei $h = 200$ mm W.-S. und das spezifische Gewicht der Luft 1,25; daraus wird

$$w = \sqrt{2g \cdot \frac{h}{\gamma}} = \sqrt{19,62 \cdot 160} = 56,1 \text{ m/sek,}$$

$$V = 0,98 \cdot 0,0314 \cdot 56,1 = 1,72 \text{ cbm/sek.}$$

2. Der erzeugte Druckunterschied ist der am Wassermanometer abgelesene Überdruck $h = 200$ mm W.-S.

1. Messung der geförderten Luftmenge. Bei der hier dargestellten Anordnung kann der Überdruck h direkt am Wassermanometer abgelesen werden, und zwar auf $\frac{1}{10}$ mm genau, und aus dem hier in Frage kommenden Druck berechnet sich die Ausflußgeschwindigkeit nach der Bernoullischen Formel

$$w = \sqrt{2g \frac{h}{\gamma}}.$$

Der Durchmesser für den Ausfluß aus der Meßdüse sei d . Somit ist das ausströmende sekundliche Volumen oder die Liefermenge des Ventilators

$$V = 0,98 \frac{d^2 \pi}{4} w.$$

3. Die Nutzleistung. Aus den Messungen von Druck und Volumen ergibt sich die von der Luft aufgenommene Energie

$$N = \frac{200 \cdot 1,72}{75} = 4,6 \text{ PS.}$$

4. Die dem Ventilator zugeführte Leistung. Bei unserer Anordnung löst sich die Frage in einfachster Weise. Das Wattmeter zeige 6,3 kW an. Das ist die dem Motor zugeführte Leistung. Er überträgt davon an die Ventilatorwelle 93%. Sein Wirkungsgrad wurde zu $\eta = 0,93$ festgestellt. In Pferdekraft umgerechnet wird somit

$$N_e = \frac{0,93 \cdot 6,3}{0,736} = 7,95 \text{ PS.}$$

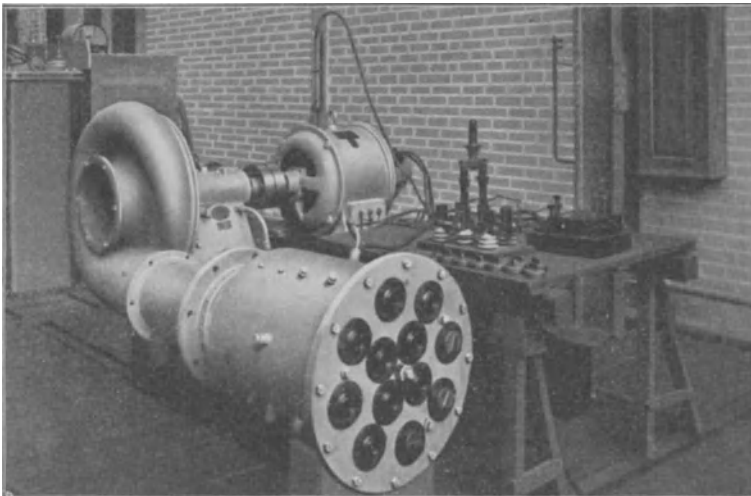


Abb. 120. Prüfstand für kleine Luftmengen mit H. Z. V. von Gebr. Sulzer, Winterthur.

5. Der Wirkungsgrad des Ventilators:

$$\eta_e = \frac{4,6}{7,95} = 57,8\% .$$

6. Die Charakteristiken des Ventilators. Damit bezeichnen wir die Linien der Druckleistung für verschiedene Fördermengen bei konstanter Umdrehungszahl, wie sie im V - h -Diagramm erscheinen (Abb. 83).

7. Die Kennziffern des Ventilators oder eine Ventilator-type, die ausführlich behandelt wurden in Abschnitt 11.

8. Zur Kennzeichnung des Widerstandes des Leitungsnetzes (ohne Ventilator):

- α) die gleichwertige Öffnung (äquivalente Weite);
- β) die gleichwertige Düse.

Beide wurden im ersten Teil dieser Schrift, worauf wir verweisen, eingehend behandelt.

Angenommen der Widerstand der Meßdüse werde als Ersatz für den Widerstand der Leitung angesehen, so ist die Murguesche äquivalente Weite

$$A = 0,38 \frac{V}{\sqrt{h}} = 0,38 \cdot \frac{1,72}{\sqrt{200}} = 0,0442 \text{ qm,}$$

$$d_A = 237 \text{ mm,}$$

und die gleichwertige Düse muß natürlich durch die umgekehrte Rechnung der Meßdüse entsprechen

$$A_1 = V \sqrt{\frac{\gamma}{2g \cdot \Delta p}} = 1,72 \sqrt{\frac{1,25}{19,62 \cdot 200}} = 0,0307$$

unter Berücksichtigung des Ausflußkoeffizienten 0,98

$$A_1 = \frac{0,0307}{0,98} = 0,0314 \text{ qm,}$$

$$d_{A_1} = 200 \text{ mm.}$$

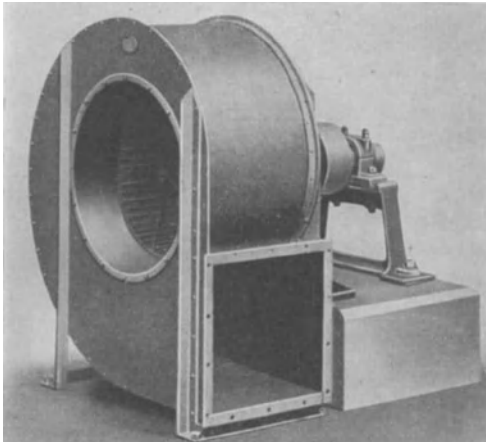


Abb. 121. Sulzer Niederdruck-Zentrifugal-Ventilator mit einseitigem Einlauf.

b) Aufnahme charakteristischer Kurven eines Ventilators. Im Anschluß an den Prüfungsvorgang auf dem Prüfstand wird gezeigt, wie die Charakteristiken gewonnen und aufgezeichnet werden. Betrifft einen Niederdruckventilator von Gebrüder Sulzer A.-G., Winterthur, dessen äußere Form in Abb. 121

dargestellt ist. Die gleiche Type wird als Doppelrad mit beidseitigem Einlauf gemäß Abb. 122 ausgeführt. Auf dem Prüfstand genannter Firma wurden für verschiedene Drehzahlen von 150 bis 500 mit Abstufungen von 50 Umdrehungen der statische Überdruck h in mm W.-S., die Fördermenge V und der mechanische Wirkungsgrad η_e zwischen 0,40 und 0,62 als Höchstwert ermittelt als charakteristische Kurven (Kennlinien) aufgetragen (Abb. 126). Den gleichen Drehzahlen entsprechend wurden auch Kurven für den Kraftbedarf in PS (Abb. 127) mit der zugehörigen Fördermenge aufgezeichnet, diese als Abszisse und die Anzahl Pferdestärken als Ordinaten aufgetragen.

Zur Prüfung werden je 5 Drüsenkombinationen benutzt.

Es wurden am Prüfstand notiert:

1. die Pressungen in der Druckkammer;
2. die an den Ventilator abgegebene Leistung;
3. die jeweils angewendeten Drehzahlen.

Aus dem Druck und den Düsenquerschnitten wurde nach Seite 186 die Luftmenge berechnet. Zur Kontrolle und zur Bearbeitung vollständiger Leistungskurvenblätter wurden vorerst die Ergebnisse auf folgende einfache Art zusammengestellt (Abb. 123, 124, 125):

1. Die Fördermenge als Funktion der Drehzahl. Die Meßpunkte liegen auf Geraden durch den Nullpunkt.

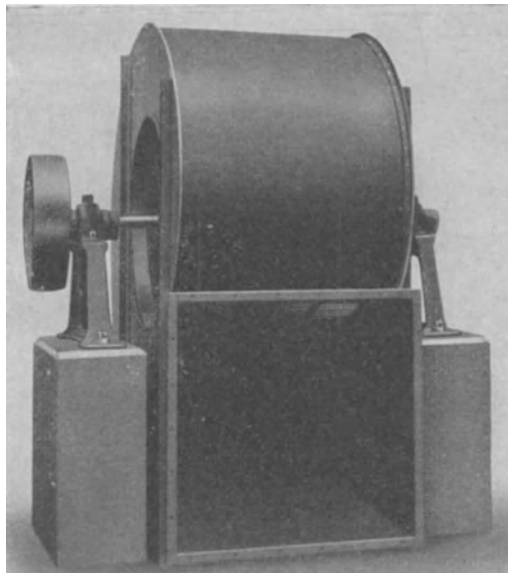


Abb. 122. Sulzer Niederdruck-Zentrifugal-Ventilator mit doppeltem Einlauf.

2. Der Druck als Funktion der Drehzahl, letztere im Quadratmaßstab aufgetragen. Die Meßpunkte liegen ebenfalls auf Geraden durch den Nullpunkt.

3. Der Kraftbedarf als Funktion der Drehzahl, letztere in kubischem Maßstab aufgetragen. Die Meßpunkte liegen auf schwach gekrümmten Kurven; auf diese Weise können in allen drei Fällen wegen Meßungenauigkeiten abweichende Punkte leicht erkannt und nachkontrolliert werden.

Es können nun durch Einziehen der Senkrechten der für die Leistungskurvenblätter gewünschten Drehzahlen die benötigten Leistungsangaben ermittelt werden. Diese Verarbeitungsmethode bietet große Sicherheit für die Arbeiten auf dem Versuchsstand. Es werden

vorteilhaft für die verschiedenen Drehzahlen entsprechend Antriebsmotoren verschiedener Stärke verwendet, um eine genauere Messung und Kontrolle der Motoren unter sich zu erhalten.

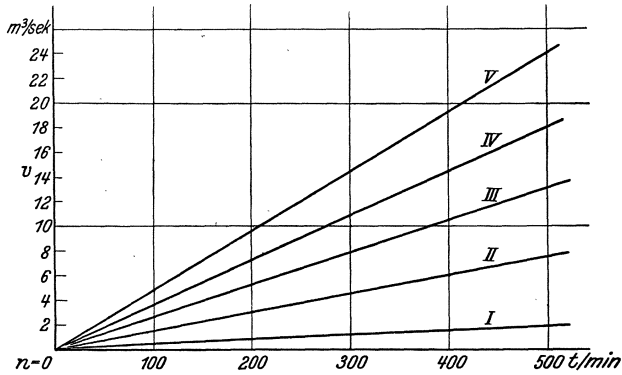


Abb. 123. Gemäß 1.

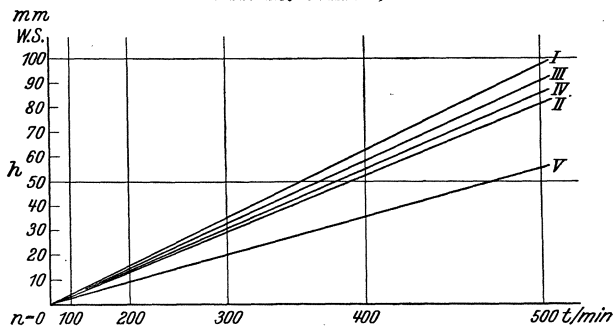


Abb. 124. Gemäß 2.

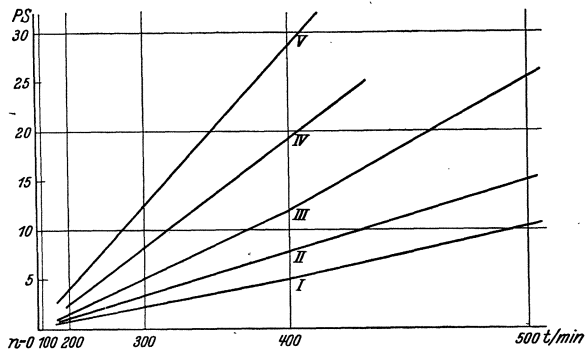


Abb. 125. Gemäß 3.

Auf den Kurvenblättern liegen die Meßpunkte einer Düsenöffnung auf einer Parabel. Ihre Verwendung zum Entwurf die Kurvenblätter

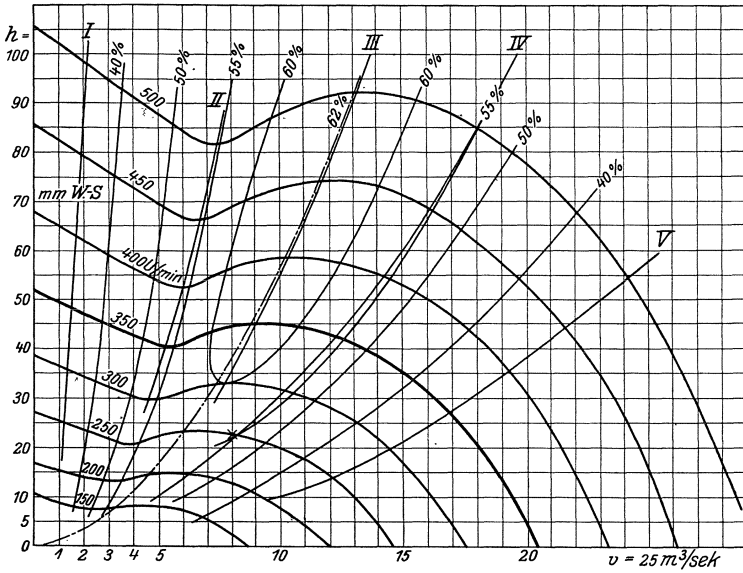


Abb. 126. Charakteristiken eines N. Z. V. Sulzer, Einlauf einseitig, mit Kurven gleichen Wirkungsgrades nebst Parabeln gleicher Düsenöffnung.

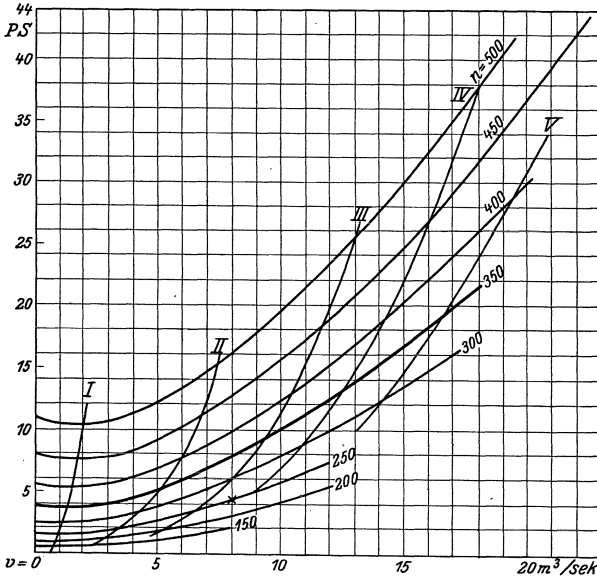


Abb. 127. Betriebskraft-Diagramm zum N. Z. V. Abb. 126 nebst Parabeln gleicher Düsenöffnung.

(Abb. 126 und 127) wird durch die entsprechenden Eintragungen I bis V gezeigt.

Es sei beiläufig erwähnt, daß vor und nach jedem Versuch Barometer, Thermometer und Hygrometer abzulesen sind zur Bestimmung des spezifischen Gewichtes der Luft.

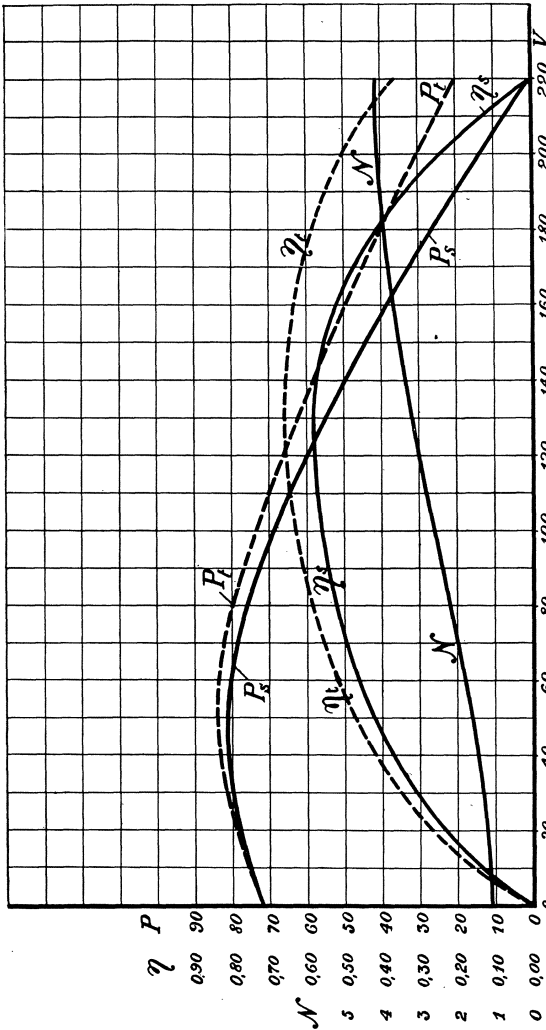


Abb. 128.

Erklärung zur Abbildung: N = Leistung in PS, V = Luftmenge in cbm/min, P = Druckhöhe in mm W.-S., P_s = statischer Druck in mm W.-S., P_s' = Wirkungsdruck bezogen auf den statischen Druck, η_s = Wirkungsgrad bezogen auf den Gesamtdruck

Zur Erleichterung der Aufzeichnung von Kennziffern, die heute zur Beurteilung eines Ventilators oder einer Ventilatorbauart eine wichtige Rolle spielen, empfiehlt es sich, die Aufzeichnung der Charakteristiken auch auf den Gesamtdruck auszudehnen oder über dem statischen Druck aufzutragen, wie z. B. in Abb. 128. Die Darstellung bezieht

sich auf eine konstante Drehzahl. Es sind die charakteristischen Kurven bezüglich Druck, Wirkungsgrad und Kraftbedarf als Funktion der Fördermenge eines Mitteldruckventilators der Maschinenfabrik Oerlikon bei Zürich.

Zwei Ventilatoren wie Abb. 121 wurden zum Betrieb der Luftheizung zur Verwertung der Abwärme des Kraftwerkes Küblis (Schweiz) verwendet, worauf weiter oben (Seite 246) eingetreten wird. Diese Ventilatoren leisten je 8 cbm/sek bei einem Kraftverbrauch von 4,4 PS. Die Auswahl der Ventilatoren konnte nach den charakteristischen Kurven Abb. 126 und 127 getroffen werden. Die Drehzahl n ist 250 Umdrehungen pro Minute und der betreffende Fall ist auf der Abbildung mit einem Kreuz bezeichnet. Der zugehörige Druck Δp beträgt 23 mm W.-S. und der Wirkungsgrad η_e ist $= \frac{8 \cdot 23}{4,4 \cdot 75} = 0,557$, was mit der Aufzeichnung übereinstimmt.

Durch das Kurvenblatt ist das Anwendungsgebiet dieses Ventilators umgrenzt. Er gibt den besten Wirkungsgrad $\eta_e = 0,62$ bei 500 Umdrehungen in der Minute und liefert 13 cbm/sek unter einem Überdruck von 90 mm W.-S. Innerhalb 50% Wirkungsgrad gibt es eine große Anzahl Möglichkeiten.

Es soll z. B. der Fall untersucht werden:

$$V = 10 \text{ cbm/sek} \quad \text{und} \quad \Delta p = 50 \text{ mm W.-S.}$$

Der vorliegende Ventilator eignet sich gut für diese Verhältnisse. Wir finden die entsprechende Drehzahl $n \cong 370$ und den zugehörigen Wirkungsgrad $\eta_e > 0,60$.

Wird hingegen ein Ventilator für

$$V = 10 \text{ cbm/sek} \quad \text{mit} \quad \Delta p = 15 \text{ mm W.-S.}$$

verlangt, so zeigt ein Blick auf das Kurvenblatt, daß für diese Leistung eine andere Ventilatorart herangezogen werden muß.

Verwertung von Versuchsergebnissen für Verbesserung und Entwicklung der Ventilatoren. Entspricht z. B. der Wirkungsgrad den Erwartungen nicht, so kann, wenn nicht etwa extreme Verhältnisse, wie zu kleine Fördermenge im Verhältnis zum erzeugten Druck bei gegebener Umfangsgeschwindigkeit oder dergleichen vorliegen, etwa wie folgt vorgegangen werden: Durch Einbau des Rades in Gehäuse von verschiedener Größe können die günstigsten Verhältnisse ausprobiert werden. Sind diese gefunden, so können verschiedene Spiralentwicklungen geprüft werden. Nachher dürfte es sich empfehlen, Laufräder mit verschiedenen Austrittsbreiten in dem günstigsten Gehäuse zu untersuchen. Sofern Gründe irgendwelcher Art für eine andere Reihenfolge vorhanden sind, so kann auch auf diesem Wege das Richtige erreicht werden. Der Einfluß der Ausführung einzelner Konstruktionselemente wie Flügel-

abdichtung, Stellung des Laufrades im Gehäuse (axial), Einfluß der Rauheit des Gehäusemantels, Wellenabdichtung usw., kann leicht durch Vergleich der beiden Versuchsergebnisse vor und nach der Änderung festgestellt werden. Das beschriebene Verfahren, unter Ausnutzung der theoretischen Grundlagen, dürfte die natürliche Art und Weise sein, wie ein gutes Erzeugnis geschaffen werden kann. Das Verfahren ist jedoch mit Unkosten verbunden, die indes bei Benutzung rationeller Versuchsmethoden nicht zu hoch ausfallen. Es ist gewiß für denjenigen, der die Ventilatoren braucht, nicht gleichgültig, ob die erhaltenen Fabrikate nur mehr oder weniger gelungene Nachbildungen sind, oder ob theoretisch und experimentell durchgearbeitete Konstruktionen geliefert werden. Von größtem Interesse sind ferner Angaben über die Art, wie die betreffenden Leistungswerte ermittelt wurden und wie sie zu verstehen sind. (Das Buch wird wohl von Technikern benutzt werden, die sich näher mit den Eigenschaften der Ventilatoren zu befassen haben, da sie solche in Betrieben anwenden oder auch in Anlagen einbauen müssen. Der vorstehende Hinweis bezweckt, sie vor unangenehmen Erfahrungen zu bewahren.) Die gewonnenen Resultate sind in erster Linie wertvoll für die Anlage selbst. Genaue Ergebnisse können natürlich auf dem Prüfstand naturgemäß sicherer aufgenommen werden als in einer Ventilatoranlage.

c) Prüfung der Ventilatoranlage.

Zur Beurteilung der Größe und der Arbeitsverhältnisse der untersuchten Ventilatoranlage werden zweckmäßig im Versuchsbericht in Zahlen oder mit Skizzen angegeben:

die Abmessungen der Ventilatoranlage, insbesondere lichte Weite, Länge und Form der Saug- und Druckleitungen und deren Lage zum Ventilator;

Durchmesser, Breite und Form des Flügelrades, Umlaufzahl und Bauart des Ventilators;

Art des angesaugten oder geförderten Gases, dessen Druck, Temperatur und Feuchtigkeit;

Geschwindigkeit oder Menge des angesaugten oder geförderten Gases;

die Stellen, an denen Geschwindigkeit, Druck und Temperatur des Gases gemessen sind;

der Barometerstand der Luft an der Meßstelle und der Außenluft.

Die Prüfung einer Ventilatoranlage wird in der Regel solchen Personen anvertraut, die sich über gründliche theoretische und praktische Kenntnisse im Maschinenwesen ausweisen können und überdies im Ventilatorenbau spezielle Erfahrungen besitzen und bei derartigen

Prüfungen schon mitgewirkt haben. Das Vorgehen bei der Prüfung, zu der heutzutage zahlreiche Hilfsmittel zur Verfügung stehen, ergibt sich aus der Natur der Sache von selbst. Kommt dabei zugleich die Beurteilung des Antriebsmotors (Elektromotor, Dampfmaschine, Dampf- oder Wasserturbine) in Frage, so werden Spezialisten in diesem Gebiet zugezogen.

Es würde zu weit führen, auf alle Möglichkeiten und Einzelheiten hier einzutreten. Aus den „Regeln für Leistungsversuche usw.“ werden in gedrängter Form nachstehend die wichtigsten wiedergegeben¹:

„Einrichtungen zur Vornahme von Druck-, Temperatur- und Mengenmessungen werden zweckmäßig von vornherein an der Ventilatoranlage vorgesehen und im Liefervertrage vorgeschrieben.

Die Untersuchung soll womöglich auf verschiedene Belastungen ausgedehnt werden, um den gesetzmäßigen Verlauf der Versuchsergebnisse festzustellen und damit die Güte der Einzelversuche beurteilen zu können.

Sämtliche Messungen sind im Beharrungszustande vorzunehmen.

Zur Feststellung des Gesamtdruckes ist der statische Druck zu messen, und es sind die Verhältnisse des Meßquerschnittes so zu geben, daß der dynamische Druck berechnet werden kann. Da sich der Druck oft nicht nahe vor oder hinter dem Ventilator messen läßt, so sind zweckmäßig über die Lage der Meßstellen im Liefervertrag Vereinbarungen zu treffen, und es ist die Gewährleistung auf die Meßstellen zu beziehen.

Soll die Luft- bzw. die Gasmenge bestimmt werden, so sind alle für den Versuch nicht in Betracht kommenden Leitungen von den Versuchsleitungen und dem Ventilator abzusperren, am besten durch Blindflansche. Die Versuchsleitungen usw. sind auf ihre Dichtheit zu prüfen und nötigenfalls zu dichten.

Die Gasmenge kann bestimmt werden:

1. durch Messung der Druckänderung bei Querschnittsverengung (auch nach dem Venturiprinzip)
 - α) durch Düsen,
 - β) durch Drosselscheiben;
2. durch netzweise vorgenommene Messung der Geschwindigkeit
 - α) mit Staugeräten,
 - β) mit Anemometern; oder
3. durch unmittelbare Volumenmessung
 - α) mit Gasbehältern,
 - β) mit eichfähigen Gasuhren;
4. durch Wärmemessung (Thomas-Messer und ähnliche).“

¹ Aufgestellt vom Verein deutscher Ingenieure und dem Verein deutscher Maschinenbau-Anstalten im Jahre 1912; erweiterte Neuauflage 1925.

„Bei Untersuchungen an Grubenventilatoren sind für die Bestimmung des statischen Druckes Stellen mit möglichst regelmäßiger Strömung zu wählen; Druckmessungen in scharfen Krümmungen oder in Querschnittsveränderungen und unmittelbar vor oder hinter solchen sind zu vermeiden. Bei schwachen Krümmungen ist der Mittelwert aus mehreren gleichmäßig über den Querschnitt verteilten Druckmessungen zu nehmen.

Bei feuchten oder wasserführenden Wettern ist etwa in den Druckmeßleitungen sich bildendes Niederschlagswasser abzuleiten. Die Druckmeßleitungen und deren Anschlüsse an die Druck- und Geschwindigkeitsmesser sind auf Dichtheit sorgfältig zu prüfen.

Die Geschwindigkeit ist an einer Stelle mit regelmäßigem Querschnitt und glatten Wandungen zu messen. Ist eine solche Meßstelle nicht vorhanden, so ist sie durch Verputz oder durch Einbau einer Holzverkleidung mit allmählichen Übergängen in die Kanalquerschnitte zu schaffen.“

Berechnung der Nutzleistung.

„Ist V_0 das gemessene Sekundenvolumen, γ_0 das Raumgewicht des Gases an der Stelle der Volumen- oder Geschwindigkeitsmessung, ferner p_1 und p_2 der absolute Gesamtdruck vor und hinter dem Ventilator, γ_1 das zu p_1 gehörige Raumgewicht, so ist, unter Zugrundelegung isothermischer Kompression, die Nutzleistung, auf ruhendes Gas bezogen,

$$L = \frac{V_0 \gamma_0}{\gamma_1} p_1 \ln \frac{p_2}{p_1}. \quad (173)$$

Für alle auf Ventilatoren bezügliche Fälle reicht folgende Näherungsformel auf (sie gibt selbst bei Druckunterschieden von 2 m W.-S. erst etwa $\frac{1}{3}\%$ Fehler):

$$L = V_m (p_2 - p_1), \quad (174)$$

wobei V_m das Volumen des geförderten Gases bei dem Druck $\frac{p_1 + p_2}{2}$ und der zu p_1 gehörigen Temperatur t_1 bedeutet.

Der Wirkungsgrad des Ventilators ist das Verhältnis der Nutzleistung zu der dem Ventilator zugeführten Leistung:

$$\eta_e = \frac{L}{L_e}. \quad (175)$$

Ist die Nutzleistung unter Zugrundelegung isothermischer Kompression nach Gleichung (34a) $L = p_1 v_1 \ln \frac{p_2}{p_1}$ berechnet, so nennen wir

$$\eta_{is} = \frac{L_{is}}{L_e} \quad (176)$$

den isothermischen Wirkungsgrad.

Als Vergleichszahl ist der isothermische Wirkungsgrad zur Beurteilung von Hochdruckventilatoren und Kompressoren vorgeschrieben.

Wird hingegen die Nutzleistung aus der adiabatischen Kompression abgeleitet, so heißt

$$\eta_{ad} = \frac{L_{ad}}{L_e} \quad (177)$$

der adiabatische Wirkungsgrad, der bei der Berechnung und dem Entwurf von Hochdruckventilatoren stets Anwendung findet. [Siehe Abschnitt 14, Seite 160, Gleichungen (163), (165), (166), (167), (168).]

Der Wirkungsgrad der Ventilatoranlage ist das Verhältnis der Nutzleistung zu der der Treibmaschine zugeführten Leistung.

Ist der Motor eine Dampfmaschine, so kann in Betracht kommen der Kohlen- bzw. der Wärmeverbrauch (dann ist der Dampfkessel mit einbezogen) oder der Dampfverbrauch oder die indizierte Arbeitsleistung L_i der Dampfmaschine.

Bei der weiter oben zu behandelnden Lüftanlage am Dössentunnel mit Saccardogebläse ist bei Versuch 9 die Luftleistung dieses Gebläses $L_t = 11,1$ PS und die Leistung des Ventilators $L_v = 35$ PS, die gleichzeitige Leistung des Elektromotors überträgt $L_w = 94$ PS (nach Diagramm) auf die Ventilatorwelle.

Der Wirkungsgrad des Saccardogebälases ist

$$\eta_t = \frac{11,1}{35} = 0,32,$$

der Wirkungsgrad des Ventilators ist

$$\eta_v = \frac{35}{94} = 0,372$$

und der Wirkungsgrad des ganzen Gebläses

$$\eta_s = 0,32 \cdot 0,372 = 0,118;$$

wird Elektromotor mit 0,95 Wirkungsgrad einbezogen, so ist der Gesamtwirkungsgrad der Anlage

$$\eta_g = 0,118 \cdot 0,95 = 0,112.$$

Wird auch noch das Elektrizitätswerk mit Turbine einbezogen und geben wir diesem einen Wirkungsgrad von 0,70, so sinkt der Wirkungsgrad auf $0,112 \cdot 0,70 = 0,078$ oder rund 0,08, d. h. 1 PS = 75 mkg/sek des fallenden Triebwassers in der Turbine erzeugt am Ende im Tunnel eine Luftleistung von 0,08 PS = 6 mkg/sek.

Praktische Winke zur Prüfung von Ventilatoranlagen.

Wenn von einem Ventilator vollständige Leistungscharakteristiken zur Verfügung stehen und man weiß, wie diese aufgenommen worden sind, so läßt sich seine Leistung für irgendeinen Einbau in eine Anlage

berechnen. Die Prüfung der Anlage wird in diesem Falle nur für das Rohrnetz notwendig sein und für den Ventilator lediglich eine angenäherte Nachkontrolle bedeuten. Auf dem Ventilatoren-Versuchsstand kann an einem einwandfreien Einbau und mit den genauesten Instrumenten gemessen werden, während in einer Anlage der Einbau den örtlichen Verhältnissen angepaßt werden muß und als Meßinstrument meist Staurohr oder Anemometer unter ungünstigsten Bedingungen verwendet werden müssen. Die als die günstigste beurteilte Meßstelle dient zur Mengenbestimmung. Je eine Druckmeßstelle muß nahe vor und hinter dem Ventilator liegen, auf der Druckseite am Ende des Diffusors, sofern einer vorhanden ist, sofern auf der Saugseite ein Krümmer angeschlossen ist vor demselben. Messungen direkt im Ansaug- oder Ausblasquerschnitt sind wo möglich zu vermeiden, da dort die Geschwindigkeiten sehr ungleich sind. In der zuerst erwähnten Meßstelle ist dies weniger der Fall. Man kann diesen Übelstand nur dadurch mildern, daß man eine Anzahl gleichmäßig über den Querschnitt verteilte Meßpunkte wählt. Steht nur wenig Zeit zur Verfügung, so dürfte es sich empfehlen, längs des Leitungsnetzes eine Anzahl Meßstellen auszuwählen und in diesen den Gesamtdruck in der Mitte der Leitung zu messen. Es kann durch Verschieben des Staurohres bei diesem Anlaß die Geschwindigkeitsverteilung leicht überschlägig kontrolliert werden, um die günstigste Meßstelle zu finden, in der man die Mengenummessung vornimmt. Steht mehr Zeit zur Verfügung, so kann auch noch der statische Druck gemessen werden. Die Ergebnisse sind an der Mengenummessung durch Berechnung des dynamischen Druckes in den verschiedenen Querschnitten zu kontrollieren. Es empfiehlt sich, die Unterschiede je nach der Beurteilung der Meßstelle zu bereinigen. Untersuchungen bei kleiner, mittlerer und großer Fördermenge können mitunter zur Vergleichung und Bereinigung der Meßresultate gute Dienste leisten.

Bei elektrischem Antrieb sollte man nicht unterlassen, zur Kontrolle der Leistungsabgabe einen Fachmann mit den nötigen Instrumenten zuzuziehen. Die Leistungscharakteristik des Motors ist meist vom Motorlieferanten erhältlich.

Der Prüfungszweck einer Anlage kann ein sehr verschiedener sein. Es kann der Ventilator überschlägig kontrolliert werden oder die von der Anlage verlangten Leistungen an den Verbrauchsstellen. Die Verluste in den Leitungsteilen können einzeln ermittelt werden. Jedes solches Teilstück ist durch zwei Meßstellen einzuschließen. Die Kontrolle der Luftverteilung an den verschiedenen Verbrauchsstellen erfordert eine entsprechende Anzahl von Luftmessungen, die meist nicht so genau vorgenommen werden können wie diejenige der gesamten Luftmenge. Die Verwendung von Stauscheiben ist meist in

einer Anlage im Betrieb nicht möglich wegen des damit verbundenen Druckabfalls. Venturimesser, im wesentlichen aus einer Düse mit anschließendem Diffusor, werden oft als bleibende Quantummeßstellen eingebaut. Es empfiehlt sich, die Meßergebnisse am Platz so gut als möglich zu kontrollieren, um allfällige Unstimmigkeiten untersuchen zu können. Druckmeßfehler können auf in die Schlauchleitung zum Wassermanometer eingedrungenem Wasser beruhen.

19. Labile Zustände von Hochdruckventilatoren.

Labile Zustände trifft man bei Ventilatoren irgend welcher Art nicht, wenn sie in ein offenes Rohrnetz fördern, weil der Druck stets mit der Fördermenge zu- oder abnimmt.

Die Charakteristiken von Ventilatoren mit vorwärts gekrümmten Schaufeln zeigen einen ansteigenden Zweig bis zu einem Höchstwert, der mit K (kritischer Punkt) bezeichnet wird. Darauf folgt ein absteigender Zweig, so daß Punkte mit gleicher Druckhöhe, aber ungleicher Fördermenge zweimal vorkommen, es sind also in diesem Bereich einem Drucke zwei Liefermengen zugeordnet. Wenn der Ventilator in einen Behälter fördert, aus dem die Luft nach Bedarf entnommen wird, so kann der Fall eintreten, daß der Ventilator, der solange als möglich eine ziemlich große Luftmenge fördert, bei gefülltem Behälter und großem Gegendruck, sich auf die kleinere Fördermenge einstellt oder die Förderung unterbricht (er schnappt ab). Der vom Ventilator erzeugte Druck entspricht dann demjenigen bei vollständigem Abschluß und liegt tiefer als der Druck im Behälter, so daß die Luft durch den Ventilator rückströmt, daher der Ausdruck „pumpen“. Das Rückströmen kann mitunter auch durch ein Rückschlagventil verhindert werden. Der bloße Wechsel erfolgt unter pustendem Geräusch. Die Erscheinung ist für einen stark gebauten Ventilator belanglos, wirkt jedoch meist für den Betrieb störend. Sie kann oft durch passende Einstellung eines direkt am Ventilator angebrachten Drosselschiebers vermieden werden ohne wesentlichen Energieverlust. Dauernde Abhilfe schafft der Einbau eines der Luftmenge angepaßten kleineren Ventilators oder eines solchen mit rückwärts gekrümmter Schaufelung, der bekanntlich nur eine absteigende Charakteristik besitzt.

Die Erscheinung gehört schon mehr in das Gebiet der Turbo-kompressoren. Ihre vollständige Erklärung ist für unsere Zwecke zu weitläufig. Gute Darstellungen finden sich u. a. in C. Pfeleiderer, „Die Kreiselpumpen“, Labiler Arbeitsbereich, Seite 144, und in „Kolben- und Turbokompressoren“ von P. Ostertag, mit Angaben über Verhütung; Seite 232: Verhütung des Pumpens durch Saugdrosselung und gleichzeitige Änderung der Drehzahl; Seite 233: Verhütung des Pumpens durch das Ausblaseventil.

20. Einiges über die Entwicklung der Ventilatoren in den letzten zwanzig Jahren.

Zweifellos hat sich der Ventilatorenbau in den letzten Jahrzehnten stark entwickelt. Es ist jedoch schwierig, sich ein richtiges Bild von dieser Entwicklung zu machen, einmal, weil sich diese in sehr verschiedenen Richtungen vollzogen hat, und im weitern, weil naturgemäß nicht alles bekannt wird, was geleistet wurde. Jede Ventilatorenfirma macht mehr oder weniger ihre eigene Entwicklung durch, beeinflusst durch die veröffentlichten wissenschaftlichen Arbeiten, ferner durch die Reklame der auf dem gleichen Gebiete tätigen, übrigen Firmen und nicht zum kleinsten Teil durch die Nachfrage der Kundschaft. Jede Darstellung der Entwicklung wird unvermeidlich von dem Milieu, aus dem sie stammt, beeinflusst und deshalb einseitig sein.

Eine Übersicht über die auf dem lufttechnischen Gebiete in neuerer Zeit veröffentlichten wissenschaftlichen Arbeiten zu geben, dürfte den Rahmen dieses Buches überschreiten. Es sei lediglich erwähnt, daß sie sehr zahlreich sind in allen Ländern, in erster Linie angeregt durch die rapide Entwicklung des Flugzeugbaues während und nach dem Kriege. Als unmittelbare Grundlagen für den Ventilatorenbau seien nur die Prüfung und Normalisierung der Meßmethoden und Instrumente angeführt, z. B. vom Verein deutscher Ingenieure in zweiter Auflage im Jahre 1925.

Ein interessantes Studium ermöglichen nebst den Veröffentlichungen über Ventilatoren die Reklamen in den technischen Zeitschriften. Es läßt sich leicht feststellen, wie oft vielversprechende Anpreisungen neuer Typen im Laufe der Zeit auf das Maß zurückgehen, welches ihrem praktischen Werte entspricht.

Die Entwicklung der Ventilatorenbauarten scheint noch nicht abgeschlossen zu sein, indem sich bis heute noch keine eigentlichen Normaltypen auf dem Markte durchgesetzt haben und sich davon erst einige wenige stärker zu verbreiten scheinen.

Das hauptsächlichste Interesse dürfte die Schaufelung bieten. Eine enggeteilte, niedrige, meist vorwärts gekrümmte Schaufelanordnung wird heute immer häufiger angetroffen, speziell da, wo es sich darum handelt, große Luftmengen unter kleineren Drücken zu fördern. Eine große quantitative Leistungsfähigkeit bei gutem Wirkungsgrad und ein ruhiger Gang sind die Merkmale einer solchen richtig gebauten Schaufelform. Den Anstoß zu dieser Bauart dürfte möglicherweise die Dampfturbinenschaufelung gegeben haben. Auch für Mitteldruckzwecke leistet sie, vielleicht in etwas größerer Schaufelhöhe, gute Dienste. Seltener findet man sie für Hochdruckventilatoren angewendet. Hier scheint eine rückwärts gebogene Schaufelform gewisse Vorteile zu bieten. Für Mittel- und Hochdruckzwecke trifft man heute

meist noch gröber geteilte Schaufelräder mit längern Schaufeln, die sog. typischen Pumpenräder. Die Austrittswinkel der Schaufeln können vorwärts oder rückwärts gestellt sein. Die vorstehend angeführten Bauarten eignen sich nicht, wenn das Fördermedium eine korrodierende Wirkung auf die Schaufeln ausübt und dieselben dementsprechend stärker gebaut sein müssen. Die Schaufelzahl wird in solchen Fällen auf ein Minimum reduziert, die Form möglichst vereinfacht, und wenn noch Verstopfungsgefahr dazutritt, so muß auch noch die Flügelabdeckung weggelassen werden. Die Bauart erreicht damit die ursprüngliche, primitive Form. Eine wesentliche Entwicklung ist für diese Typen, welche dem pneumatischen Transport dienen, nicht mög-

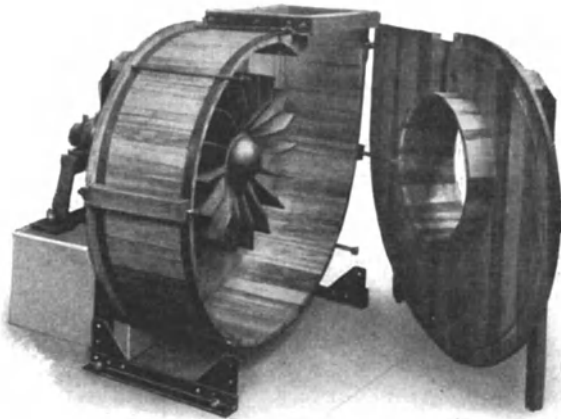


Abb. 129. Sulzer Ventilator zur Förderung korrodierender Dämpfe.

lich, und sie kann sich nur vielleicht auf die Stärke der Bauart erstrecken. Ähnlich liegen die Verhältnisse für Ventilatorräder z. B. aus Blei oder Holz (Abb. 129).

Aus naheliegenden Gründen wird nach einer Steigerung der Leistung überhaupt getrachtet, und es wird diese durch Erhöhung der Drehzahl erreicht. Dies bedingt eine sorgfältigere und stärkere Bauart. Es ist nun notwendig geworden, im Interesse eines ruhigen Betriebes, der Lebensdauer der Welle und der Lagerung die Rotoren dynamisch auszuwuchten. Heute sind gute dazu dienende Vorrichtungen auf dem Markt erhältlich.

Die ersten Zentrifugalventilatoren bestanden nur aus den Lauf­rädern ohne Gehäuse, und es dürfte heute fast als Kuriosum erscheinen, noch solche Anwendungen zu finden, die in den meisten Fällen aus unangebrachter Sparsamkeit so gewählt werden. Meistens werden heute jedoch Spiralgehäuse verwendet, doch hat sich auch hier noch

keine bestimmte Bauart allgemein durchgesetzt. Man trifft Gehäuse ohne Zunge, mehr nach außen oder gegen den Flügel hin entwickelt, die Laufräder an der Rückwand oder ins Gehäuse hineingeschoben, die verschiedensten Arten der Abdichtung: am Einströmring, außen am Laufradaustritt usw. Mit Rücksicht auf die Wirtschaftlichkeit der Herstellung werden Typen für kleinere Leistungen immer einfacher gebaut sein müssen, es dürfte jedoch erwartet werden, daß sich mit der Zeit gewisse einheitliche Grundsätze als allgemein anerkannt wie bei anderen Maschinentypen durchsetzen werden. Die Verwendung von Diffusoren, welche allein die volle Ausnutzung der Typen für große Leistungen, speziell bei steilen Schaufelwinkeln ermöglicht, beginnt sich einzubürgern. Trotzdem trifft man nur noch zu häufig z. B. kurze Übergangsstutzen vom rechteckigen in den runden Querschnitt, die zur Druckumsetzung wenig günstig sind. Manche Bauarten gestatten durch Anpassung der Drehrichtung und der Stutzenstellung den zweckmäßigen Einbau des Ventilators in die Anlage, was sehr zu begrüßen ist.

Neben Ausführungen, welche aus Preisrücksichten primitiv gebaute Lagerungen aufweisen, trifft man auch solche, die dem allgemeinen Fortschritt auf diesem Gebiete entsprechen. Nebst Ringschmierlagern mit Weißmetallausguß trifft man häufig Kugellager mit ihren bekannten Vorzügen. Auch Walzenlager werden wie im Flugzeug verwendet.

Bezüglich Verbesserungen und Erweiterungen der Antriebsart siehe Seite 179.

Die Verwendung von Ventilatoren nimmt in vielen Industrien ständig zu. Es sei nachstehend auf verschiedene neuere Anwendungen hingewiesen. Die Steigerung der Kesselleistung von Dampfkesselanlagen erfordert forcierten Kaminzug, deshalb werden zu diesem Zwecke mit Vorteil Ventilatoren verwendet. Da dieselben Verbrennungsgase mit Temperaturen bis ca. 300° C zu fördern haben, müssen sie entsprechend stark gebaut sein, und es muß die Lagerung eine genügende Wärmeableitung besitzen, was meist durch Wasserkühlung erreicht wird. Abhitze-Verwertungsanlagen ergeben Temperaturen bis ca. 700° C und können dieselben durch die Verwendung der neuen hitzebeständigen Stahlsorten ertragen werden, was sich der Ventilatorenbau ebenfalls zunutze gemacht hat. Zur Förderung von Gasen werden die Ventilatoren mit entsprechenden Wellenabdichtungen gebaut. Die chemische Industrie stellt beständig neue Anforderungen an die Ventilatorenbauart, indem die chemischen, korrodierenden Einflüsse der verschiedenen Fördermedien entsprechend berücksichtigt werden müssen.

Schon die autogene Schweißung bot neue Konstruktionsmöglichkeiten, welche durch die elektrischen Punkt- und Nahtschweiß-

methoden noch übertriffen werden und eine vollständige Umwälzung in den Ventilatorenkonstruktionen zur Folge haben. Die früher allgemein verwendete Nietung bleibt fast nur noch bei den Laufrädern bestehen. Die Lagergestelle und die Gehäuse werden besser und billiger elektrisch geschweißt. Sogar die Gußausführungen werden zum Teil durch die konstruktiv beweglicheren, geschweißten Bauarten verdrängt.

Die Steigerung der Umfangsgeschwindigkeit der Laufräder erfordert deren Ausführung aus Stahl, und es geht die Entwicklung in dieser Richtung bereits so weit, daß sie direkt an den Turbokompressorenbau anschließt und diesen zum Teil schon überdeckt. Andererseits werden auch Ventilatoren mit eigentlichen Turbokompressorenrädern mit gedrehten Stahlscheiben auf den Markt gebracht, während das Kennzeichen der Ventilatorflügel meist die Ausführung aus Stahlblech ist.

Die heute bekannten Schraubenventilatoren weisen außerordentlich verschiedene Bauarten auf; sie geben ein anschauliches Bild von dem „Suchen nach der richtigen Form“. Die Wirkungsgrade sind im allgemeinen niedrig, doch beginnen sich bereits deutliche Fortschritte in der Entwicklung zu zeigen. Neben den ursprünglichen geraden Schaufelflächen mit 3 bis 4 Flügeln findet man solche mit in der Luftichtung S-förmig gekrümmten Profilen, häufig in Propellerbauart. Dann trifft man auch Räder mit enggeteilter, schmaler Schaufelung und wieder stark gewundene Formen, sogar mit Leitapparat. Die Verwendung von Tragflügelprofilen in Ausführung aus Leichtmetallen dürfte die neueste Entwicklungsform darstellen. Für diese letzteren Bauarten sind bereits sehr gute Wirkungsgrade bekannt, speziell in Drucklagen der Nieder- und Mitteldruckventilatoren, doch ist ihr Verwendungsgebiet des Geräusches wegen beschränkt.

Ein weites Verwendungsgebiet für die Ventilatoren ist auch deren Einbau in Apparate, z. B. für Heizung und Lüftung, Luftbefeuchtung usw.

Das stete Bestreben des Ventilatorenbauers wird es sein, den erreichten guten Wirkungsgrad seiner Erzeugnisse durch korrekten Einbau in die Anlagen richtig ausnützen zu lassen; in dieser Beziehung könnten vielfach wesentlich bessere Wirkungsgrade der Anlagen erzielt werden. Um dies tun zu können, ist das richtige Verständnis für die Grundformen der Strömungstechnik erforderlich: die ausgerundete Düse, der schlanke Diffusor, beide Formen vereint in der Venturidüse, als Naturform der Horizontalschnitt durch einen Fisch.

„Fischform.“

Die Natur gibt dem Fisch die günstigste Form, damit er sich in seinem Medium mit dem geringsten Kraftaufwand möglichst schnell bewegen kann. Die Außenlinien des Horizontalschnittes sind also

charakteristisch. Zwei solche Formen nebeneinandergesetzt, bilden den Umriß einer Venturidüse. Der vordere Teil eines solchen ist eine Düse, der hintere ein Diffusor. Die Düse dient zur Beschleunigung, zur Geschwindigkeitserzeugung aus statischem Druck. Der Diffusor erlaubt eine Verzögerung und die Umsetzung von Geschwindigkeit in Druck. Die vorstehend erwähnten Begriffe treten in ihren Elementen bei allen Strömungsvorgängen zutage und erleichtert ihre anschauliche Auffassung die Arbeit auf diesem Gebiete.

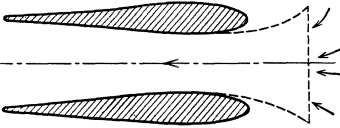


Abb. 130. Fischform zur Querschnittsbegrenzung von Diffusoren und Propellerflügeln.

Die schraffierten Fischformen werden oft als Querschnitt für Propeller gewählt (Abb. 130).

III. Schraubenventilatoren.

Die Schraubenventilatoren können als Umkehrung der axialen Luftturbinen (Windräder) angesehen werden. In konstruktiver Hinsicht werden sie eingeteilt in Plattflügel-, Tragflügel-, Schlotterpropeller und Luftturbinenräder.

Der Plattflügel-Schraubenventilator, eben oder in radialer Richtung leicht schraubenförmig gewunden, eignet sich besonders für größere Luftmengen (0,5 bis 25 cbm/sek) mit geringer Pressung (10 bis 15 mm W.-S.). Sein Anwendungsgebiet ist die Fortbewegung der Luft für Heizung, Trocknung, Kühlanlagen, Absaugen von Rauch, Dämpfen, gesundheitsschädlichen Gasen usw. Es gibt aber auch Luttengebläse mit Leitapparat und Diffusor, die imstande sind, Pressungen von 40 bis 60 mm W.-S. zu erzeugen, und die durch Hintereinanderschaltung entsprechend erhöht werden können.

Die Wirkungsweise wird nachstehend an einem Schraubenventilator erster Art untersucht.

1. Plattflügelventilatoren.

Bei allen Anwendungen hat der Ventilator ruhende Luft von außen oder von innen anzusaugen. Der äußer Luftdruck p_0 gibt die Strömungsenergie, damit die Geschwindigkeit c_1 am Eintritt in das Schaufelrad entstehen kann. Es entsteht durch die Drehung des Schaufelrades ein Unterdruck (Depression) von

$$\frac{p_0 - p_1}{\gamma} = \frac{c_1^2}{2g}. \quad (178)$$

Ist p_2 der verlangte Druck hinter dem Rad, so ist die ganze Drücksteigerung

$$\Delta p = (p_2 - p_1) + \frac{c_1^2}{2g} \gamma. \quad (179)$$

Verfolgt man die Bewegung der Luft durch die Kanäle des Rades (Abb. 131 a und 132 b), z. B. an einem mittleren oder einem Umfang vom Durchmesser D und der Umfangsgeschwindigkeit u , so kann für die normale Fördermenge die Eintrittsgeschwindigkeit axial genommen werden, d. h. c_1 steht senkrecht zu u . Die Hypotenuse ist die relative Geschwindigkeit

$$w_1^2 = c_1^2 + u^2. \quad (180)$$

Gegen den Austritt zu biegen wir die Schaufel derart auf, daß die Kanalquerschnitte dort größer werden als am Eintritt, damit die relative Geschwindigkeit im Kanal von w_1 auf w_2 abnimmt und dadurch die gewünschte Umsetzung von Geschwindigkeit in Druck stattfindet. Mit w_2 und der gleich groß gebliebenen Umfangsgeschwindigkeit u erhält man als Resultierende die absolute Austrittsgeschwindigkeit c_2 . Sie ist meistens bedeutend größer als c_1 , aber schräg zur Rohrachse gerichtet.

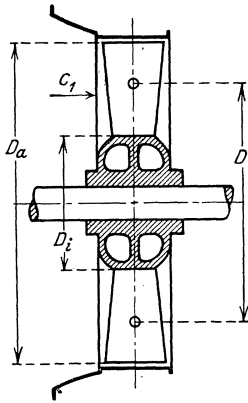


Abb. 131 a.

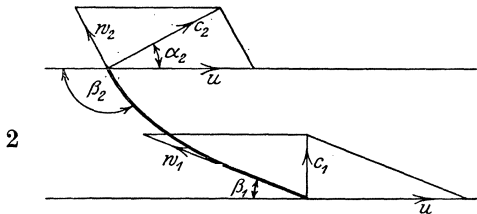


Abb. 131 b.

Nimmt man den idealen Fall an, diese Geschwindigkeit werde ebenfalls bis zum Werte c_1 in Druck umgesetzt, so bildet sich die theoretische Druckhöhe

$$H = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}. \quad (181)$$

Den Hauptbetrag liefert, wie betont, das erste Glied, das zweite ist von untergeordneter Bedeutung.

Durch Einführung der Winkel kann man diese Hauptgleichung vereinfachen und übersichtlicher gestalten. Setzt man z. B.

$$w_2^2 = c_2^2 + u^2 - 2c_2u \cos \alpha_2,$$

so wird unter Anwendung von Gleichung (179)

$$H = \frac{c_2u \cos \alpha_2}{g}. \quad (182)$$

Setzt man aber

$$c_1^2 = w_1^2 - u^2, \quad c_2^2 = w_2^2 + u^2 + 2w_2u \cos \beta_2,$$

so wird

$$H = \frac{u}{g} (u + w_2 \cos \beta_2). \quad (183)$$

Mit

$$w_2 = \frac{u \sin \alpha_2}{\sin(\beta_2 - \alpha_2)}$$

$$H = \frac{u^2}{g} \frac{1}{1 - \frac{\operatorname{tg} \beta_2}{\operatorname{tg} \alpha_2}} = \varphi \frac{u^2}{g}, \quad (184)$$

d. h. dieselbe Formel wie bei den gewöhnlichen Zentrifugalventilatoren.

Das Produkt $c_2(u_2 \cos \alpha_2)$ muß in allen Radien gleich groß ausfallen; dementsprechend muß α_2 und β_2 geändert werden.

Zufolge des Fehlens jeder Diffusorwirkung ist die Ausnutzung von c_2 sehr gering, die Winkel werden wenig sorgfältig ausgeführt, deshalb ist h_p bedeutend kleiner als H , und zwar ist

$$\eta_p = \frac{h_p}{H} = 0,4 \text{ bis } 0,5.$$

Beim Entwurf empfiehlt es sich, den inneren Durchmesser D_i nicht zu klein zu wählen gegenüber dem äußeren D_a . Man macht etwa $D_i = (0,4 \text{ bis } 0,6) D_a$.

Beispiel 48. Es soll ein Schraubenventilator für 200 cbm/min (3,33 cbm/sek) entworfen werden zur Erzeugung eines statischen Druckes von 10 mm W.-S. ($\gamma = 1,22 \text{ kg/cbm}$).

Wählt man $w_a = 7 \text{ m/sek}$, $f_a = \frac{200}{60 \cdot 7,0} = 0,48 \text{ qm}$, $d_m = 780 \text{ mm}$.

Wir wählen deshalb den äußeren Durchmesser $D_a = 800 \text{ mm}$ und den inneren Durchmesser $D_i = 400 \text{ mm}$.

Damit wird

$$c_1 = \frac{3,33}{\frac{\pi}{4}(0,64 - 0,16)} = \infty 9 \text{ m/sek.}$$

Der Unterdruck wird

$$p_0 - p_1 = \gamma \frac{c_1^2}{2g} = \frac{1,22 \cdot 81}{19,62} = 5 \text{ mm W.-S.}$$

Daraus wird der Gesamtdruck $\Delta p = 5 + 10 = 15 \text{ mm W.-S.}$ Wir dürfen einen Wirkungsgrad von η_e von 0,4 der Rechnung zugrunde legen, somit wird

$$H = \frac{15}{0,4 \cdot 1,22} = 31 \text{ m L.-S.}$$

Unter Berücksichtigung, daß die axiale Ausströmungsgeschwindigkeit c_2'' ebenfalls 9 m beträgt, und nach einigen Überlegungen an Hand eines vorläufigen Geschwindigkeitsdreiecks wählen wir

$$\alpha_2 = 51^\circ 5', \quad \beta_2 = 180 - 14^\circ 30' = 165^\circ 30'$$

und sehen in nachstehender Rechnung unsere Wahl bestätigt (Abb. 132 und 133). Nach Gleichung (7) ist

$$H = \varphi \frac{u_2^2}{g},$$

worin

$$\varphi = \frac{1}{1 - \frac{\operatorname{tg} \beta_2}{\operatorname{tg} \alpha_2}} \quad \text{und} \quad \frac{1}{\varphi} = 1 + \frac{1,24}{0,258} = 1 + 4,8 = 5,8.$$

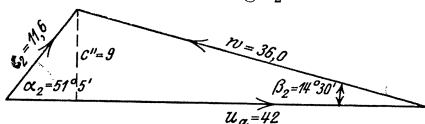


Abb. 132.

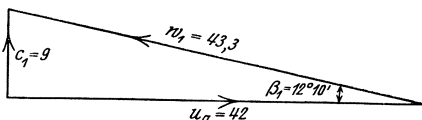


Abb. 133.

Äußerer Umfang:

und $u_a = \sqrt{9,81 \cdot 31 \cdot 5,8} = 42 \text{ m/sek}$

$$n = \frac{60 \cdot 42}{\pi \cdot 0,8} = 1000,$$

$$c_2 = \frac{9}{\sin \alpha_2} = \frac{9}{0,778} = 11,6 \text{ m/sek},$$

$$w_2 = \frac{9}{\sin \beta_2} = \frac{9}{0,250} = 36 \text{ m/sek}.$$

Am Eintritt

$$c_1 = 9$$

$$w_1 = \sqrt{9^2 + 42^2} = 43 \text{ m/sek},$$

und für den senkrechten Eintritt $\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{9}{42} = 0,214$

$$\beta_1 = 12^\circ 5'.$$

Am inneren Umfang (Abb. 134 und 135):

$$D = 400 \text{ mm}, \quad u_i = 21 \text{ m/sek}.$$

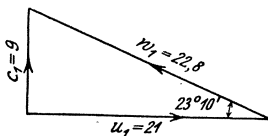


Abb. 134.

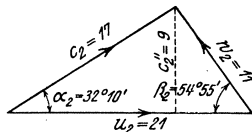


Abb. 135.

a) Eintritt

$$c_1 = 9, \quad \alpha_1 = 90^\circ, \quad \operatorname{tg} \beta_1 = \frac{9}{21} = 0,428,$$

$$\beta_1 = 23^\circ 10', \quad w_1 = \sqrt{9^2 + 21^2} = 22,8 \text{ m/sek}.$$

b) Austritt. Die Erzeugung der gleichen theoretischen Druckhöhe von 31 m L.-S. verlangt

$$w_2 = 11 \text{ m/sek} \quad \text{und} \quad c_2 = 17 \text{ m/sek}.$$

Daraus wird

$$\sin \beta_2 = \frac{9}{11} = 0,818, \quad \beta_2 = 54^\circ 55'$$

Die Projektion von w_2 auf u_2 ist $= 9 \cdot \operatorname{ctg} 54^\circ 55' = 9 \cdot 0,70 = 6,3$

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{9}{21 - 6,3} = 0,63, \quad \alpha_2 = 32^\circ 10'$$

Die Probe mit Gleichung (182) bestätigt sich

$$H = \frac{c_2 \cdot u \cdot \cos \alpha_2}{g} = \frac{17 \cdot 21 \cdot 0,847}{9,81} = 31 \text{ m L.-S.}$$

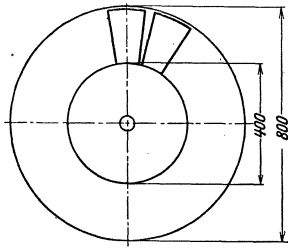


Abb. 136.

Die Betriebskraft N_e mit η_e wird

$$N_e = \frac{3,33 \cdot 15}{75 \cdot 0,4} = \approx 1,7 \text{ PS.}$$

Abb. 136 zeigt den geometrischen Umriss des berechneten Schraubenventilators und Abb. 137 die Querschnittsform in der Abwicklung der Schaufeln am äußeren und inneren Umfang. Der Theorie gemäß sind die Schaufeln am inneren Umfang stärker aufgebogen als am äußeren. Selbstredend gehen im Verlauf der Schaufel die beiden Endquerschnitte allmählich ineinander über.

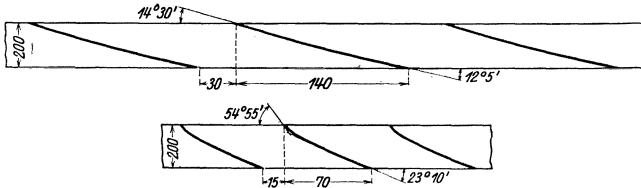


Abb. 137.

In bezug auf die Wirkungsweise ist zu sagen, daß der Eintrittswinkel der Schaufeln sehr klein zu machen ist, sogar bedeutend kleiner als der Winkel der relativen Eintrittsgeschwindigkeit w_1 , damit die

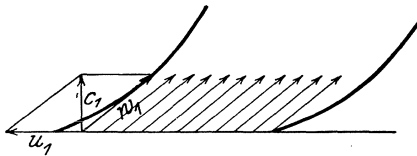


Abb. 138.

Luft zum Winkel der Geschwindigkeit w_1 gezwungen wird, obgleich die Kanalführung sehr weit auseinanderliegt und wenn auch der theoretische Eintrittsquerschnitt etwas verengt wird (Abb. 138).

Es ist geradeso, als ob die Luft von Schaufeln „aufgeschaufelt“ würde. Die Schaufeln werden außen viel länger als innen zufolge der kleinen Winkel.

Eine etwas anders geartete Herleitung findet sich in Dingers Polytechn. Journal von 1914¹. Die Untersuchung wird an einem Schraubenventilator mit geraden Flügeln durchgeführt und gelangt zur nämlichen Gleichung wie (181). Von Belang ist der Hinweis, daß bei der Wahl eines kleinen inneren Durchmessers an dieser Stelle infolge der geringen Umfangsgeschwindigkeit der Druck sehr klein ausfällt. Wenn das Rad gegen Druck arbeitet, so kann der Fall eintreten, daß in der Nähe der Nabe keine Luft gefördert wird oder die Luft hier sogar rückwärts strömt.

Es wird ferner gezeigt, daß der Kraftbedarf im Gegensatz zu den Zentrifugalventilatoren mit steigendem Luftquantum und abnehmendem Widerstand sinkt. Dies ist ein Grund dafür, daß es am vorteilhaftesten ist, die Schraubenventilatoren hauptsächlich für geringen Überdruck zu verwenden. Es gibt für den maximalen Wirkungsgrad ein bestimmtes Verhältnis zwischen Fördermenge und Druck; dabei ist die Fördermenge groß und der Druck verhältnismäßig niedrig. Der hydraulische Wirkungsgrad ist beim Saugen besser als beim Drücken.

Zum Schluß empfiehlt der Verfasser noch folgende Konstruktionsregeln:

1. wenig Spiel zwischen Rad und Rahmen;
2. großer Nabendurchmesser mit spitzem Einlauf, um Stöße zu vermeiden;
3. Schaufelaustrittsseite zu schärfen, Eintrittseite gerundet;
4. die Schaufeln sich decken lassen;
5. die absolute Austrittsgeschwindigkeit ≤ 12 m/sek wegen Geräuschlosigkeit;
6. Drehzahl nicht zu groß — nicht über 1450 bei Durchmessern (D_a) bis 700 mm;

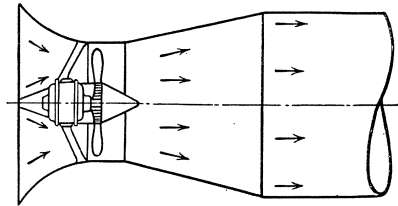


Abb. 139. Schraubenventilator mit Diffusor.

7. Schaufeln leichtauswechselbar;
8. genaue Ausbalancierung des Rades auf der Motorwelle;
9. Anbringung eines Diffusors beim Austritt (Abb. 139), um die Geschwindigkeit möglichst gut in Druck umzusetzen. Gehäusering als Eintrittsdüse.

Abb. 140 zeigt die charakteristischen Kurven für einen Schraubenventilator der Maschinenfabrik Oerlikon, und zwar für einen Mitteldruck-Schraubenventilator (Größe 50), der z. B. bei einer Fördermenge von 0,5 cbm/sek einen statischen Druck von 30 mm W.-S. zu erzeugen imstande ist. Es sind aufgetragen die statische Druckhöhe P_s (Unter-

¹ Heft 3 und 4: „Beitrag zur Berechnung und Ausführung von Schraubenventilatoren“. Von Nanno A. Imelmann, Straßburg i. Els.

druck, Pressung, Widerstand) in mm W.-S., der Wirkungsgrad (η_s) bezogen auf die statische Druckhöhe in % und die Leistung in Pferdestärken (PS) als Funktion der geförderten Luftmenge in cbm pro

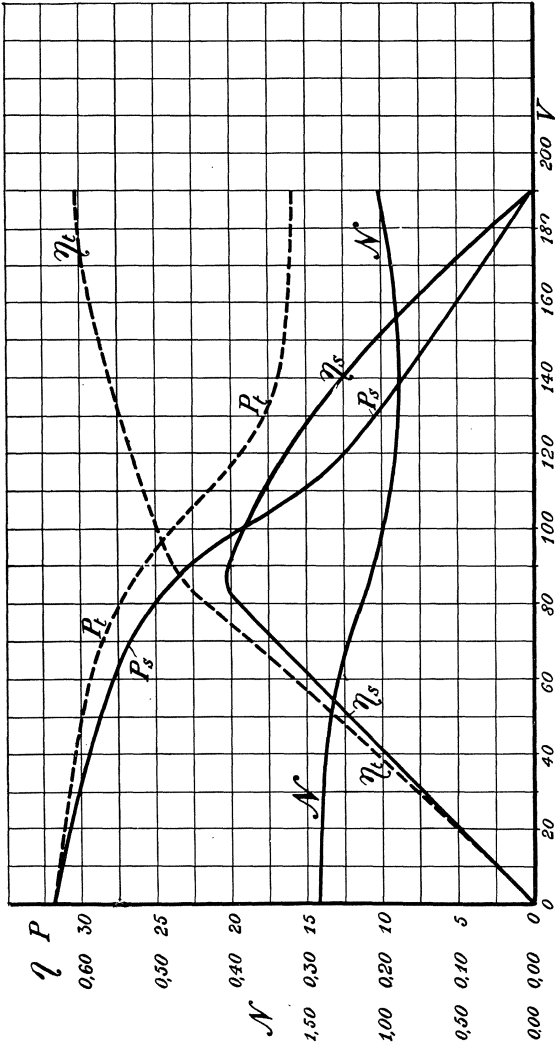


Abb. 140.

N = Leistung in PS, V = Luftmenge in cbm pro Min., P = Druckhöhe in mm W.-S., P_s = statischer Druck in mm W.-S., P_t = Gesamtdruck (totaler) in mm W.-S., η_s = Wirkungsgrad, bezogen auf die statische Höhe, η_t = Wirkungsgrad, bezogen auf den Gesamtdruck.

Minute. Der maximale Wirkungsgrad von 41% wird bei 85 cbm pro Minute erreicht. Die Druckhöhe beträgt daher 24 mm W.-S. und die vom Ventilator aufgenommene Leistung 1,10 PS. Als Normalleistung werden folgende Betriebsgrößen angegeben: 80 cbm pro Minute, 25 mm W.-S. und 1,2 PS bei 1430 Umdrehungen, was dem Versuchswert entspricht

Wie aus dem Verlauf der Wirkungsgradkurve zu ersehen ist, kann diese Ventilatorgröße mit 30% Wirkungsgrad und mehr verwendet werden für Luftmengen von 50 bis 125 cbm pro Minute, wobei die statische Druckhöhe variiert zwischen 28 und 11 mm W.-S. In der Abbildung sind noch zwei Kurven punktiert angegeben: die gesamte Druckhöhe P_t , d. h. die der Geschwindigkeit der Luft entsprechende Druckhöhe einschließlich der statischen Höhe, und der zugehörige Wirkungsgrad. Wie aus diesen Kurven ersichtlich ist, arbeiten die Schraubenventilatoren, so auch dieser, ganz gut als Luftverdränger bei

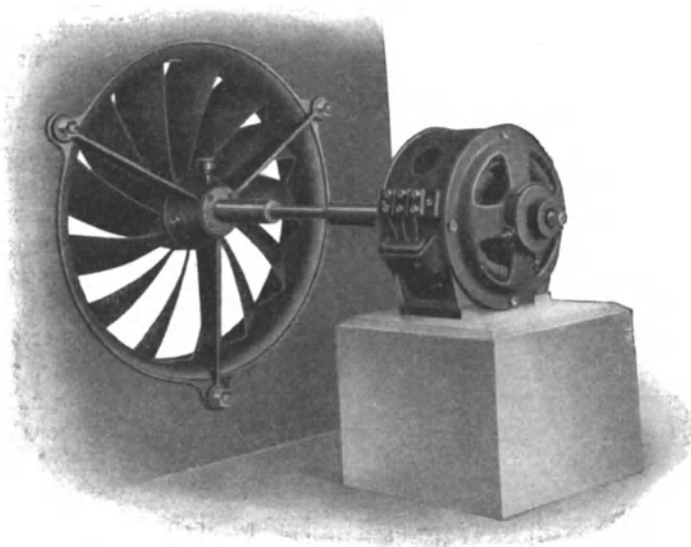


Abb. 141. Sulzer Schraubenventilator mit elektrischem Antrieb.

kleinem Widerstand, beispielsweise beträgt hier der Gesamtwirkungsgrad bei freiem Luftaustritt, d. h. ohne Widerstand, 60%, wobei der Wirkungsgrad, bezogen auf die statische Höhe (Widerstand gleich Null), Null ist. Rechnet man für einen Ventilator, welcher Luft von einem Raum nur ins Freie fördern muß oder umgekehrt (wo also keine Rohrleitung angeschlossen ist), einen Widerstand von 6 mm, so würde diese Größe (50) beispielsweise mit 60% Gesamtwirkung arbeiten, während der Wirkungsgrad, bezogen auf die statische Höhe, nur 10% beträgt; bei größeren Einheiten steigt der Gesamtwirkungsgrad bis zu 80%.

Aus diesem Beispiel ist wiederum ersichtlich, daß nur die mit Gesamtwirkungsgrad berechnete Leistung der Sache gerecht wird und ein richtiges Bild der Leistung eines Ventilators gibt.

Wie einfach sich die Einfügung eines mit Elektromotor betriebenen Schraubenventilators in eine Wand gestaltet, zeigt Abb. 141 (von Gebrüder Sulzer A.-G. und Schwestergesellschaft Gebrüder Sulzer A.-G. in Ludwigshafen am Rhein).

2. Tragflächenflügel.

Flügelprofile in Form von Flugzeug-Tragflächen, Abb. 142. Relativ große Naben, vier und mehr Schaufeln, bis Mitteldrucklage, verschiedene Typen, Wirkungsgrad gut, Ausführung in Leichtmetall. Zur Ausführung können verschiedene Tragflächenprofile, deren Charakteristik bekannt ist, verwendet werden, so naturgemäß auch hohle Formen. Je nach dem Aufbau können die Schaufeln außen schmaler oder breiter gehalten werden, wie verschiedene Ausführungen zeigen. Es gibt für Mitteldruckzwecke und dementsprechend hohe Umfangsgeschwindigkeiten Bauarten mit Stahlmaben und eingesetzten Schaufeln aus Leichtmetall.

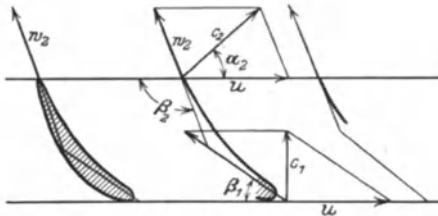


Abb. 142.

Eine weitere Spielart, die in ihrem Aufbau etwas paradox erscheint, ist der Einbau eines Schraubenflügels in ein Spiralgehäuse, welche Anordnung z. B. bei französischen Typen zu treffen ist. Der Wirkungsgrad kann praktisch annehmbare Werte haben; die hohe Drehzahl bietet für den Antrieb gewisse Vorteile.

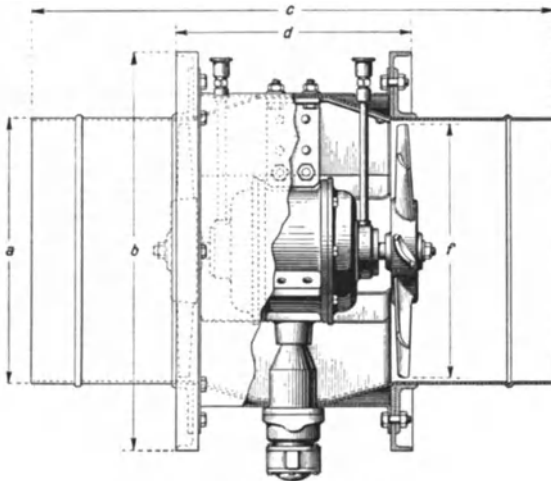


Abb. 143. Betz-Propeller.

Für kleinere Leistungen werden von den Siemens-Schuckertwerken neuerdings Luttenlüfter gebaut und mit Flügeln (Betz-Propeller), die als Tragflächenflügel anzusprechen sind. Der Austrittswinkel (Abb. 143) ist ungefähr 90° (Luftströmung nach rechts der Abbildung). Der ganze Lüfter ist in ein Luttenstück eingebaut und

Für kleinere Leistungen werden von den Siemens-Schuckertwerken neuerdings Luttenlüfter gebaut und mit Flügeln (Betz-Propeller), die als Tragflächenflügel anzusprechen sind.

kann daher ohne weiteres an jeder Stelle einer Luttenleitung eingebaut werden.

Bemerkenswert ist der Einbau des Elektromotors im Saugraum. Diese Art Lüfter soll einen Höchstwirkungsgrad von 72% erreichen.

3. Schlottergebläse.

Diese nach ihrem Erfinder Schlotter benannten Gebläse werden von den Siemens-Schuckertwerken nach Patentanspruch für Sonderbewetterung geliefert. Sie bestehen erstens aus einem fünfblügeligen Laufrad. Die Druckflächen sind reine Schraubenflächen, d. h. Flächen,

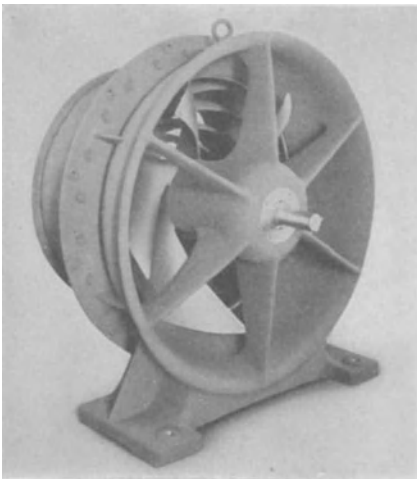


Abb. 144. Schlottergebläse (Eintritt).

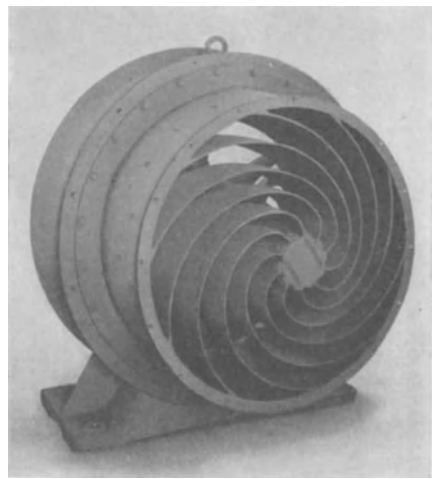


Abb. 145. Schlottergebläse (Austritt).

die durch drehende Bewegung einer Linie um eine Achse bei gleichzeitiger Verschiebung der Linie längs der Drehachse erzeugt werden; zweitens aus einem acht- oder zehnflügeligen Leitrad am Austritt (Abb. 144 und 145). Das Besondere dieses Leitrades besteht darin, daß sich die Eintrittskanten des Leitrades mit den Austrittskanten des Laufrades an jeder Stelle rechtwinklig kreuzen. Der austretende Luftstrom passiert die Leitschaufeln. Die im Drehsinn des Laufrades stärker werdende Krümmung der Leitschaufeln bewirkt eine Zusammenschnürung und mithin eine Beschleunigung des Luftstromes, so daß ein erheblicher Teil des Axialschubes erst im Leitrad erzeugt wird.

Eine kurze Abhandlung über das Schlottergebläse findet sich im „Gesundheitsingenieur“ vom 18. Juli 1914. Ausführlich behandelt von Dr. Max Berlowitz in Zeitschrift für Dampfkessel- und

Maschinenbetrieb, Berlin, 30. Januar 1914. Der Wirkungsgrad wird als Höchstwert zu 79% angegeben. Dieser Wirkungsgrad läßt das Gebläse als mit jedem Zentrifugalventilator konkurrenzfähig erscheinen.

Wie bei anderen Schraubengebläsen wird es durch einen Konus (Diffusor) an eine Luttenleitung angeschlossen, wodurch eine Drucksteigerung erzeugt wird, so daß ein Gegendruck bis 100 mm W.-S. überwunden werden kann. Durch Hintereinanderschaltung von zwei oder mehr Schlottergebläsen in einer Luttenleitung kann dieser Druck entsprechend gesteigert werden.

Das mit dieser Art Gebläse verbundene starke Geräusch beschränkt seine Anwendung auf die Sonderbewetterung in Bergwerken. Es wird für Nieder- und Mitteldrucklagen gebaut.

4. Schraubenventilatoren nach dem Prinzip der Propellerturbinen.

Sie haben ungefähr die Form der Schiffspropeller, in der Luftrichtung oft S-förmig gebogen. Der Wirkungsgrad ist verschieden.

Als Beispiel diene das Hochleistungs-Turbo-Luttengebläse Westfalia¹, das sowohl mit Druckluftturbinenantrieb (Type JT) als auch mit Elektromotorantrieb (Type JE) geliefert wird.

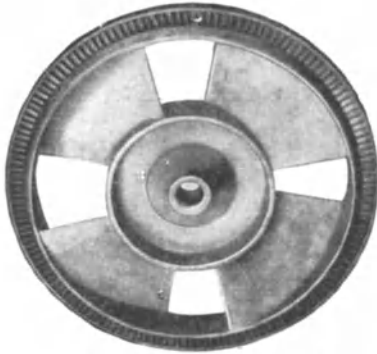


Abb. 146. Westfalia Turbo-Luttengebläse mit Turbinen-Schaufelkranz. Typ JT.

Abb. 146 stellt ein Laufrad mit Luftturbinenantrieb dar. Der äußere Kranz der kleinen Turbinenschaufeln entfällt bei der Type JE. Im übrigen sind beide Ventilatoren nach dem gleichen Prinzip gebaut. Der Vorteil der ersten Art besteht darin, daß die Antriebsvorrichtung den Luftkanal nicht verengt.

Wir erkennen sofort eine gewisse Übereinstimmung des vierflügeligen Schraubenpropellers mit einer Propellerturbine mit vier breiten Schaufeln. Die breite Nabe bürgt dafür, daß hier kein Rückstrom eines Teiles der durch den Propeller fortgedrückten Wetter entsteht.

Dem Propeller vorgeschaltet ist ein in das Luttenstück auf der Saugseite eingeschobener, abnehmbarer Leitapparat, der bewirkt, daß die angesaugte Wettermenge dem Ventilator möglichst stoßfrei zufließt (Abb. 147). Der Leitapparat besteht in der Hauptsache aus

¹ Flottmann A.-G., Herne.

einem nach außen gewölbten Hohlkörper, der die Propellernabe genau abdeckt und von vier gebogenen Blechen gebildet wird.

Als maximaler statischer Druck wird ungefähr 80 mm W.-S. angegeben; für mittlere Verhältnisse 40 mm W.-S.

Dem Schraubenventilator steht für die Erzeugung verhältnismäßig kleiner Druckunterschiede und großer Fördermenge seines einfachen Betriebes wegen noch ein weites Feld offen. Es würde sich lohnen, das Studium seines Aufbaues nach Art der Propellerturbinen mit wenigen, dafür großen breiten Schaufeln weiter zu verfolgen.

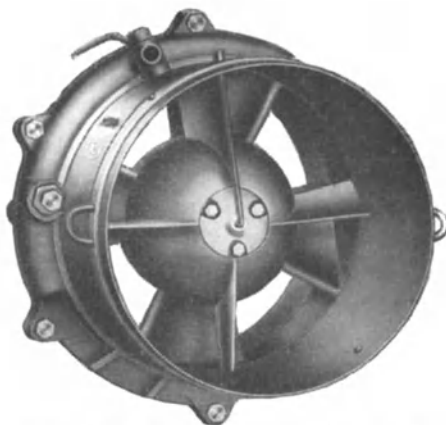


Abb. 147. Westfalia Lutzenventilator, Typ JE.

5. Aufzählung einiger anderer marktgängiger Schraubenventilatoren.

Es ist nicht möglich, in dem kurzen Rahmen mehr als eine Übersicht aus diesem Gebiete zu geben. Je nach Bestimmung und dem zu überwindenden Druck werden aus theoretischen oder rein praktischen Gründen verschiedene Flügelformen angewendet. Von größter Wichtigkeit für die Lüftung von Gebäuden ist, daß sowohl Ventilator als Antriebsmaschine möglichst geräuschlos arbeiten.

In dem kleinen Werk: „Die Ventilatoren und Exhaustoren“ von Hans Karl Schwanecke, Berlin¹, werden vier verschiedene Ventilator-typen erwähnt, die wir nachstehend kurz kennzeichnen.

1. Der Schiele-Ventilator, ähnlich dem Schraubenventilator von L. Beth, Lübeck, für Drücke von 2 bis 6 mm W.-S. Besitzt 6 bis 12 strahlenförmig angeordnete, ebene Flügel.

2. Der Blackmann-Ventilator.

a) Alte Form. Mit 8 sich von der Radachse ab stark verbreiternden Flügeln ähnlicher Form wie Schöpfschaufeln, so daß der Durchgangs-querschnitt durch sie vollkommen ausgefüllt ist. Flügel am äußeren Umfang stark aufgebogen und durch einen Ring verbunden. Luftweg gegen das Ringgehäuse auf diese Weise abgeschlossen.

b) Neue Art: Doppelblackman. Mit 8 Doppelflügeln aus schmalen Metallstreifen von unveränderlicher Breite. Die Streifen sind zu Dreiecken gebogen und schief zur Achse gestellt. An jedem Flügel wirken zwei Flächen. Die Anordnung erlaubt, je nach dem Drehsinn die Luft

¹ Bibliothek der gesamten Technik Bd. 135. Berlin: Dr. Max Jänecke.

nach dieser oder jener Achsrichtung zu fördern. Abb. 148 zeigt einen Schraubenventilator nach dem gleichen Prinzip, nur mit dem Unterschied, daß er breitere Flügel besitzt, der „Ventilator A.-G.“ Stäfa (Schweiz).

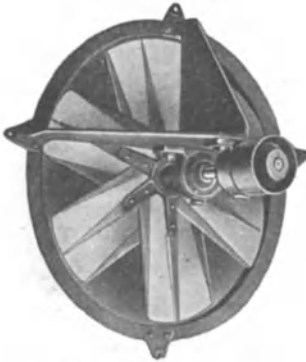


Abb. 148. Schraubenventilator
Stäfa.

3. Sirocco-Propeller (z. B. von White, Child & Beneg, London und Berlin) haben Flügelräder, die der Schiffsschraube nachgebildet sind. Anwendungsgebiet: Lüftung von Gebäuden, Trockenanlagen usw. Fördermenge bis 2000 cbm/min, Gegendruck bis zu 15 mm W.-S.

4. Rateau-Ventilator mit Leitschaufeln für Eintritt und Austritt. Überwindung von Widerständen bis 60 mm W.-S. In Frankreich verwendet für Grubenbewetterung, Lüftung von Gebäuden, Trockenräumen, Schiffen, Unterwindgebläse.

Bei den mitunter recht willkürlichen Schaufelformen ist es manchmal schwierig, ihre Wirkung rechnerisch zu erfassen.

IV. Ausgeführte Ventilatoranlagen.

Die Luftzufuhr ist bei manchen Lüftungsanlagen, wie z. B. für Bergwerke und Tunnels, oder bei einem Hochofengebläse, wenn nicht der einzige, so doch der Hauptzweck. Der vom Ventilator erzeugte Luftstrom dient aber oft auch zum Transport von Energien oder Stoffen, deren Wichtigkeit für die Anlage bestimmend ist.

Nach diesem Gesichtspunkte werden einige Anwendungen des Ventilators an ausgeführten Ventilatoranlagen beschrieben und in einer Reihenfolge vorgeführt, worin der Ventilator in zunehmendem Maße die Rolle eines Hilfsorganes spielt.

1. Provisorische Betriebsventilation des Hauenstein-Basistunnels.

Es handelt sich hier um eine Behilfsanlage, die wir hauptsächlich der mustergültigen Ausführung des Laufrades wegen bringen (Abb. 151).

Zum Zwecke der Lüftung des 8134 m langen Hauenstein-Basistunnels wurde etwas außerhalb der Tunnelmitte ein 130 m tiefer Saugschacht erstellt (Abb. 149, Profil des Hauenstein). Der Durchmesser des Schachtes beträgt 5,60 m, die Querschnittsfläche 24,5 qm. Es war eine Fördermenge von 260 cbm/sek Luft vorgesehen, die von beiden Tunnelschenkeln bei einer Geschwindigkeit von 3 m/sek zusammen vom Schacht aufgenommen werden sollte, zu deren Bewegung die

Ventilatoranlage über dem Schacht eine Depression von 25 mm W.-S. zu erzeugen gehabt hätte. Die Weite des Schachtes war der angenommenen Fördermenge vollkommen angepaßt. Man wählte eine so kräftige Ventilation zum Teil aus dem Grunde, weil das Nordportal 10,7 m höher liegt als der Schachteinlauf, während das Südportal 32,7 m tiefer gelegen ist als dieser und deshalb der Einfluß des Auftriebes der warmen Luft im Südschenkel, insbesondere bei einer schwachen Ventilatoranlage, dermaßen überwiegt, daß der Nordschenkel erheblich im Nachteil bleibt.

In Anbetracht der Zeitverhältnisse und zum Teil wegen später zu erwartender Elektrisierung des Bahnbetriebes kam die Ventilatoranlage über dem Schacht nicht zur Ausführung, erst 1920 entschloß man sich zur Erstellung einer schwächeren Anlage mit provisorischem Charakter, und zwar mit

Fördermenge = 88 cbm/sek,
 erzeugtem Unterdruck = 4 mm W.-S.,
 Tourenzahl = 64 pro Minute,
 Kraftbedarf = 20 PS.

Es wurde indes vorgesehen, nach Bedürfnis später durch Vorschaltung eines zweiten gleichen Ventilators den Unterdruck auf 11 mm W.-S. zu erhöhen.

Es ist dabei immerhin zu bedenken, daß der Ventilator durch den Auftrieb der warmen Tunnelluft im Schacht unterstützt wird. Der Schachteinlauf (Abb. 150) ist aus Sicherheitsgründen im Tunnel seitlich angebracht.

Aus Abb. 151 ist die Konstruktion der von Gebrüder Sulzer, A.-G., Winterthur, installierten zweifachen Ventilatortrommel ersichtlich.

$D_2 = 2500$ mm, $D_1 = 2150$ mm, kurze, vorgekrümmte Schaufeln von 175 mm radialer Länge. Eine gute Luftführung ist durch die Leitfläche um die Welle gewährleistet, zuerst ein Konus, dessen Erzeugende geradlinig verlaufen und nachher umbiegen, um radial zum Eintritt in die Schaufeln überzuleiten. Für die vorhin angegebenen Leistungen eignet sich das in Abb. 151 dargestellte, beidseitig saugende Trommelgebläse sehr gut. Der großen Fördermenge entsprechen die beiden sehr

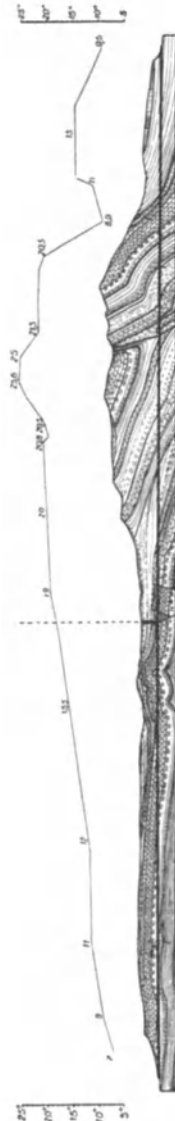


Abb. 149. Profil des Heuentein in der Tunnelachse.

großen Saugöffnungen und die stark vorwärts gekrümmte Schaufelung. Dem geringen Druck trägt die kleine Schaufelhöhe Rechnung. Die enge Schaufelung verbürgt hier einen guten Wirkungsgrad, ebenso die Luftführung im Saugraum. Die Zugstangen dienen zur Zentrierung des Schaufelringes, zur Kraftübertragung werden sie nicht beansprucht.



Abb. 150. Schachteinlauf.

In der Abbildung zeichnen sich die Schattenbilder der Schaufeln auf der Leitfläche ab, so daß ihre gekrümmte Oberfläche deutlich in Erscheinung tritt.

Eine Betriebsventilation vermittels Saugschacht hat den Vorzug, daß die Durchfahrt für die Züge frei bleibt. Beim Saccardo-Gebläse ist dies zwar auch der Fall, aber der Wirkungsgrad einer Anlage letzterer Art ist gering, außerdem bildet der Düsenring, aus dem die Luft mit Heftigkeit ausströmt, eine unangenehme Stelle.

Der Wirkungsgrad einer Tunnellüftung mit Vorhang ist ein hoher, hingegen wird das Vorhandensein des letzteren als ein Nachteil empfunden. Bei schwachem Verkehr fällt er indessen nicht sehr ins Gewicht. Andere Beispiele von Tunnellüftungen mit Saugschacht sind die auf

Seite 95 erwähnte Lüftung des Severntunnels in England und diejenige des Königstuhltunnels bei Heidelberg, erbaut etwa 1912, um-

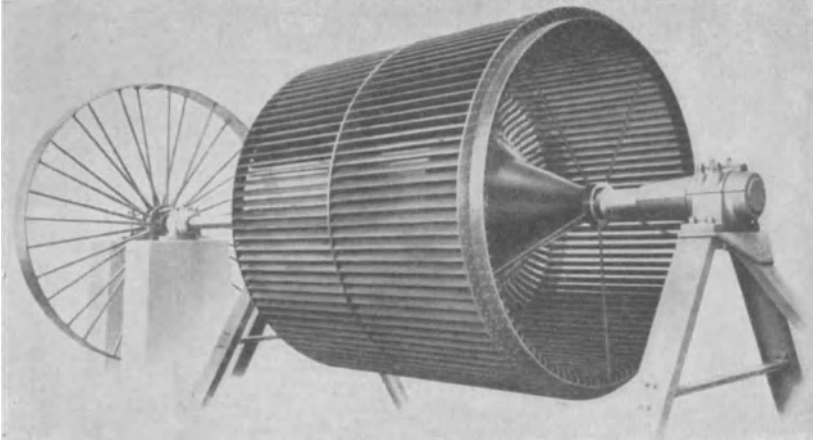


Abb. 151. Doppeltrommel des Sulzer Ventilators für den Hauensteintunnel.

gebaut 1925 mit Schachterweiterung. Siehe „Die Bautechnik“ 1925, Heft 12 und Jahrgang 1927.

2. Ventilatoranlage des Grenchenbergtunnels (Schweiz).

Als Beispiel einer Tunnellüftung mit Vorhang geben wir im Bild ohne weitere Erklärung die von der gleichen Firma ausgeführte Ventilatoranlage des Grenchenbergtunnels und verweisen auf das Berech-



Abb. 152. Ventilatoranlage für den Grenchenbergtunnel.

nungsbeispiel auf S. 120. Abb. 152 gibt eine Ansicht und Abb. 153 einen Dispositionsplan derselben.

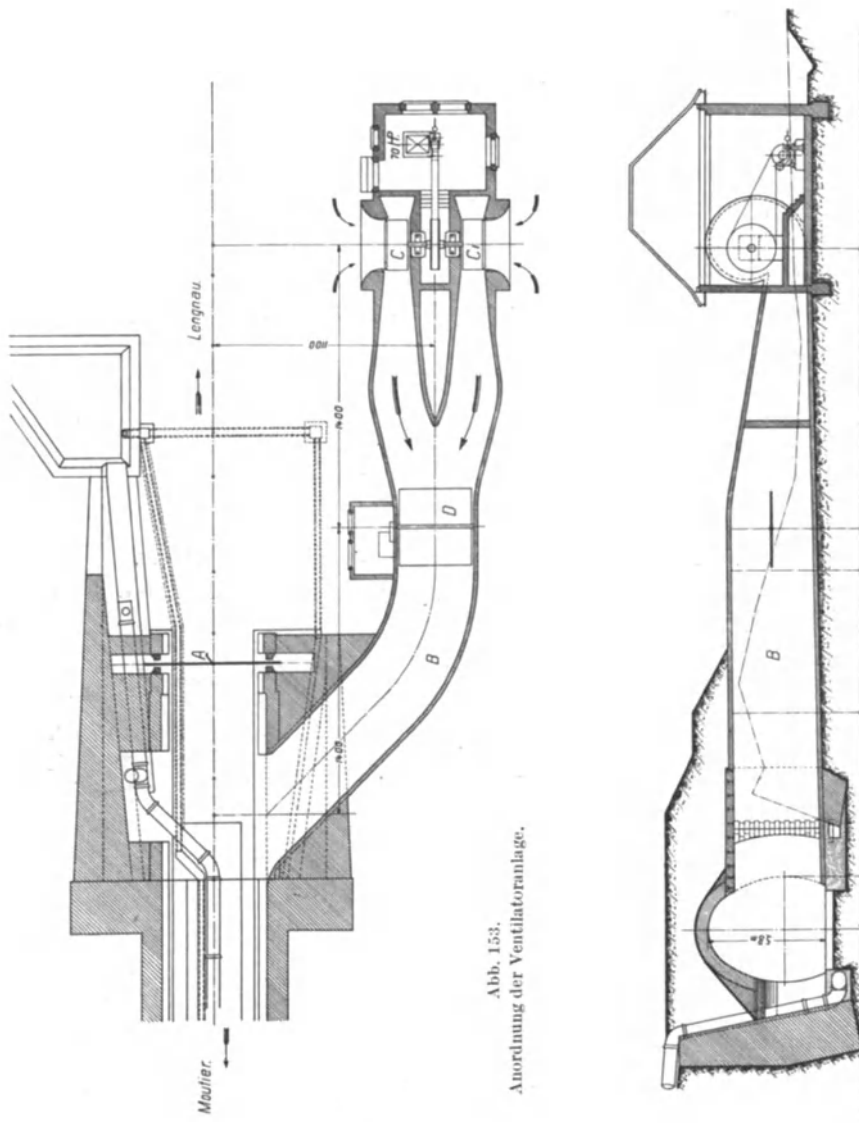


Abb. 153.

Anordnung der Ventilatoranlage.

**3. Die Ventilationsanlage des Simplontunnels¹, ausgeführt von
Gebrüder Sulzer, Winterthur.
(Mit Vorhang.)**

Solange der Simplontunnel eingleisig betrieben wurde, dienten noch die an beiden Tunnelenden aus der Bauzeit stammenden Venti-

¹ Sonderabdruck aus der Schweiz. Bauzg. Bd. 73. 1919.

lationsanlagen. Anlässlich des zweigleisigen Ausbaues des etwa 20 km langen Simplontunnels wurde eine neue Ventilationsanlage, und zwar auf der Nordseite in Brig erstellt (Abb. 154). Jede der beiden Tunnelröhren erhält durch den zugehörigen Ventilator 90 cbm Luft, die Tunnel I und Tunnel II in übereinandergelagerten Kanälen aus Eisenbeton zugeführt werden (Abb. 155, 156).

Der schwankende barometrische Unterschied zwischen Nord- und Südseite bzw. der veränderliche Widerstand ergab die nachstehend berechneten Betriebsverhältnisse, die durch Drehzahlregelung derart beeinflusst werden, daß sich Winddruck, Kraftbedarf und Wirkungsgrad

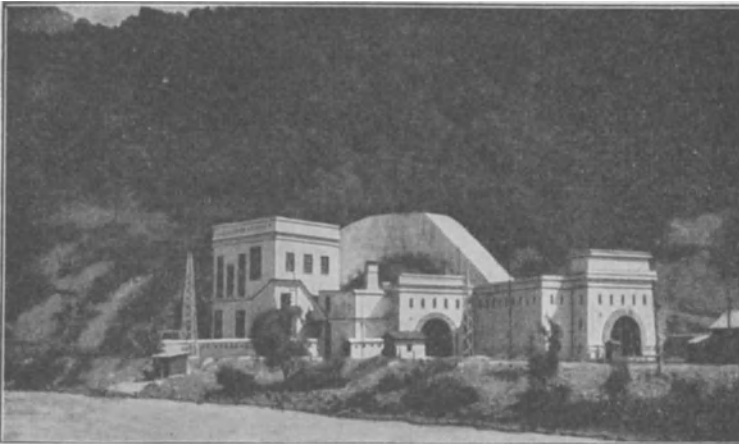


Abb. 154. Ansicht der Ventilatoranlage des Simplontunnels auf der Nordseite in Brig.

bei 180 cbm/sek Gesamtförderung zwischen den in nachstehender Tabelle angegebenen Grenzen ändern lassen.

Vorgesehene Daten	Normal	Minimal
Zu fördernde Luftmenge in cbm/sek	180	
Windpressung in mm Wassersäule	130	70
Kraftbedarf an der Ventilatorwelle, gemessen in PS_{eff}	500	300
Drehzahl n in der Minute	325	240
Wirkungsgrad des Ventilators	0,72	0,65
Spezifisches Gewicht der Luft im Mittel	1,15	

Die beiden Ventilatoren mußten demnach für die Normalleistung von je 180 cbm/sek und 130 mm W.-S. Windpressung gebaut werden. (In Beispiel 27 [Abb. 66] ist dieser Ventilator zwar mit etwas verschiedenen Angaben berechnet worden.)

Die Anordnung ist im übrigen so getroffen worden, daß beide Ventilatoren auch hintereinander geschaltet werden können, um außerordentlichen Verhältnissen zu genügen.

weiteres aus den Abbildungen erkenntlich. Die Konstruktion des Ventilators zeigt Abb. 66, Seite 116, und die Gestaltung zeigt Abb. 161.

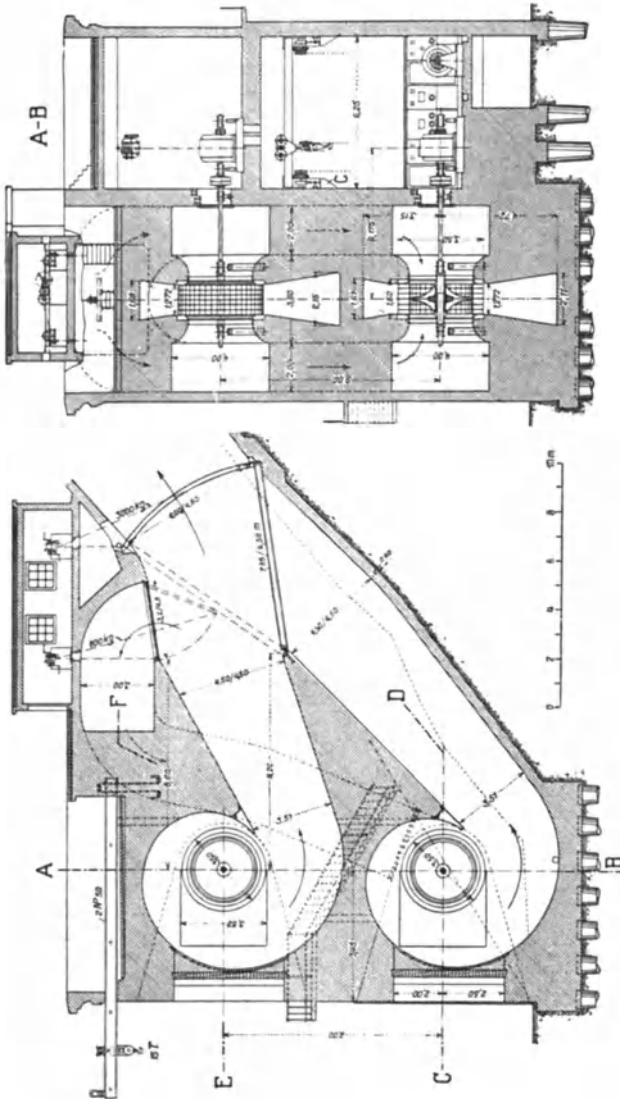


Abb. 158.

Abb. 157.
Abb. 157—160. Schnittfiguren der Simplon-Ventilatoranlage.

Die Gehäuse der Ventilatoren sind aus Mauerwerk hergestellt. An Umstellklappen sind vorhanden: eine Hauptumstellklappe im Dreieckskanal, eine obere Umstellklappe sowie vier Drehklappen.

Für weitere Angaben, auch baulich und bezüglich Kosten, wird auf den Originalaufsatz der Schweiz. Bauz. verwiesen.

Die Wirkung der neuen Anlage ist aus folgenden Zahlen ersichtlich.

Tunnel II	Lufttemperatur		Gesteinstemperatur ¹	
	alte Vent.	neue Vent.	alte Vent.	neue Vent.
Kilometer 7 ab Nordportal	29° C	23° C	—	—
Kilometer 8 ab Nordportal	30° C	25° C	33° C	28° C

Voraussichtlich werden die Temperaturen mit der Zeit noch etwas zurückgehen.

4. Die Saccardo-Gebläseanlage am Dössentunnel.

Das Saccardo-Gebläse dient zur Lüftung von Eisenbahntunnels im Betrieb. Das eigentliche Gebläse ist eine das Tunnelprofil umspannende Ringdüse, aus der die Luft mit großer Geschwindigkeit austritt, wobei ein Teil der Strömungsenergie in Druck umgesetzt wird, der hinreicht, um den Luftreibungswiderstand der Tunnelröhre zu überwinden.

Wenn auch die Düse nur eine passive Rolle spielt, so kann doch, namentlich in Anbetracht der Wichtigkeit des Organes, das Strahlgebläse genannt wird, gesagt werden, daß die vom Ventilator gelieferte Luft eine andere Art Gebläse antreibt und daß der Ventilator bei der Lüftung nur mittelbar betätigt ist. Das System wird nach seinem Erfinder Ingenieur Saccardo benannt, der dasselbe das erste-

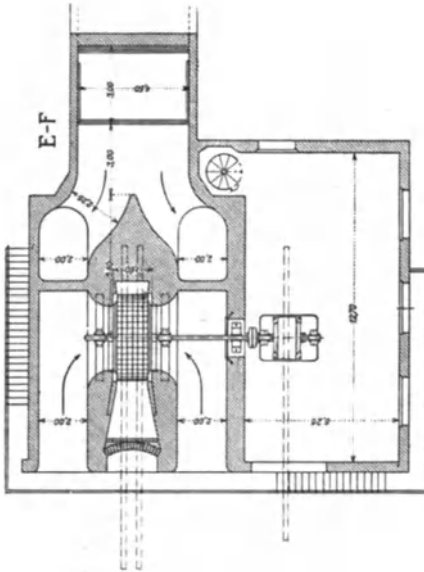


Abb. 160.

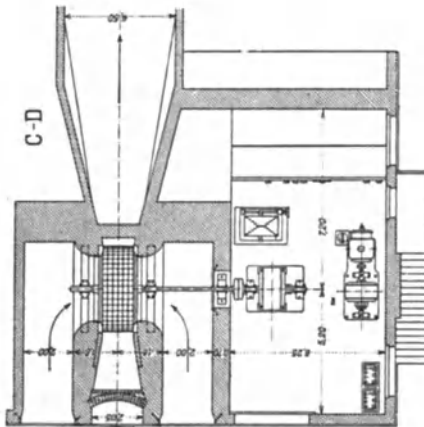


Abb. 159.

mal beim Prachiatunnel in Oberitalien anwendete. Es folgten dann

¹ In 1,5 m tiefem Bohrloch.

nach diesem System die Lüftungsanlagen des Gotthardtunnels, des Kaiser-Wilhelm-Tunnels bei Bochum und verschiedener Tunnels der im ersten Jahrzehnt dieses Jahrhunderts erbauten Tauernbahn, u. a. des Tauern- und des Dössentunnels. Der erstere ist 8550 m lang, der letztere nur 860 m, aber dafür mit einer Steigerung von $24\frac{9}{100}$, die eine künstliche Lüftung notwendig machte.

In neuerer Zeit sind unseres Wissens keine weiteren Saccardo-Tunnellüftungsanlagen erstellt worden. Es wird deshalb nach einer theoretischen Begründung dieses Systems kurz auf den Bau der Lüf-

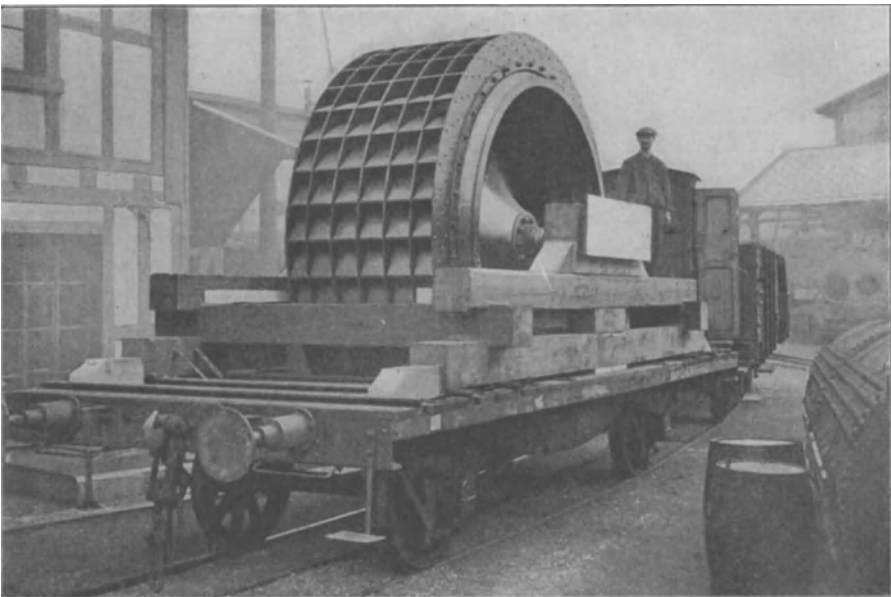


Abb. 161. Laufrad für die Simplonventilation.

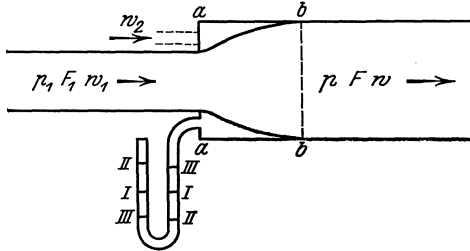
tungsanlage des Dössentunnels eingetreten und im übrigen verwiesen auf den Aufsatz „Die Tunnel-Lüftungsanlagen der Tauern-Bahn“ von Ingenieur Rudolf Schumann in der Z. V. d. I. Bd. 59, Nr. 13 und 16. 1915, und das Buch „Künstliche Lüftung im Stollen- und Tunnelbau und von Tunnels im Betrieb“ von Dr. sc. techn. E. Wiesmann, Ingenieur, Zürich 1919.

Im allgemeinen kann gesagt werden, daß die Lüftung von Tunnels im Betrieb durch die Einführung der elektrischen Traktion an Bedeutung stark eingebüßt hat. Sie bezweckt vor allem die Bekämpfung der Rauchplage. Am sichersten geschieht dies durch rauchlose Lokomotiven, ganz besonders durch den elektrischen Betrieb. Auf tunnelreichen Eisenbahnlinien entschließt man sich heute leicht dazu.

Für den obengenannten Ausfall hat das Automobil in den Straßentunnels einen Ersatz gebracht. Die Auspuffgase der Kraftwagen verderben bei starkem Verkehr die Luft sehr rasch, so daß die Straßentunnels eine kräftige Lüftung erfordern, und da, wo die Kraftwagen dicht aufeinanderfolgen, hat man die Querlüftung eingeführt, wie z. B. beim Straßentunnel Oakland-Alameda in Kalifornien und beim Hollandtunnel New York-New Jersey, wovon weiter unten die Rede sein wird.

Das System Saccardo hat überdies keine große Verbreitung gefunden, seines geringen mechanischen Wirkungsgrades wegen. Es bietet indes ganz interessante Probleme.

Die Wirkungsweise seines Strahlgebläses und die dabei auftretenden Energieverluste sind identisch mit den Erscheinungen, die bei einer



plötzlichen Erweiterung in einer Rohrleitung auftreten, deshalb wird vorerst diese untersucht (Abb. 162).

Es ströme aus dem engen Rohr vom Querschnitt F_1 die Flüssigkeit vom spezifischen Gewicht γ und dem Druck p_1 mit der Geschwindigkeit w_1 in den plötzlich

erweiterten Teil der Rohrleitung über und verteile sich im Querschnitt F über das ganze Profil. Dann sinkt die Durchflußgeschwindigkeit. Die lebendige Kraft (dynamische Druckhöhe) der Flüssigkeit nimmt ab, ein Teil derselben verwandelt sich in Druck, daher $p > p_1$, ein anderer Teil B setzt sich in Wärme um. Wir nehmen an, daß sich diese Wärme durch die Wände der Rohrleitung verflüchtigt, somit können wir B als einen reinen Verlust betrachten, daher

$$\frac{p - p_1}{\gamma} = \frac{w_1^2 - w^2}{2g} + B \text{ m L.-S.} \quad (185)$$

Der Verlust B an Druckhöhe hat den bekannten Wert

$$B = \frac{(w_1 - w)^2}{2g} = \zeta \frac{w^2}{2g}, \quad (186)$$

$$\zeta = \frac{(w_1 - w)^2}{w^2} = \left(\frac{w_1}{w} - 1\right)^2 = \left(\frac{F_1}{F} - 1\right)^2.$$

Gehen wir vom Atmosphärendruck aus, so bedeuten p_1 und p Überdrücke. Nach w_1 umgerechnet wird $B = \left(1 - \frac{F_1}{F}\right)^2 \frac{w_1^2}{2g}$. Von der dynamischen Druckhöhe $\frac{w_1^2}{2g}$ bleibt übrig

$$\frac{w_1^2}{2g} - B = \left[2 \frac{F_1}{F} - \left(\frac{F_1}{F}\right)^2\right] \cdot \frac{w_1^2}{2g} = m \frac{w_1^2}{2g}; \quad m < 1. \quad (187)$$

Daraus folgt der bekannte Satz über Strahlenapparate:

Die Depression oder der Pressungsunterschied ist nur abhängig vom Verhältnis des Querschnittes des Aufsatzrohres zum Düsenquerschnitt.

Beim Durchströmen einer Flüssigkeit durch eine plötzliche Erweiterung unterscheiden wir drei Fälle:

1. Der Widerstand des erweiterten Rohres hält dem Überdruck p das Gleichgewicht. Im Querschnitt $a-a$ (Abb. 162) ist der Überdruck = 0. Bringen wir in der senkrechten Wand $a-a$ ein Wassermanometer an, so steht das Wasser in beiden Schenkeln gleich hoch. Wir könnten diese Wand wegnehmen, ohne daß durch die entstandene Öffnung Luft ein- oder ausströme.

2. Der Widerstand des erweiterten Rohres ist so groß, daß im Querschnitt $a-a$ ein gewisser Überdruck entsteht. Die Flüssigkeitssäulen des Wassermanometers nehmen die Stellung $II-II$ ein. Durch eine Öffnung in der Wand $a-a$ würde Luft rückwärts ausströmen.

3. Der Widerstand des erweiterten Rohres ist so klein, daß sich der statische Überdruck nicht ausbilden kann. An der Wand $a-a$ entsteht ein Unterdruck. Das Wassermanometer zeigt die Stellung $III-III$. Durch eine Öffnung in der Wand $a-a$ würde Luft mit der Geschwindigkeit w_2 angesaugt werden, die sich mit der Treibluft bzw. Flüssigkeit mischt (Strahlpumpe), wodurch durch den Zusammenstoß beider Flüssigkeiten ein zweiter Widerstand entstehen würde. Ein ähnlicher Verlust tritt ein bei dem Rückwärtsausströmen eines Teiles der Treibflüssigkeit. In diesem Fall bleibt ihre Stoßwirkung, hingegen ist die lebendige Kraft der entweichenden Flüssigkeitsmasse verloren.

Der zweite Verlust ist dem in Frage kommenden Gewicht G_2 und der erste dem Gewicht G_1 proportional, und der Gesamtverlust ist

$$B_g = G_1 \frac{(w_1 - w)^2}{2g} + G_2 \frac{(w_2 - w_1)^2}{2g} \text{ kg} \quad (188)$$

Damit sind wir imstande, mit einigen Anpassungen an die gegebenen Verhältnisse ein Saccardo-Gebläse zu berechnen.

Abb. 163 gibt schematisch einen Durchschnitt durch ein Saccardo-Gebläse mit den in Rechnung zu setzenden Größen und darunter eine Darstellung des Druck- und Geschwindigkeitsverlaufes (Abb. 164). Es empfiehlt sich, die Rechnung schrittweise vorzunehmen, besser als sich auf eine allgemeine Formel zu stützen, damit die Übersicht über den Verlauf des Vorganges nicht verlorengeht.

Ausschlaggebend sind folgende Größen:

1. der Düsenquerschnitt F_1 ;
2. der Querschnitt der Verengung F_2 ;
3. der Querschnitt des Tunnels F_3 ;

4. der Neigungswinkel α , den die aus der Ringdüse austretenden Luftstrahlen mit der Achsenrichtung bilden.

Das Verhältnis der vier Größen zueinander bedingt in erster Linie die Größe des Energieverlustes. Neben diesen gesetzmäßigen theoretischen Verlusten treten noch eine Anzahl schwer kontrollierbarer Widerstände auf, die das Rechnungsergebnis trüben. Diese werden zunächst durch Einführung eines Beiwertes berücksichtigt.

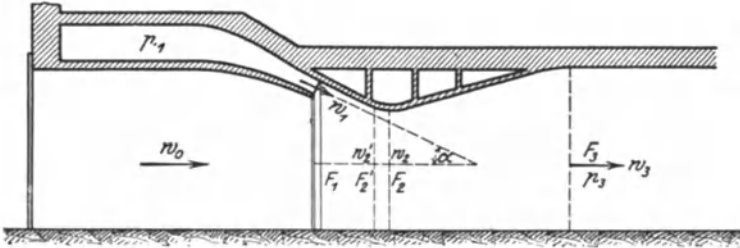


Abb. 163. Schnitt durch eine Saccarddüse.

Unter diesen besonderen Widerständen haben wir uns folgendes vorzustellen:

a) Eine gleichmäßige Geschwindigkeit der Luftteilchen in demselben Querschnitt des Luftkegels, der relativ groß ist, ist nicht zu erwarten, auch verlaufen die Strahlen in der Tunnelrichtung, bevor sie

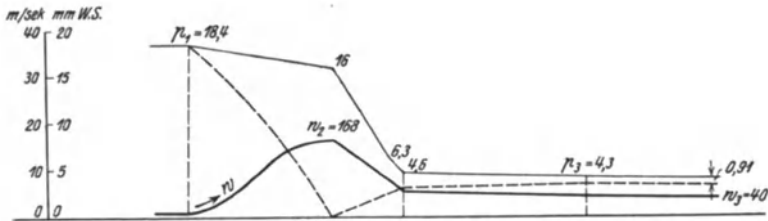


Abb. 164. Verlauf des statischen und des Gesamtdruckes sowie der Geschwindigkeit.

sich in der Spitze des Kegels treffen; dabei rechnen wir mit einer mittleren Geschwindigkeit.

b) Die Ausflußgeschwindigkeit aus der Düse berechnet sich der Einfachheit halber nach der Bernoullischen Formel. Diese liefert etwas zu große Werte.

c) Von gewissem Einfluß ist auch die Entfernung der Düsenöffnung F_1 vom verengten Querschnitt F_2 ; diese soll möglichst kurz bemessen werden.

d) Daneben bilden sich energieverzehrende Wirbel usw.; außerdem tritt ein Ausgleich der Geschwindigkeiten w_1 , w_2 und w_0 nicht gerade an der der Rechnung zugrunde gelegten Stelle ein; der Einfluß dieser Erscheinung entzieht sich der Rechnung.

Der rechnermäßig zu erfassende Hauptverlust entsteht beim plötzlichen Übergang der Luft aus dem Düsenquerschnitt F_1 in den 3–5mal größeren Querschnitt F_2 . Derselbe beträgt auf die Volumeneinheit bewegter Luft

$$B_{1-2} = \frac{\gamma(w_1 - w_2)^2}{2g} = \gamma \left(\frac{F_2}{F_1} - 1 \right)^2 \frac{w_2^2}{2g} \text{ mm W.-S.} \quad (189)$$

(oder ohne γ in Meter Luftsäule) unter der Voraussetzung, daß der Luftstrom genau im Querschnitt F_2 eine gleichmäßig verteilte Geschwindigkeit vom Mittelwert w_2 annehme.

Nun kann aber der Fall eintreten, daß eine solche schon früher eintritt, z. B. im Querschnitt $F'_1 > F_2$ und mit einer Geschwindigkeit $w'_2 < w_2$ (Abb. 163).

In der Folge wird $B'_{1-2} > B_{1-2}$.

Das tritt, wie auch aus dem Versuch von Schumann zu schließen ist, bei einer verhältnismäßig kleinen Ausfluggeschwindigkeit w_1 aus der Düse ein. Darin liegt unseres Erachtens die Ursache des schlechten Nutzeffektes dieser Fälle.

Wird bei dem Vorgang zugleich Luft durch das Portal angesaugt, die sich mit der Treibkraft im Querschnitt F_2 vereinigt und mit ihr zusammen die Geschwindigkeit w_2 annimmt, so besteht offenbar das Verhältnis $\frac{w_1}{w_2} = \frac{F_2}{F_1}$ nicht mehr. Es kommt für F_2 eine kleinere Fläche, beim Abstoßen von Luft eine größere in Betracht.

Es sei das Verhältnis der durch den Tunnel bzw. durch F_2 strömenden Luft V zur angesaugten Luft V_0 gleich $1 : \varepsilon$, so besteht das Verhältnis $w_1 : w_2 = (1 - \varepsilon)F_2 : F_1$.

Es kann aber auch der Fall eintreten, daß die Vereinigung von V_1 und V_0 schon früher stattfindet in einem Querschnitt $F'_2 > F_2$, so daß tatsächlich eine Verkleinerung der nutzbaren Fläche nicht vorkommt, indem $(1 - \varepsilon)F_1 \cong F_2$ sein kann.

Die Berechnung hat sich auf die Dimensionen der Anlage und auf die durch den Tunnel strömende Fördermenge zu stützen, deshalb behalten wir für alle Fälle die Fläche F_2 bei und führen dafür einen durch Versuch bestimmten Beiwert ein.

Da unter allen Umständen solche von den Dimensionen abhängige Energieverluste zu erwarten sind, so nehmen wir zuerst einen konstanten Beiwert k an und daneben einen veränderlichen x .

Die Freiheit in der Wahl der Querschnitte F_1, F_2, F_3 ist eine beschränkte. Diese drei Größen sind von den praktischen Bedingungen des Eisenbahnbetriebes abhängig. Innerhalb dieser Einschränkungen gelten für den Entwurf eines Saccardo-Gebläses nachstehende Forderungen:

1. Die Düsenöffnung möglichst groß, doch soll sie so bemessen werden, daß die Ausflußgeschwindigkeit der Luft normalerweise nicht unter 15 bis 20 m/sek sinkt.

2. Der verengte Querschnitt F_2 ist so klein als möglich anzunehmen. Man suche auch, soweit es der Eisenbahnbetrieb zuläßt, die

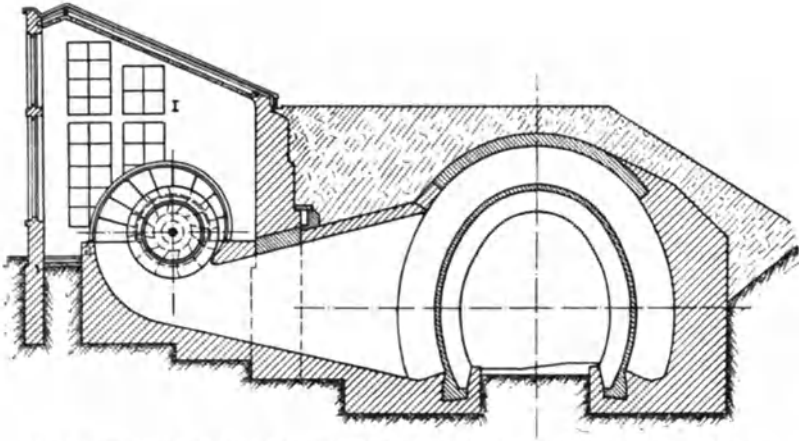


Abb. 165. Längsschnitt der Luftzuführung, Querschnitt des Tunnels und der Luftkammer.

Einschränkung des Lichtraumprofils auf Schienenhöhe auszunützen, namentlich bei Anlagen für lange Tunnels, d. h. mit einem großen Widerstand.

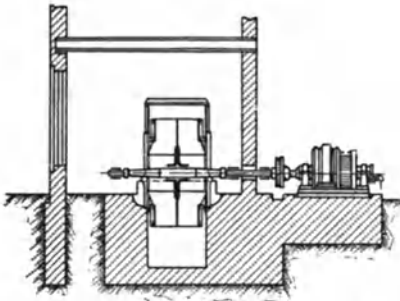


Abb. 166. Querschnitt durch den Ventilator und Ventilatorraum.

3. Man wähle den Neigungswinkel α klein, d. h. einen schlanken Strahlenkegel.

4. Trotzdem soll der Abstand zwischen F_1 und F_2 nicht zu groß ausfallen.

5. Scharfe Ecken und Kanten sowie unvermittelte Übergänge sind tunlichst zu vermeiden.

Bei der Berechnung sind die für die Strahlgebläse im allgemeinen geltenden drei Fälle auseinanderzuhalten:

- a) es wird ein gewisses Quantum Luft durch das Portal angesaugt;
- b) es wird weder Luft angesaugt noch abgestoßen (Grenzfall);
- c) es entweicht ein Teil der Treibluft V_1 rückwärts aus dem Portal.

Die Energie dieses Teiles trägt trotzdem zur Druckvermehrung bei, hingegen hat das Abstoßen der Luft große Widerstände zur Folge, überdies geht die lebendige Kraft der entweichenden Luft verloren. Der Fall c) ist der ungünstigste.

Die Luftanlage am Dössentunnel.

Ventilator von Dinnendahl geliefert. Bauart Capell; 3,4 m Rad-durchmesser, 1,8 m Radbreite, Drehzahl regulierbar zwischen 70 und 200 Umdrehungen pro Minute. Normale Liefermenge 130 cbm/sek,

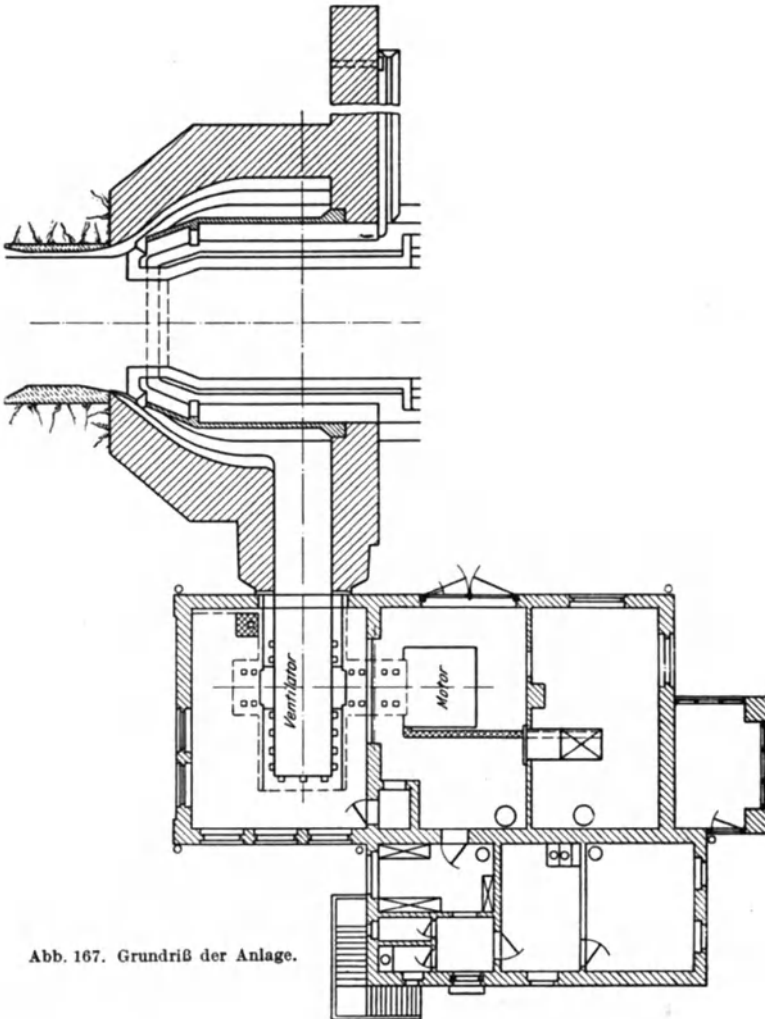


Abb. 167. Grundriß der Anlage.

Antrieb 175 PS. Wird elektrisch betrieben durch einen Drehstrom-kollektormotor der österreichischen Siemens-Schuckert-Werke, stark regulierbar mit Höchstleistung von 200 PS. Die Anlage wird gekennzeichnet durch die Abb. 165—169. Auf die baulichen Verhältnisse wird

nicht eingetreten. Die Düse a (Abb. 169) besteht aus Eisenbeton mit einer Weite von 35 cm. Die Luftführungsblende (Wulst mit Querschnitt F_2) umfaßt hier, dem verfügbaren Raum entsprechend, das ganze Profil. Die Düsenöffnung ist nicht, wie z. B. bei der Tauern-

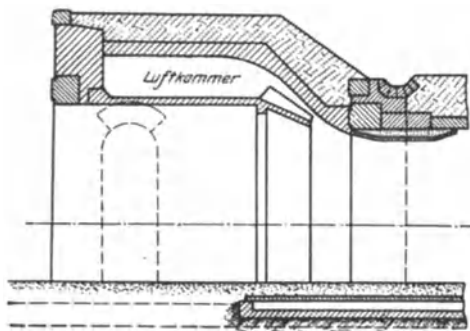


Abb. 168. Längsschnitt durch Luftkammer und Ringdüse.



Abb. 169. Ansicht der Ringdüse vom Portal aus.

und Gotthardanlage, unter den Schienen fortgesetzt, ohne daß dadurch die gute Wirkung beeinträchtigt wurde.

Über die Betriebsergebnisse ist im Auszug kurz folgendes zu erwähnen. Die gewünschte Fördermenge von 7800 cbm/min tritt bereits bei 155 Uml/min ein statt erst bei 200, der Vorausberechnung entsprechend.

Der Wirkungsgrad der Düse ist höher als beim Tauerntunnel, weil das Verhältnis $F_1 : F_2$ günstiger bzw. größer ist als am letzteren, wie denn auch das Saccardo-System für einspurige Tunneln geeigneter ist als für das weite Profil eines zweisepurigen Tunneln.

Der Einfluß der natürlichen Strömungen im Tunnel in Beziehung zu den Umlaufzahlen ist in Abb. 170 dargestellt. Der Verlauf der Geschwindigkeitskurven ist ein gesetzmäßiger und stetiger. Wir ersehen daraus, daß bei 140 Uml/min der Einfluß des natürlichen Luftzuges in bezug auf die erzielte Luftgeschwindigkeit nicht mehr groß ist und

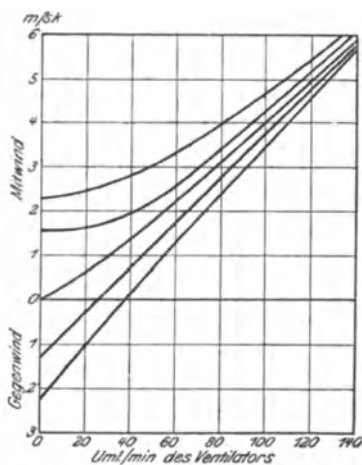


Abb. 170. Einfluß von Gegenwind und Mitwind.

schon bei 140 Uml/min der Einfluß des natürlichen Luftzuges in bezug auf die erzielte Luftgeschwindigkeit nicht mehr groß ist und

daß z. B. bei einem Gegenwind von 2,2 m/sek die Luftgeschwindigkeit im Tunnel bei ungefähr 40 Umdrehungen des Ventilators Null wird u. a. m.

5. Belüftung von Straßentunnels.

Neuere, zuerst in Nordamerika ausschließlich für diesen Zweck gebaute Straßentunnels dienen in erster Linie dem Automobilverkehr. Die Auspuffgase enthalten das schädliche Kohlenoxyd, daneben Kohlen- säure und zum Teil übelriechende Verbrennungsprodukte, die eine leb- hafte Lüfterneuerung erfordern. Der Gehalt an Kohlenoxyd soll 4 zeh- tausendstel Volumenteile der Luft nicht überschreiten. Eine Längs- lüftung wie bei Eisenbahntunnels erfüllt bei dem starken Automobil- verkehr den Zweck nicht, außerdem würde dabei eine große Feuers- gefahr bestehen. Die verbrauchte Luft soll also nicht in der Tunnel- richtung abziehen, sie soll sich von unten nach oben bewegen und auf diesem Wege die Brennstoffgase abführen.

Es sind ungeheuer große Luftmengen, die in Bewegung gesetzt werden müssen, so verlangt z. B. der Hollandtunnel zwischen New York und New Jersey bei stündlich 42maligem Luftwechsel 104750 cbm Luft in der Minute, die durch 84 Ventilatoren mit je 2250 bis 6300 cbm/min geleistet werden unter einer Pressung bzw. Depression von 15 bis 92mm W.-S. Die Ventilatoren verteilen sich auf vier Türme, von denen 28 Luftkanäle ausgehen, je 14 Kanäle für Frischluft unter Überdruck und 14 Kanäle, durch die die angesaugte Luft zurückbefördert wird. Die Betriebskraft beträgt 4000 bis 6000 PS.

Der Tunnel besteht bekanntlich aus zwei getrennten Röhren, jede für eine besondere Fahrrichtung. Die Ausgänge und Zugänge beider Tunnelröhren liegen nicht unmittelbar nebeneinander, um bei dem Aufstauen des Verkehrs in einer Richtung genügend geräumige Aus- bzw. Einfahrtsmöglichkeiten zu haben. Die Fahrbahn beträgt 6,10 m; sie bietet Raum für zwei Fahrzeuge nebeneinander. Die Leistungs- fähigkeit ist 3800 Fahrzeuge in der Stunde oder 46000 Wagen täglich. Die Gesamtlänge eines Tunnels beträgt 2820, zwischen beiden Portalen in der Luftlinie 2577 m.

Die Ventilatoranlage bildet einen ganz wesentlichen Bestandteil des Tunnels. Es liegt indes nicht im Rahmen dieses Buches, auf die Einzelheiten der Anlage einzutreten, es genügt eine grundsätzliche Erklärung der Querlüftung; im übrigen wird auf die ziemlich umfang- reiche Literatur verwiesen¹.

¹ Engineering News Record vom 10. III. 1927, S. 392 und 9. VI. 1927, S. 934. — Sehr ausführlich und bildet die Grundlage nachstehender Veröffentlichungen: Bauing. 1925, Nr. 1; 1926, Nr. 44; Bautechnik 1925, H. 12 und Jg. 1927 und 1928; Génie civil, 13. VIII. 1927; Dt. Bauzg. 1929, Nr. 9.

Für weitere Erläuterungen eignen sich die einfacheren Verhältnisse des nach dem gleichen Prinzip belüfteten Oakland-Alameda-Straßentunnels bei San Franzisko besser.

An den Tunnelausgängen sind Lüftungstürme mit den notwendigen maschinellen Einrichtungen aufgebaut. Ihre Entfernung in der Luftlinie beträgt 1067 m. In der Tunnelmitte ist eine kurze, beinahe wagrechte Strecke, von der aus die beiden Rampen mit 4,5% ansteigen. Abb. 171 stellt ein schematisches Längsprofil dar.

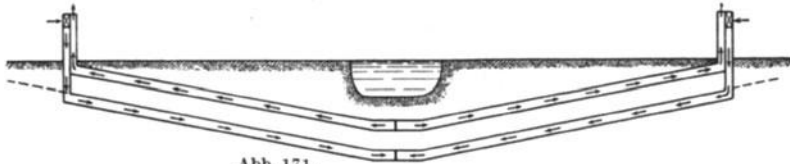


Abb. 171.

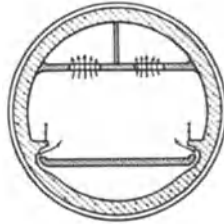


Abb. 172.

Abb 171 und 172. Längs- und Querschnitt durch den Oakland-Alameda-Straßentunnel.

Der kreisrunde Querschnitt, Abb. 172, zeigt im mittleren Teil den Raum für die Fahrbahn, unter deren Boden der im Querschnitt 12 qm messende Frischluftkanal verläuft, aus dem in kurzen Abständen die Luft seitlich austritt, gegen die Decke aufsteigt und vom darüberliegenden Abzugskanal mit den Verbrennungsgasen abgesaugt wird. Die verbrauchte Luft tritt dabei durch je zwei nebeneinanderliegende Öffnungen ein. Der im Querschnitt ebenfalls ungefähr 12 qm große Raum ist zur Luftführung und Vermeidung von Wirbelungen durch eine senkrechte Wand längsgeteilt.

Die Weite der seitlichen Austrittsöffnungen wie auch der Eintrittsöffnungen an der Decke kann durch Schieber verengt oder vergrößert werden. Druckunterschied und Luftgeschwindigkeit werden vermittels geeigneter Apparate gemessen und danach die Weite der Öffnungen eingestellt, so daß eine gleichmäßige Luftverteilung über die ganze Tunnellänge stattfindet. Diese Regulierung war wohl zu Anfang des Betriebes etwas umständlich. Später genügte eine periodische Prüfung zur Aufrechterhaltung und Verfeinerung des Lüftungszustandes. Daneben bestehen Apparate zur fortwährenden Prüfung des Kohlenoxydgehaltes der Luft mit Fernübertragung nach dem Maschinenhaus. Auf

diese Weise kann nach Bedarf die Luftzuführung ermäßigt oder verstärkt werden.

In der Tunnelmitte sind die Luftkanäle durch eine Querwand unterbrochen, so daß jedem Lüftungsturm eine Tunnelhälfte zugeteilt ist. Das Prinzip ist einfach und klar, die Ausführung hingegen ist des großen Ausmaßes und der vielen Einzelheiten wegen etwas verwickelt; sie erforderte ein sorgfältiges Studium mit dem Ergebnis einer stets reichlichen und regelmäßigen Lüftung.

6. Verschiedene neuere Grubenventilationen,

ausgeführt durch das Werk Essen der Westfalia-Dinnendahl A.-G. Bochum.

Im Besitze diesbezüglicher Unterlagen geben wir ohne weitläufige Erklärungen Abbildungen einiger neuerer Ausführungen des genannten Werkes, die einen Einblick in das interessante Gebiet großer Ventilatoranlagen gestatten.

1. Möllerschächte, Gladbeck.

Im Jahre 1925 wurde auf den Möllerschächten der Staatlichen Bergwerksinspektion II zu Gladbeck eine Ventilatoranlage in

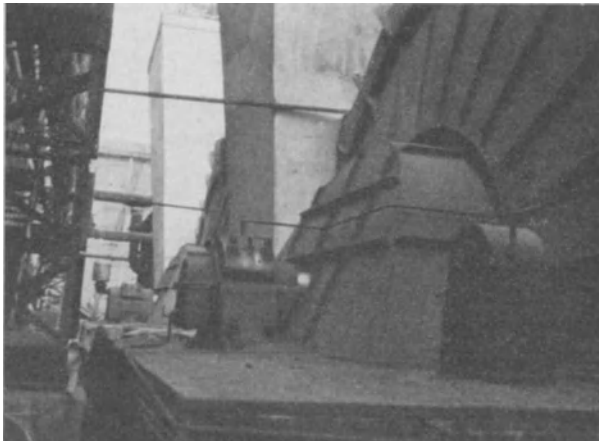


Abb. 173. Ventilatoren über den Möllerschächten, Gladbeck.

Betrieb genommen, bei der die örtlichen Verhältnisse es notwendig oder doch wünschenswert erscheinen ließen, den ausgeführten, zusammen mit dem später aufzustellenden zweiten Ventilator in der Weise hintereinander zuschalten, daß der neuangelegte Wetterkanal vom Schacht her zum ersten Ventilator und unter diesem hinweg zum zweiten Ven-

tilator geführt wurde. Hieraus ergab sich die Möglichkeit, den Wetterkanal, dessen lichte Höhe 6000 mm und dessen Breite 5500 mm beträgt, nahe unter die Gebäudeoberfläche zu legen.

Der von dem Essener Werke Westfalia Dinnendahl A.-G. in Bochum hergestellte Ventilator ist für **20000 cbm/min** und **360 mm W.-S.** Depression entsprechend der äquivalenten Weite der Grube von **6,65 qm** gebaut¹.

Drehzahl $n = 135/\text{min}$ und Kraftaufwand $N_e = 2140$ PS. Der Antrieb erfolgt durch eine Dampfmaschine von 1100 mm Zylinderdurchmesser und 1000 mm Hub.

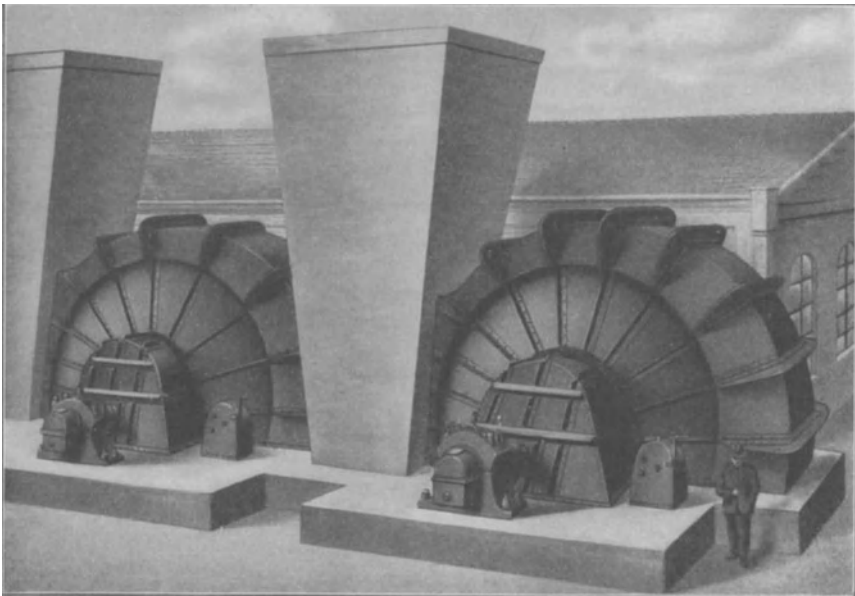
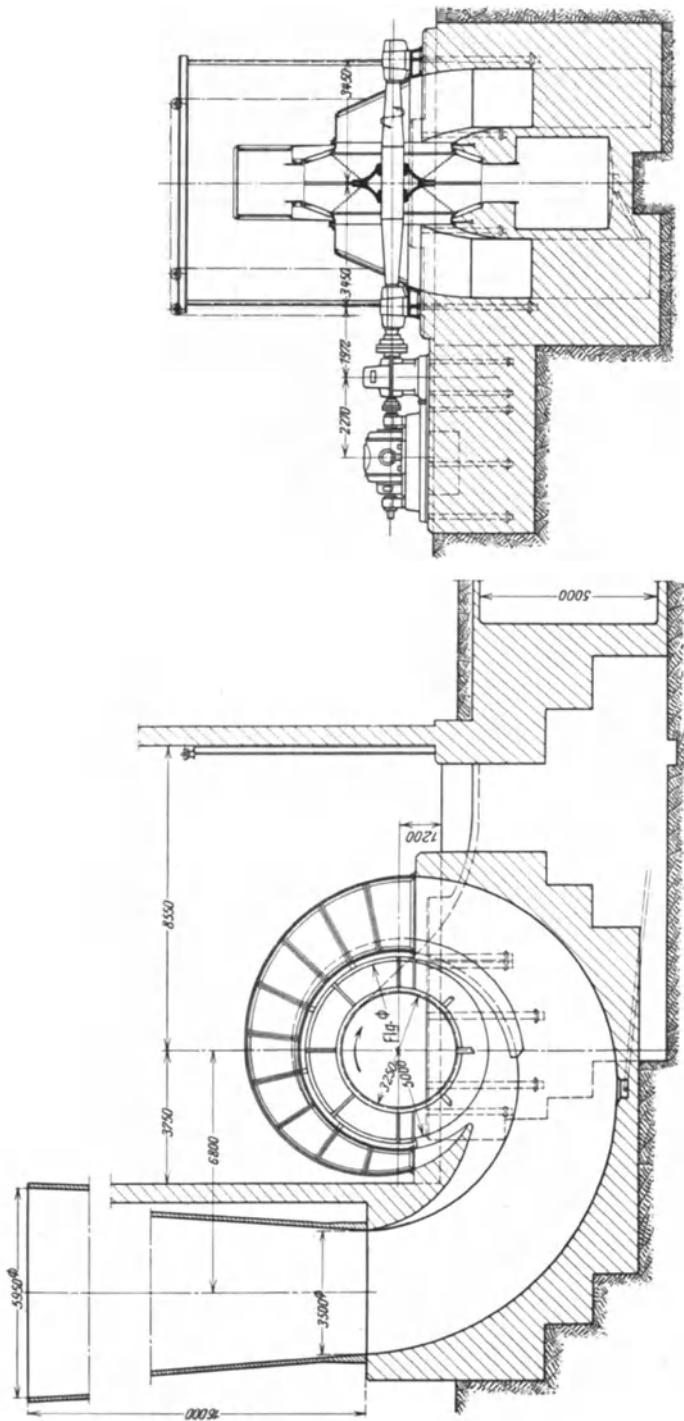


Abb. 174. Einseitig saugende Ventilatoren auf Zeche Bonifacius.

Das zweiseitig saugende Ventilatorflügelrad von **9000 mm** Durchmesser sitzt auf einer Maschinenwelle, deren Durchmesser im mittleren Teil **750 mm** und deren Länge von Mitte zu Mitte Lager **8000 mm** beträgt.

Der obere Teil des Flügelradgehäuses sowie die beiden Hauben über den Luftkanälen bestehen aus Stahlblech mit Profileisenverstärkung. Der in Eisenbeton gefertigte Auswurftrichter hat eine Höhe von **12 m** über der Maschinenflur. Das Flügelrad ist doppelseitig mit konischen

¹ Glückauf 1925, S. 1538.



b

a

Abb. 175. Elektrisch betriebener Ventilator der Zeche Holland. a) Längsschnitt. b) Querschnitt.

Seitenwänden aus Stahlblech und Profileisen zusammengenietet, sorgfältig ausgerichtet und ausgewuchtet.

Klappen für den ersten Ventilator in beiden Kanälen schließen die Luftförderung gegen den zweiten Ventilator ab und können bei Hinter-

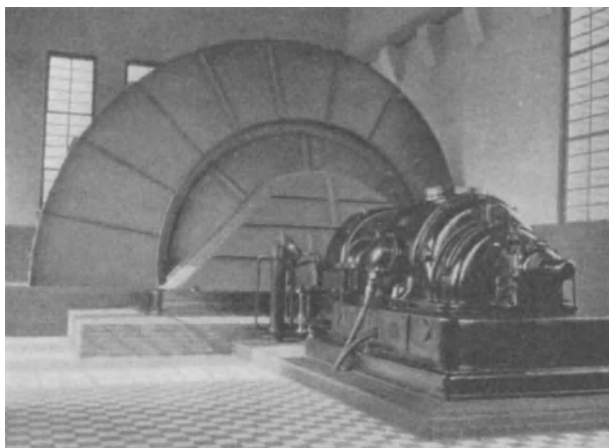


Abb. 176. Ventilator der Zeche Holland.

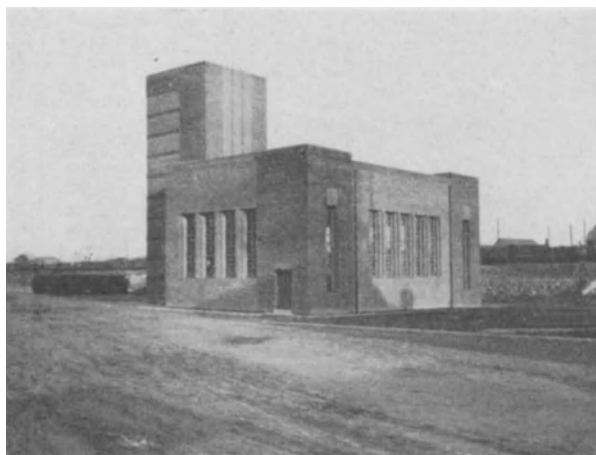


Abb. 177. Maschinenhaus der Ventilatoranlage.

einanderschaltung oder alleinigem Betrieb des zweiten Ventilators umgestellt werden.

Das außerordentliche Ausmaß dieser Anlage geht aus Abb. 173 hervor. Im Vordergrund befindet sich der eben beschriebene Ventilator und im Hintergrund der jüngst erstellte zweite Ventilator.

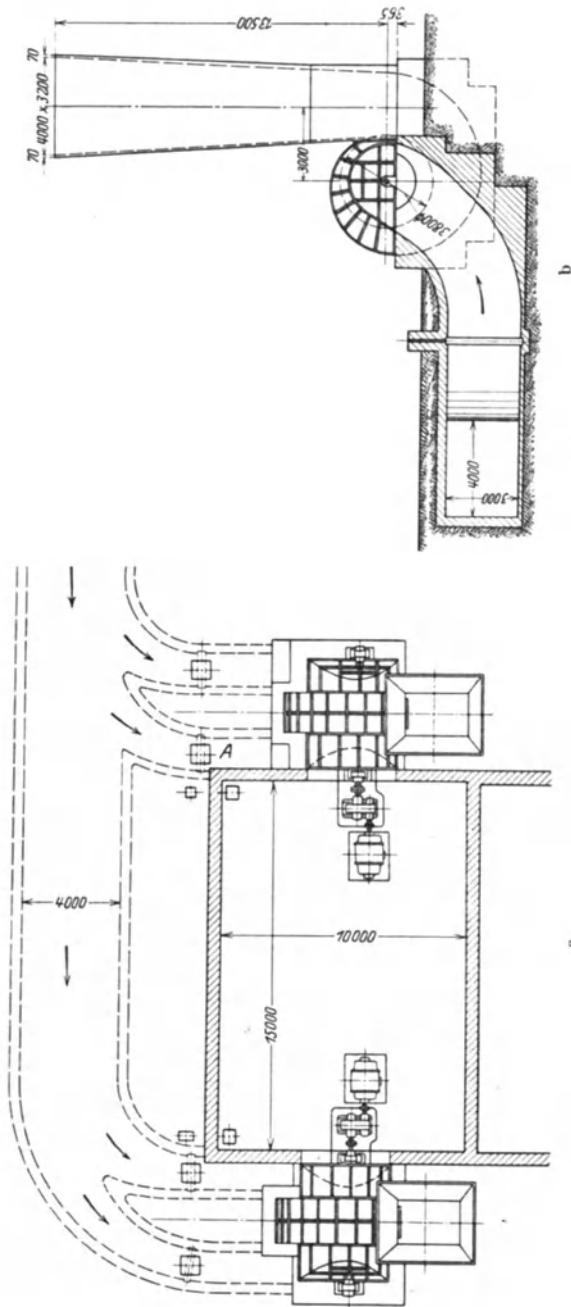


Abb. 178. Doppelventilatoranlage Gewerkschaft Constantin der Große. a) Grundriß. b) Längsschnitt.

2. Zeche Bonifacius.

Von derselben Firma wurde auf Zeche Bonifacius der Gelsenkirchener Bergwerks A.-G. ein einseitig saugender Grubenventilator aufgestellt, der mit

schnellaufendem Elektromotor und mit Hilfe eines Zahnradgetriebes der Firma Friedrich Krupp A.-G. angetrieben wird.

Raddurchmesser $D = 4500$ mm, Fördermenge $V = 10000$ cbm/min., Depression $h_s = -400$ mm

W.-S., Drehzahl $n = 293$ /min, Betriebskraft $N_e = 1200$ PS. Der Motor macht 1465 Umdrehungen in der Minute, das Übersetzungsverhältnis beträgt 1:5 (Abb. 174).

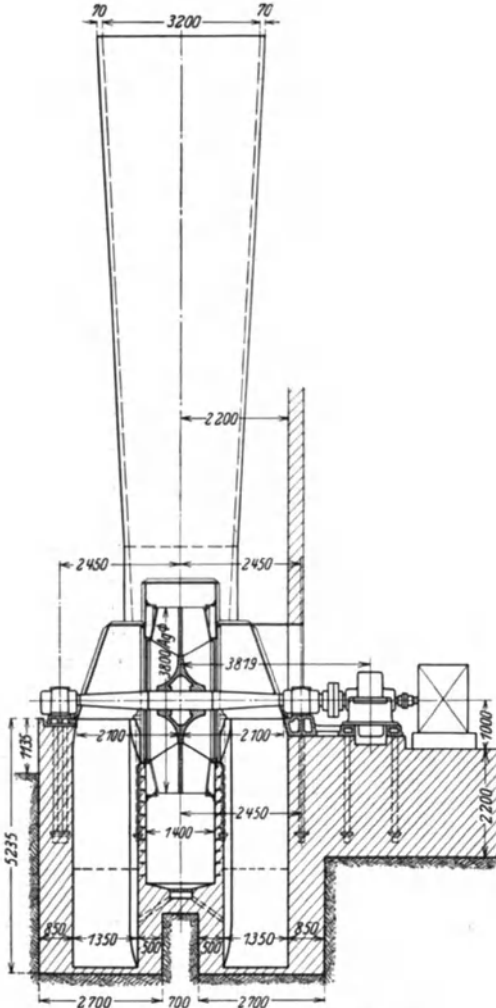


Abb. 179. Querschnitt zu Abb. 178.

Abb. 175a und b zeigt einen Längsschnitt und einen Querschnitt der Ventilatoranlage mit Betrieb durch Elektromotor mit Zahnradgetrieb.

Abb. 176 gibt eine perspektivische Ansicht des Ventilators, und Abb. 177 zeigt das betreffende Maschinenhaus.

3. Hollandschacht.

Der genannte Schacht besitzt einen doppelseitig saugenden Grubenventilator von 5000 mm Flügelraddurchmesser.

Die Leistung beträgt 15000 cbm/min. Sie wurde erstellt für die Vereinigten Stahlwerke A.-G., Abteilung Bergbau, in Gelsenkirchen, zur Lüftung der Zeche Holland von Westfalia-Dinnendahl A.-G.

Bochum, Werk Essen.

4. Gewerkschaft Constantin der Große in Bochum.

Es ist eine Doppelventilatoranlage, die für den Schacht III der Gewerkschaft Constantin der Große in Bochum angelegt wurde. Sie besteht aus zwei parallel geschalteten, doppelseitig saugenden Grubenventilatoren mit 3800 mm Flügelraddurchmesser für eine Leistung von je 8000 cbm/min Luft. Der Antrieb erfolgt durch Elektromotor mit Zahnradtrieb, Abb. 178a. Darin sind für jeden der vier Teilkanäle Drehklappen mit elektrischem Antrieb ersichtlich. Sie ermöglichen die Außerbetriebsetzung eines der beiden Ventilatoren.

Der Ausblasschornstein erhebt sich 13,50 m über die Ventilatorachse (Abb. 178b).

Aus Abb. 179 sind die Einzelheiten der Konstruktion, der Lagerung sowie die Saugkanäle und das Spiralgehäuse im Querschnitt ersichtlich.

Abb. 180 zeigt die Ansicht des einen Ventilators. Es ist die Ecke A des Maschinenhauses. Man erkennt im Vordergrund die drei Betonklötze, worauf die Welle für den Antrieb der Drehklappen ruht.

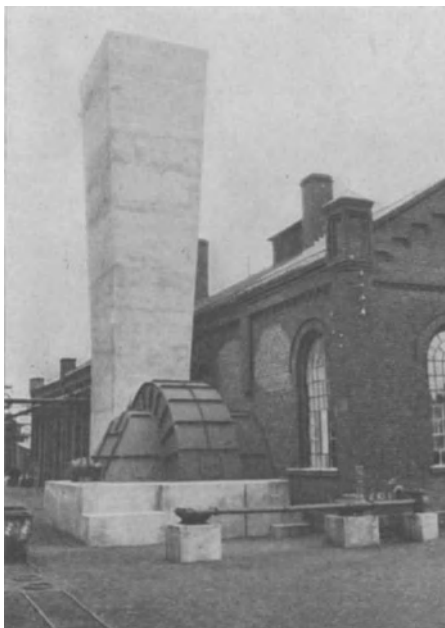


Abb. 180. Ansicht des Ventilators.

5. Zeche Westfalen.

Die von der nämlichen Firma erstellte Doppel-Gruben-Ventilatoranlage der Gewerkschaft Westfalen in Ahlen erscheint in Abb. 181. Die Ventilatoren stehen im Freien zwischen beiden Maschinenhäusern, worin die beiden Elektromotoren von ungefähr je 1200 PS untergebracht sind.

Jeder der beiden Ventilatoren mit Flügelraddurchmesser von 6650 mm erzeugt eine Leistung von 20000 cbm/min und eine Depression von ungefähr 200 mm W.-S.

Weitere Angaben finden sich in der beigegeführten Zusammenstellung der Untersuchungsergebnisse an einem der beiden Ventilatoren. Wir ersehen daraus u. a., daß eine Verengung der äquivalenten Grubenweite von 8,67 qm auf 7,52 qm bzw. eine Erhöhung des spezifischen Wider-

standes zur Folge hatte, daß bei gleicher Drehzahl $n = 134/\text{min}$ der Ventilator eine geringeres Luftquantum lieferte, ungefähr im Verhältnis der Verengung. Die erzeugte Depression war der konstanten Drehzahl entsprechend gleich geblieben. Der Kraftverbrauch hat etwas stärker abgenommen, während der Wirkungsgrad etwas anstieg. Daraus folgt, daß für die Drehzahl 134 dieser Betriebspunkt bezüglich Wirkungsgrad etwas günstiger liegt.

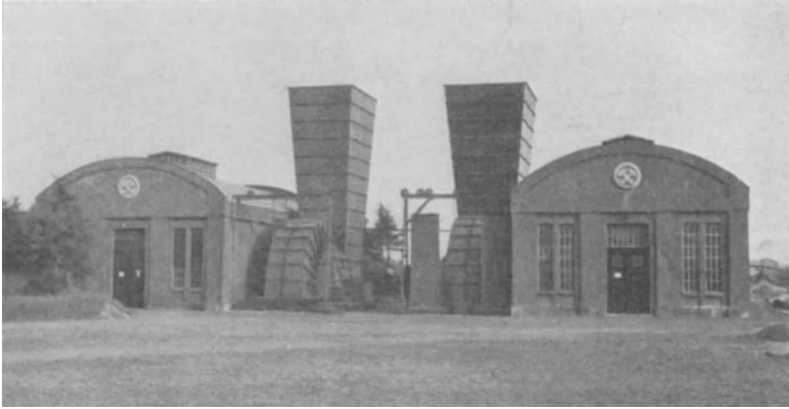


Abb. 181. Doppel-Gruben-Ventilatoranlage der Gewerkschaft Westfalia in Ahlen.

Zusammenstellung der Ergebnisse.

Untersuchung eines Ventilators auf Zeche Westfalen am 4. VII. 1926 vom Dampfkessel-Überwachungs-Verein der Zechen im Oberbergamtsbezirk Dortmund.

	Versuch I	Versuch II
	12 ¹⁰ —12 ³⁰	1 ⁰⁰ —1 ²⁰
Zeit der Messung		
Dauer der Messung min	20	20
Schieberstellung	Schieber ganz geöffnet	
Umdrehungen des Ventilators Uml./min	134	134
Gemessene Depression im Saugkanal . mm W.-S.	209	211
Meßquerschnitt qm	20,4	20,4
Wettermenge cbm/min	17160	19910
Äquivalente Grubenweite qm	7,52	8,67
Arbeitsleistung des Ventilators PS	797	933,5
Spannung am Motor Volt	5225	5210
Stromstärke Amp.	116,6	136,2
K.V.A.	1054	1228
Kraftaufnahme des Motors kW	764	939
Kraftaufnahme des Motors PS	1038	1275
Leistungsfaktor cos	0,725	0,765
Perioden des Motors	50,3	50,5
Schlupf %	1,06	1,16
Wirkungsgrad des Motors n-%	94,4	94,1
An der Kupplung des Motors abgegebene Leistung d. M. kW	718,5	884,5

An der Kupplung des Motors abgegebene		Versuch I	Versuch II
Leistung d. M.	PS	976	1201
Wirkungsgrad des Ventilators	n-%	81,6	77,7
Wirkungsgrad der Anlage.	n-%	76,7	73,2

7. Luftheizung unter Verwertung der Abwärme von elektrischen Generatoren¹.

Es ist bekannt, daß ungefähr 95% der von der Turbinenwelle auf den Generator übertragenen mechanischen Arbeit in letzterem in elektrische Energie, der zirka 5% betragende Rest in Wärme umgesetzt wird. Bei größeren Kraftwerken macht die Wärmeproduktion einen ansehnlichen Betrag aus, und man ist deshalb in neuerer Zeit bestrebt, denselben in geeigneter Weise für den Bedarf des Werkes nutzbar zu machen. Die nächstliegende Verwendungsmöglichkeit ist die Heizung der verschiedenen Betriebs- und Lagerräume, Werkstätten usw. mit Hilfe einer Luftheizungsanlage. Je nach Konstruktion der Generatoren sind prinzipiell zwei verschiedene Ausführungsarten solcher Anlagen gegeben.

Bei Generatoren mit vertikaler Welle ist das Generatorgehäuse unten und oben offen; die aus dem Untergeschoß an den Ankerwicklungen vorbeistreichende Luft führt die darin erzeugte Wärme durch die oberen Gehäusedurchbrechungen in den Maschinensaal. Dieser erfährt dadurch eine Erwärmung, welche um so größer ausfällt, je geringer die Wärmetransmissionsverluste des Saales sind. Da es sich dabei in der Regel um hohe, geräumige, gut beleuchtete und daher viel Fensterfläche enthaltende Hallen handelt, ist der Wärmebedarf zu ihrer Heizung relativ groß. Die Abwärme der Generatoren wird also im Winter in den wenigsten Fällen eine nennenswerte Überschreitung der normalen Innentemperatur im Maschinensaal zu bewirken vermögen, da eine solche naturgemäß stets eine proportionelle Erhöhung der Wärmetransmission nach sich zieht.

Ist aber ein Wärmeentzug aus dem Saal doch möglich, ohne daß die Innentemperatur dadurch ein zulässiges Maß unterschreitet, so kann es sich nur um die Entnahme von Luft mit Raumtemperatur, also mit relativ mäßigem Wärmeinhalt, handeln. Es sind daher zur Herbeiführung eines bestimmten Heizeffektes verhältnismäßig große Luftmengen, also auch große Ventilatoren, Kanäle usw., notwendig. Außerdem kann die Luft nur zur Heizung solcher Lokalitäten verwendet werden, deren Innentemperatur stets um einige Grade unter der Maschinensaaltemperatur bleiben darf. Bureaus und ähnliche Lokale, die auch bei großer Kälte auf zirka 18° C erwärmt werden

¹ Mitteilungen von Gebrüder Sulzer, Winterthur (Schweiz), aus d. Bulletin des S. E. V.

müssen, kommen für diese ausschließliche Heizungsart also meistens nicht in Frage, und es bleibt diese auf die Temperierung von Magazinen, Werkstätten oder ähnliche Räume beschränkt.

Günstigere Verhältnisse lassen sich für geschlossene Generatorgehäuse schaffen. Die Kühlluft wird dabei, sei es infolge der eigenen Ventilatorwirkung des Laufrades, sei es durch speziell hierfür aufgestellte Gebläse, zwangsläufig an den Wicklungen vorbei in einen Sammelkanal geführt. Durch entsprechende Reduktion des Luft-



Abb. 182. Kraftwerk Eglisau. Kurz vor Fertigstellung. Hinten an der Decke drei Warmluftaustrittsöffnungen („A“ der Abb. 183).

quantums kann dieselbe auf eine höhere Temperatur gebracht werden; 45 bis 50° C ist als Höchstwert anzusehen. Die Wärme steht also für Heizzwecke in hochwertiger Form zur Verfügung, womit die Möglichkeit einer weitgehenden Verwendung geschaffen wird. Vom heiztechnischen Standpunkt aus ist also stets diese Lösung anzustreben.

Das im Laufe des Jahres 1921 dem Betrieb übergebene Kraftwerk Eglisau (Abb. 182) hat eine Luftheizung der erstbeschriebenen Art erhalten. Trotzdem die Projektierung desselben in das Jahr 1918 zurückreicht, war es damals nicht mehr möglich, eine andere Lösung zu erwirken, da der Stand der baulichen Arbeiten und der Maschinenbestellungen dies nicht mehr gestattete. Übrigens waren auch bei der Wahl der elektrischen Generatoren dieser Anlage andere Gesichts-

punkte als die Abwärmeverwertung maßgebend. Das Werk enthält 7 Drehstromgeneratoren zu 3600 kW Dauerleistung. Es ist damit gerechnet, daß während der Heizperiode zeitweise der Wasserstand des Rheines die Benutzung von nur 3 Generatoren gestatte. Die stündliche Wärmeerzeugung derselben berechnet sich also zu

$$\frac{3600 \cdot 3 \cdot 5 \cdot 860}{100} = 465\,000 \text{ WE}$$

Die Wärmetransmission des Maschinenhauses beträgt bei -10°C Außen- und $+15^{\circ}\text{C}$ Innentemperatur zirka 410000 WE/st. Mit dem

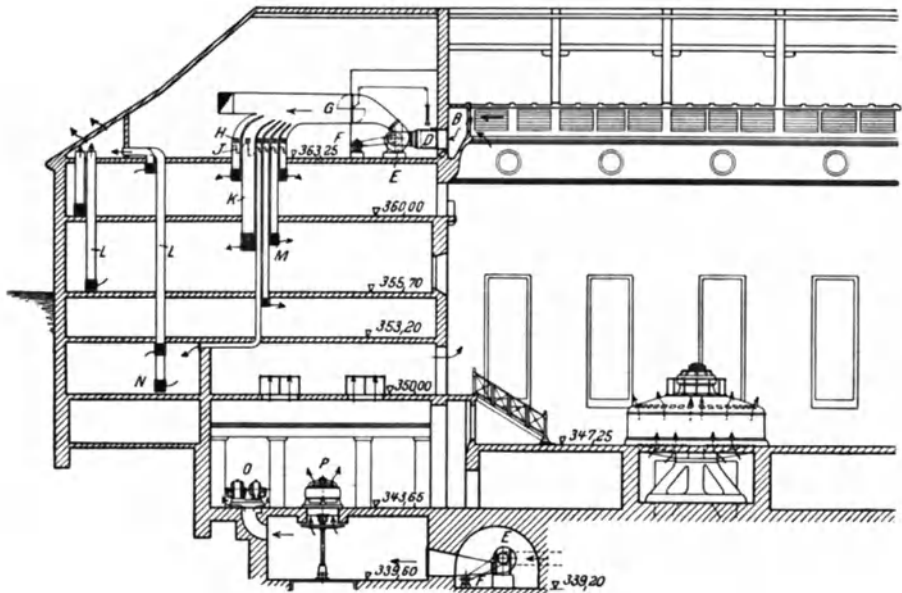


Abb. 183. Schema der Sulzer Luftheizungsanlage im Kraftwerk Eglisau. *A* = Warmluftaustritt vom Maschinensaal, d. h. Eintritt in den Warmluftkanal, *B* = Warmluftkanal, *C* = Frischlufteintritt von außen, *D* = Umstellklappe, *E* = Ventilator, *F* = Motor, *G* = Hauptabschlußklappe, *H* = Kontrolldeckel, *I* = Regulierklappen, *K* = Warmluftkanäle zu den Räumen, *L* = Abluftkanäle, *M* = Warmluftgitter, *N* = Abluftgitter, *O* = Erregergruppe, *P* = Generator für Eigenbedarf.

Überschuß von rund 55000 WE können die an die Luftheizung angeschlossenen Räume bei gleicher Außentemperatur auf zirka 5 bis 6°C temperiert werden. Trotzdem dies als etwas niedrig bezeichnet werden muß, wurde eine anderweitige Zusatzheizung für die meisten dieser Räume nicht vorgesehen, da diese und noch tiefere Außentemperaturen in der Regel nur höchst selten und nie andauernd auftreten. Bei milder Witterung, z. B. bei 0° Außentemperatur, erhöht sich die Raumtemperatur im Maschinensaal auf zirka 25°C , und es können in diesem Falle die übrigen Räume auf 10 bis 12°C erwärmt werden.

Abb. 183 ist eine schematische Darstellung der Anlage. Aus dieser ist zu ersehen, daß die Luftheizung im Sommer auch zur Lüftung benutzbar ist, indem vom Ventilator an Stelle der warmen Maschinenhausluft frische, von außen entnommene Luft gefördert wird. Der Antrieb des Gebläses erfolgt mittels eines Elektromotors von 2 PS Leistung, mit 50% Tourenregulierung.

Alle geheizten bzw. ventilierten Räume besitzen untere, ein Teil derselben auch obere Luftklappen. Ein Trockenraum für nasse Dienstkleider wird reichlich gelüftet und elektrisch geheizt.

Dem Gleichstromgenerator von zirka 130 kW Dauerleistung für Eigenbedarf, welcher durch eine besondere, das Gefälle der Glatt¹ ausnützende Turbine angetrieben wird, führt ein zweiter Ventilator die nötige Kühlluft zu. Die letztere dient im erwärmten Zustande alsdann zur Heizung und Lüftung des Regulierendes der Eigenbedarf-Schaltanlagen und, da letzterer mit dem Maschinensaal in offener Verbindung steht, auch zur Unterstützung der Heizung in diesem.

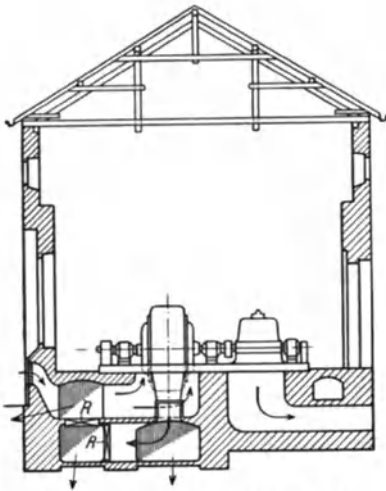


Abb. 184. Querschnitt der Zentrale Kühltür.

Entsprechend der geschlossenen Bauart der Generatoren in der Zentrale Kühltür der Bündner Kraftwerke A.-G. (Abb. 184) erhält dort die Luftheizanlage eine von der Anlage in Eglisau abweichende Einrichtung. In Kühltür kommen sechs Hochdruckturbinen mit horizontaler Welle und geschlossenen Generatorgehäusen zur

Aufstellung. Die Gesamtleistung wird zirka 50 000 kW betragen, und es kann also bei voll ausgebaute Anlage mit einer stündlichen Wärmeproduktion der Generatoren von zirka 1,7 Millionen Wärmeeinheiten gerechnet werden.

Unter Abzug des Wärmebedarfes des Maschinenhauses wird eine erhebliche Wärmemenge zu Heizungs- und eventuell anderen Zwecken zur Verfügung bleiben.

Wenn auch die Einrichtungen für die Abwärmeverwertung etwas anders gestaltet sind, so wird hier nicht weiter darauf eingegangen.

8. Das Trocknen mit überhitztem Dampf.

(Nach Mitteilungen der Maschinenfabrik Oerlikon.)

Während beispielsweise bei einer Gruben- oder Tunnellüftungsanlage oder einem Hochfengebläse die vom Ventilator gelieferte Luft die

¹ Ein in der Nähe, linksseitig einmündender Nebenfluß des Rheins.

Hauptleistung darstellt, gibt es Anwendungen des Ventilators, bei denen er nur mehr die Rolle eines Hilfsorgans spielt, während andere Organe die Anlage charakterisieren, wie im vorliegenden Falle einer Trockenanlage, worin der Ventilator immerhin die Erzeugung des erforderlichen Luft- oder Dampfstromes unterhält, aber im Vergleich zu der Wichtigkeit anderer Organe, wie Heizkörper, Trockenraum und Rohrleitungssystem mit den verschiedenen Zu- und Abflußreglern in den Hintergrund tritt. Es wird deshalb bei der Besprechung dieses Gegenstandes nicht weiter auf die Eigenschaften des Ventilators eingegangen, sondern derselbe einfach als gegeben angenommen.

Das Trocknen mit überhitztem Dampf scheint noch wenig Anwendung gefunden zu haben, auch sind in den spärlichen Literaturstellen, wo dieses Trockenverfahren und seine Vorteile beschrieben sind, kaum Versuchsergebnisse zu finden. Es dürften daher einige Angaben über dieses Trockenverfahren, insbesondere über Versuche, die die Maschinenfabrik Oerlikon durchgeführt hat, Interesse bieten.

Beim Trocknen in der Luft oder mit Luft wird, wie bekannt, die Verminderung des Feuchtigkeitsgehaltes des Trockengutes durch Verdunsten des Wassers erreicht, d. h. bei einer Temperatur, die tiefer liegt als die Siedetemperatur des Wassers. Der sich bildende Wasserdampf mischt sich dabei mit der Luft und der Druck des Wasserdampfes bildet einen Teildruck des Atmosphärendruckes. Bei einer bestimmten Temperatur kann die Luft nur eine bestimmte Dampfmenge aufnehmen; ist dieser Grenzzustand erreicht, so ist sie mit Wasserdampf voll gesättigt und enthält dem Gewicht nach genau so viel Dampf, wie wenn der Raum nur mit Dampf von entsprechender Temperatur und zugehöriger Spannung angefüllt wäre. Da das Gewicht von 1 cbm gesättigten Dampfes mit steigender Temperatur sehr rasch zunimmt, ist es zu empfehlen, die Luft möglichst warm dem Trockenraum zuzuführen. Erreicht oder überschreitet die Temperatur der Abluft aus dem Trockenraum die Siedetemperatur des Wassers, so tritt der Wasserdampf als überhitzter Dampf aus, die Trocknung erfolgt dann durch Verdampfen des Wassers.

Auf diesen bekannten Eigenschaften beruht das Trocknen in der Industrie. Die Luft, wie sie in der Atmosphäre zur Verfügung steht, ist im allgemeinen mit Wasserdampf nicht voll gesättigt; auch gelingt es in der Regel nicht, sie beim Durchströmen durch das Trockengut voll zu sättigen. Die durch Holz- oder Kohlenfeuer, Dampf oder elektrischen Strom erwärmte Luft wird durch den eigenen Auftrieb oder durch Ventilatoren durch das Trockengut befördert. Sehen wir von den Aufwärmeverlusten des Gutes und des Trockenraumes sowie von den Ausstrahlungsverlusten ab, so ist die der Luft zuzuführende Wärme gleich derjenigen, die zur Verdunstung bzw. Verdampfung des Wassers

Trockengut zur Verdampfung des Wassers ab und strömt, mehr oder weniger mit Wasserdampf gesättigt, mit der Temperatur t_2 durch das Rohr R_2 ins Freie. Die der Frischluft zugeführte Wärme Q ist $Q = G_L c_p (t_h - t_1)$ und der Wirkungsgrad $\eta_1 < 1$, weil in der Abluft die Wärme $G_L c_p (t_2 - t_1)$ nutzlos verloren geht.

b) Trocknung mit Heißluft und teilweiser Rückführung der Abluft (Umluftverfahren).

Wie bereits eingangs erwähnt wurde, zeigen die ausgeführten Anlagen mit gewöhnlicher Trocknung, daß im allgemeinen die Abluft mit Wasserdampf nicht voll gesättigt ist; es wird daher mehr Frischluft erwärmt, als der Ablufttemperatur entsprechend nötig wäre, d. h. der Wirkungsgrad der Trocknung ist nicht der höchst mögliche. Die Praxis hat diesen Nachteil bald erkannt und das Verfahren dadurch verbessert, daß soviel Abluft der Frischluft beigemischt und dem Heizkörper und Trockenraum wieder zugeführt wird, bis die Abluft voll gesättigt den Trockenraum verläßt. In Abb. 185 ist der Unterschied dieses Umluftverfahrens gegenüber der gewöhnlichen Trocknung mit strichpunktirten Linien angegeben. Durch einen im Austrittsrohr R_2 angeordneten einstellbaren Schieber S wird ein Teil x der Abluft durch eine Leitung R_3 dem Saugrohr R_1 des Ventilators zugeführt, wo sie, vermischt mit Frischluft, dem Heizkörper H und dem Trockenraum T zuströmt. Der Rest $(1 - x)$ der Abluft strömt durch das Rohr R_2 ins Freie. Die zugeführte Wärme Q ist in diesem Falle

$$Q = (1 - x)G_L c_p (t_h - t_1) + xG_L c_p (t_h - t_2),$$

wobei der verhältnismäßig kleine Betrag für die Erwärmung des Wasserdampfes der Umluft nicht berücksichtigt ist. Der Wirkungsgrad η_2 ist auch hier $\eta_2 < 1$, weil in der Abluft noch die Wärme $(1 - x)G_L c_p (t_2 - t_1)$ verloren geht.

c) Trocknung mit überhitztem Dampf (Heißdampfverfahren).

Wird Abb. 185 der Schieber S so gestellt, daß die Abluft keinen Zutritt ins Freie, sondern nur zum Rohr R_3 erhält, und ferner der Frischluftzutritt gesperrt, so wird die den Trockenraum verlassende Luft wieder dem Ventilator und Heizkörper zugeführt und aufs neue erwärmt; die Heißlufttemperatur wird steigen, ebenso jene des aus dem Trockenraum erneut dem Ventilator zuströmenden Gemisches von Luft und Dampf, und nach wenigen Kreisläufen wird das Gemisch am Austritt aus der Trockenkammer die Sättigungstemperatur des Wasserdampfes bei atmosphärischem Druck übersteigen. Um im Trockenraum atmosphärischen Druck aufrechtzuerhalten, muß dafür gesorgt werden, daß dem aus dem Trockengut entweichenden Dampf Raum gegeben

wird; dies geschieht am einfachsten durch Anbringen einer entsprechend großen Öffnung ins Freie. Das Volumen des aus dem Trockengut entweichenden Dampfes ist ein Vielfaches des Trockenraumes, und es wird daher nach einer gewissen Zeit der Trockenraum fast ausschließlich mit Dampf ausgefüllt sein, und da dessen Temperatur höher ist als die Sättigungstemperatur, so erfolgt die Trocknung mittels überhitztem Dampf.

In Abb. 186 ist das Verfahren schematisch dargestellt. Der Ventilator saugt den aus dem Trockenraum T austretenden Abdampf durch den Stutzen R_2 und die Rohre R_3 und R_1 an und drückt ihn durch den Heizkörper H wieder in den Trockenraum, wo der überhitzte Dampf Wärme an das Trockengut abgibt; ein Teil des Abdampfes strömt durch das Rohr R_4 ins Freie.

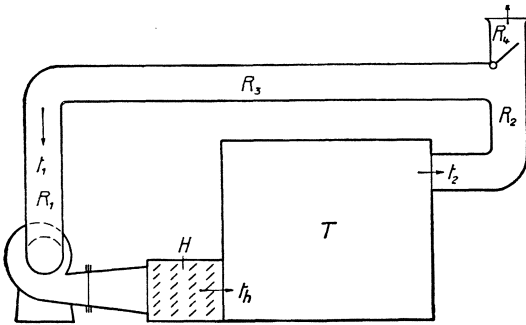


Abb. 186.

Da der Dampf aus dem Trockengut selbst gebildet wird, so geht, abgesehen von den Aufwärme- und Strahlungsverlusten, keine Wärme nutzlos verloren. Der Wirkungsgrad dieses Trockenverfahrens ist also $\eta_3 = 1$.

Das Heißdampfverfahren arbeitet also mit dem höchsten Wirkungsgrad und wäre aus diesem Grunde den anderen Trockenverfahren vorzuziehen. Bei atmosphärischem Druck steigen aber die Temperaturen über 100°C , und so hohe Temperaturen sind nicht überall zulässig. Dies dürfte erklären, warum das Heißdampfverfahren bis heute nur wenig Anwendung gefunden hat. Es ist allerdings nicht an den atmosphärischen Druck gebunden; so kann die Trocknung ebensogut im Vakuum, als auch in höherem als atmosphärischem Druck erfolgen, und dementsprechend bei Temperaturen, die unter bzw. über 100°C liegen. Die Herstellungskosten des Trockenraumes werden aber für diese Fälle wesentlich höher, und man wird von Fall zu Fall untersuchen müssen, ob nicht schon das Umluftverfahren, das nicht an eine bestimmte Temperatur gebunden ist, genügt.

Aufwärme- und Strahlungsverluste.

Der Vergleich der verschiedenen Trockenverfahren erfolgte bis jetzt ohne Berücksichtigung der Wärmeenergien, die nötig sind, um das Trockengut, die Rahmen und Gestelle und die Trockenkammer selbst aufzuwärmen; ebenfalls wurden die Strahlungsverluste der Trocken-

kammer nicht berücksichtigt. Diese Verluste erreichen nun aber gewöhnlich ganz erhebliche Beträge, so daß der Wirkungsgrad beim Heißdampfverfahren wesentlich unter 1 liegt. Die Verluste treten bei allen Trockenverfahren auf und werden bei gleichen Temperaturen für alle Verfahren ungefähr dieselben sein.

Um das im Trockengut enthaltene Wasser zu verdampfen, muß das Gut auf eine höhere Temperatur gebracht werden als es ursprünglich hat, und zwar ist diese Temperatur abhängig von der Art und Beschaffenheit des Gutes und von der gewünschten Zeitdauer des Trocknens. Das Gut verläßt den Trockenraum jedenfalls mit einer höheren Temperatur als es ursprünglich besitzt, und diese zum Aufwärmen nötige Wärme oder doch ein großer Teil derselben ist als verloren zu betrachten. Das gleiche gilt für die Gestelle und Wagen, auf denen das Gut im Trockenraum aufgeschichtet ist. Der Trockenraum selbst ist durch Wände von der Umgebung abgeschlossen, und die Wärme zum Aufwärmen der Wände geht im allgemeinen auch oder zum größten Teil verloren. Dazu kommen die Leitungs- und Strahlungsverluste der Trockenkammer an die Umgebung, die abhängig sind von der Bauart der Kammer und der Zeitdauer des Trocknens.

Die Aufwärme- und Strahlungsverluste werden oft viel zu wenig berücksichtigt, und daher beträgt die zur Bestreitung dieser Verluste nötige Wärme häufig ein Vielfaches der zur Verdampfung des Wassers erforderlichen. Man trifft heute Trockenanlagen mit Wirkungsgraden von nur 20%, ja sogar von weniger als 10%. Wenn auch nicht alle mit schlechtem Wirkungsgrad arbeitenden Trockenvorgänge verbesserungsfähig sind, so würde sich immerhin bei vielen eine genauere Untersuchung lohnen. Die Aufwärme- und Strahlungsverluste wie auch die Herstellungskosten sind häufig für die Wahl des Trockenverfahrens entscheidend.

Die Maschinenfabrik Oerlikon hat das Heißdampfverfahren für besondere Fälle gut ausgebildet, so für Gießereitrockenöfen und für künstliche Trocknung von Torf und ebenso zum Trocknen verschiedener Lebensmittel zur Herstellung von Trockenkonserven für Menschen und Tiere.

9. Luftheizungsanlage.

Luftheizung ist da angebracht, wo es sich um die Beheizung großer hallenartiger Räume, wie etwa Werkstätten, Montagehallen, Ausstellungs- und Festhallen handelt. Meistens kommen dabei räumlich verteilte Heizapparate in Gebrauch. Sie bestehen aus einer mehr oder weniger großen Heizbatterie, die mit Hoch- oder Niederdruckdampf, auch Abdampf oder heißem Wasser erwärmt werden. Die Batterie wird von einem Luftstrom umspült, die dabei auf 50 und mehr Grad

erwärmt wird. Die Luft wird entweder als Frischluft von außen zugeführt, häufiger wird sie dem Raume selbst entnommen (Umluftbetrieb), oder die Luftversorgung wird so eingestellt, daß sich Umluft und Frischluft miteinander mischen.

Jeder Apparat besitzt seinen eigenen Ventilator, der durch einen zum Apparat gehörigen Elektromotor kleinster Abmessung betrieben wird. Die vom Ventilator zu überwindenden Wider-

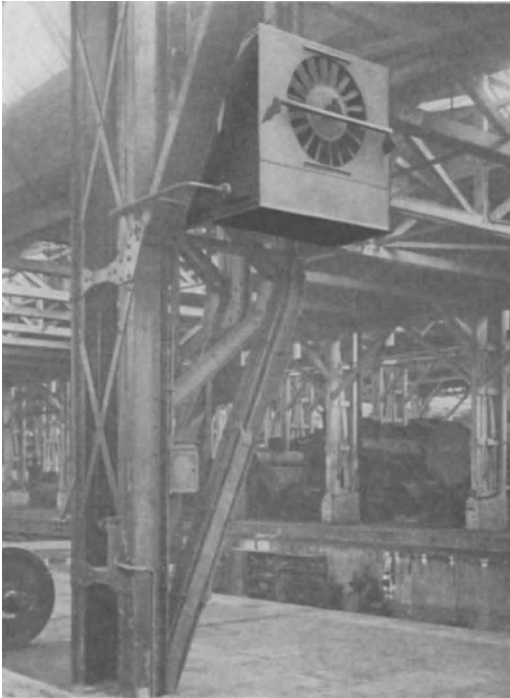


Abb. 187. Aufstellung von Heizkästen Körting in einer Fabrik.



Abb. 188. Heizkasten Körting.



Abb. 189. Heizkasten Körting mit Ansaugschacht.

stände sind in der Regel klein; sie werden am besten durch einen Schraubenventilator überwunden, der meistens auf Saugen arbeitet und die Luft frei in den Raum anbläst.

Abb. 187 zeigt einen solchen Heizkasten mit sichtbarem Schraubengebläse. Solche Heizkästen sind in dem betreffenden Fabrikraum in großer Zahl aufgestellt.

Abb. 188 und 189 sind Wandheizapparate, letzterer mit Ansaugschacht. Die kleinen Elektromotoren treten bei beiden in Erscheinung.

Die drei Apparate stammen aus der Fabrik von Gebr. Körting, Aktiengesellschaft, Hannover-Linden. Durch derartige Luft-

heizungsapparate erschließt sich für den Schraubenventilator ein weites Anwendungsgebiet. Ein besonderer Vorzug der Luftheizung ist die schnelle Verteilung der Wärme im Raume durch die Wirkung des in jedem Apparat befindlichen Ventilators.

Die nachstehenden Abb. 190, 191 und 192 zeigen ebenfalls drei verschiedene Bauarten von Wandluftheizapparaten mit Zentrifugalventilator. Die tiefliegenden Ansaugöffnungen erfassen die kältesten, sich über dem Boden lagernden Luftschichten. Die Type *S* bläst die

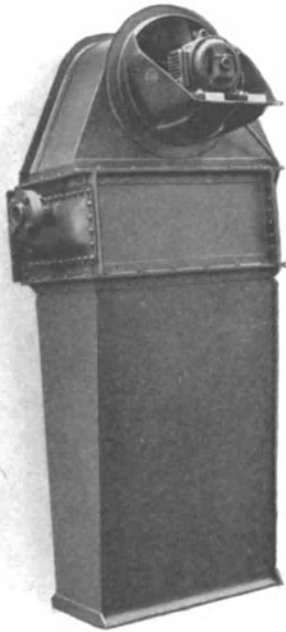


Abb. 190. Wandluftheizapparat Type *S*.

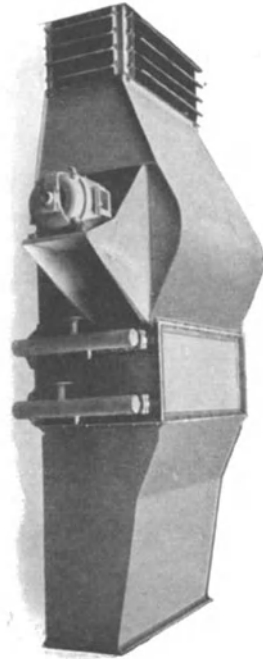


Abb. 191. Wandluftheizapparat Type *D*.

warme Luft nur nach einer Richtung aus. Eine bessere Luftverteilung gestatten die Typen *D* und *E*, indem sie nach drei Seiten ausblasen und überdies mit einzeln einstellbaren Jalousieklappen versehen sind. Die Type *E* stellt die lufttechnisch günstigste Bauart dar. Das Ventilatorlaufrad ist fliegend auf das Wellenende des normal gebauten Elektromotors aufgesetzt, das Spiralgehäuse ist voll entwickelt und mit einem richtig gebauten Diffusor nebst Übergangsstück an die Heizbatterie angeschlossen. Die Type *D* weist einen über der Heizbatterie eingebauten, beidseitig saugenden Zentrifugalventilator auf, ebenfalls mit Spiralgehäuse und Diffusor ausgerüstet, welche Teile jedoch nicht sichtbar sind. Die Welle läuft in Kugellagern und ist mit der Motor-

welle elastisch gekuppelt. Der auf stabiler, elektrisch geschweißter Konsole montierte Elektromotor ist auf der Abbildung sichtbar. Der Apparat weist gegenüber der Type *E* den Vorteil auf, möglichst wenig

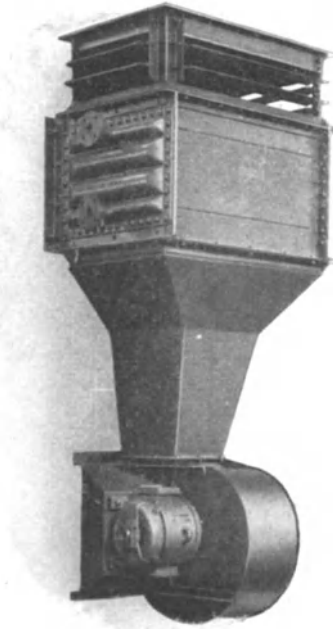


Abb. 192. Wandluflheizapparat Type *E*.

Arbeitsraum wegzunehmen, was zum Beispiel bei der Wahl dieser Apparate zur Installation in der in Abb. 193 dargestellten Montagehalle ausschlaggebend war¹. Die vorstehend beschriebenen Apparate werden von der Firma Gebrüder Sulzer, A.-G., in Winterthur gebaut.

10. Spänetransportanlagen.

(Nachstehende Abhandlung verdanken wir der Firma G. Meidinger & Cie., Basel, Spezialfabrik für Elektromotoren und Ventilatoren.)

„Die Hauptbestandteile einer Spänetransportanlage sind: Die Spänefänger, die Rohrleitung, der Exhaustor (saugender Ventilator) und eine Vorrichtung zur Trennung der Luft von den Spänen, der Späneabscheider.

Die Art der mit den Maschinen erzeugten Späne und sonstigen Abfälle sind ausschlaggebend für die Wahl der Größe der Sauganschlüsse und der nötigen Luftgeschwindigkeit. Die größere Zahl der Arbeitsmaschinen wird heutzutage mit Fängern ausgestattet, wodurch die Aufnahme der Späne und des Staubes am Entstehungsort möglich ist, was Ersparnis an Transportluft bedeutet. Wichtig ist die Form der Fänger, welche so gewählt werden muß, daß eine Behinderung des bedienenden Arbeiters nicht eintritt und daß die von den Werkzeugen gegebene Flugrichtung der Abfälle in die Richtung der abströmenden Luft fällt. Von der Maschine erzeugte zusätzliche Luftströme sollen unterstützend auf den Saugluftstrom wirken. Maschinen, welche nicht mit Fängern ausgerüstet sind, erhalten eine Anzahl in der Nähe angeordnete Kehrlöcher, die auch zum Aufsammeln von frei umherfliegenden

¹ Alle drei Typen werden bei Bedarf auch mit Frischluftstutzen und Mischklappe ausgerüstet. Die Verwendung von Zentrifugalventilatoren ermöglichen die für die Ausregulierung nötige Druckerzeugung, welche ferner die Wahl einer kleineren Heizbatterie mit etwas mehr Widerstand erlaubt.

Abfällen dienen. Oft werden die Transportleitungen von den einzelnen Maschinen mit Absperrschiebern versehen, um bei Außerbetriebsetzung an Betriebskosten für die Transportanlage zu sparen. Diese

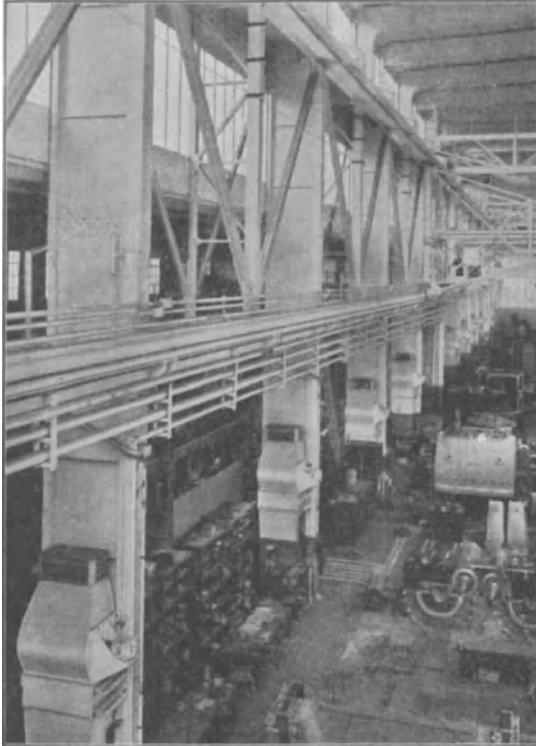


Abb. 193. Wandheizapparate in einer Montagehalle.

Sparsamkeit ist, wenn zu viele Maschinen gleichzeitig abgesperrt werden, oft von unangenehmen Folgen. Die Zweigleitungen müssen aufeinander abgestimmt werden, diese Abstimmung wird gestört und es ist leicht einzusehen, daß dadurch die Luftmenge vermindert und die Geschwindigkeit in den Rohrleitungen herabgesetzt wird. Die Folge davon ist ein Ausscheidung von Spänen und schließlich die Verstopfung der Rohrleitung.

Die Rohre werden meist aus Blech von 1 bis 2 mm Stärke hergestellt, die Nähte genietet, gefalzt oder geschweißt. Die Schweißung ist zwar die teuerste, aber auch die beste Verbindung. Die seitliche Einmündung von Nebenrohren in den Hauptstrang soll im spitzen Winkel bei richtiger Querschnittsbemessung erfolgen, nötige Krümmen sind mit großem Radius auszuführen. In Abständen von etwa

4 m sind Flanschen vorzusehen. Bei Bemessung der Rohrquerschnitte sind auch wirtschaftliche Fragen von Bedeutung. Die Verlegung der Rohre erfolgt entweder an der Decke des Arbeitsraumes, auf dem Fußboden oder in abgedeckten Kanälen unter diesem. Der Exhaustor, meist in einem Blechgehäuse, ist stets ein sogenanntes Transportgebläse, gekennzeichnet durch wenige kräftig gestaltete Flügel, Vermeidung einer seitlichen Flügeldeckung und starke Lagerausführung. Mitgerissene Abfallstücke führen zeitweise eine starke Beanspruchung der Flügel herbei. Aus diesem Grunde werden oft Stückfänger zum Abfangen größerer Holzstücke kurz vor dem Exhaustor eingebaut.

Die Trennung der Späne, des Staubes und der Abfälle von der mitgeführten Luft erfolgt entweder in großen Kammern, in welchen die Luftgeschwindigkeit herabgemindert wird, so daß sich das Material, dem Gesetze der Schwere folgend, ausscheidet, oder in Fliehkraftausscheidern, bei welchen die Fliehkraft die Trennung bewirkt.

Nachfolgend sei noch kurz auf die Berechnung der Strömungsvorgänge in der Rohrleitung eingetreten. Zur Bewegung der Luft durch die Rohrleitung ist eine Druckdifferenz P erforderlich, welche in Millimeter Wassersäule ausgedrückt sei. Diese Druckdifferenz ist aufzuwenden zur Überwindung des Widerstandes, welcher sich dem Eintritt der Luft und der Späne in die Rohre entgegenstellt, des sog. Eintrittsverlustes, der mit H_e bezeichnet werde. Weiterhin muß der Reibungswiderstand überwunden werden, der sich dem strömenden Luft-Späne-Gemisch in der Rohrleitung entgegensezt. Dieser werde mit H_r bezeichnet. Schließlich muß die Luft nach dem Zustand der Ruhe in den Zustand der Bewegung übergeführt werden, d. h. beschleunigt werden, um dann in diesem Zustand die Rohrleitung zu verlassen; der Widerstand, den die Luft dabei findet, wird die Geschwindigkeitshöhe, auch Austrittsverlust genannt, und werde mit H_a bezeichnet. Es ist also:

$$P = H_e + H_r + H_a$$

Es bezeichne ferner

Q = Luftmenge in cbm pro Minute,

w = Luftgeschwindigkeit in m/sek,

γ = spezifisches Gewicht der Luft, angenommen zu 1,226,

g = Beschleunigung = 9,81,

ζ = eine Erfahrungszahl für Eintrittsverluste,

λ = Reibungszahl der Luft in Blechrohrleitungen = $0,0125 + \frac{0,0011}{D}$

l = Rohrlänge in m,

D = Rohrdurchmesser in m,

F_r = Querschnitt des Rohres in qm im Lichten,

h = Druckziffer in mm W.-S.

Damit gelten folgende Beziehungen:

$$H_e = \zeta \frac{\gamma w^2}{2g},$$

$$H_r = \lambda \frac{l}{D} \cdot \frac{\gamma w^2}{2g},$$

$$H_a = \gamma \frac{u^2}{2g}.$$

Das im beifolgenden Rohrplan (Abb. 194) mit 5 bezeichnete Rohr weist z. B. eine Länge von 19 m und 130 mm Durchmesser auf. Bei

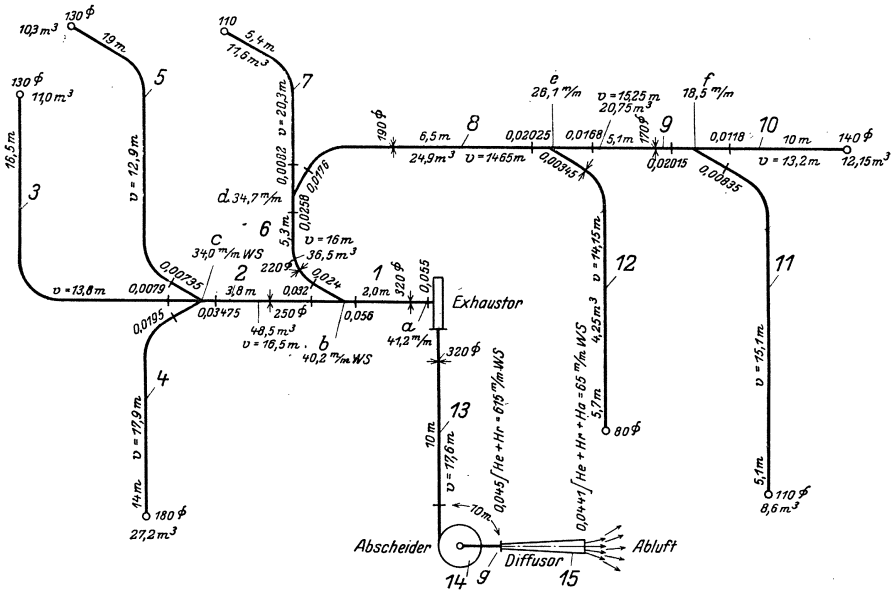


Abb. 194. Rohrplan einer Spänetransportanlage.

der eingeschriebenen Luftgeschwindigkeit von 12,9 m pro Sekunde errechnet sich ein Reibungswiderstand von

$$H_{r,5} = \left(0,0125 + \frac{0,0011}{0,13}\right) \cdot \frac{19}{0,13} \cdot \frac{1,226 \cdot 12,9^2}{2 \cdot 9,81} = 32,65 \text{ mm W.-S.}$$

Die Druckdifferenz von H_e zur Überwindung der Eintrittswiderstände hängt von der Form der Fänger ab. Im Falle des Rohres 5 werde $\zeta = 0,13$ angenommen, dann wird

$$H_e = 0,13 \cdot \frac{1,226 \cdot 12,9^2}{2 \cdot 9,81} = 1,35 \text{ mm W.-S.}$$

Bei der Verfolgung der Strömungsvorgänge empfiehlt es sich, das von Dr.-Ing. V. Blaess angegebene Verfahren der Einführung der äqui-

valenten Weiten anzuwenden¹. Der Vollständigkeit wegen soll auf diesen bekannten Begriff kurz eingetreten werden.

Betrachtet man Rohr 5, so findet man, daß bei der dort angegebenen Geschwindigkeit eine Luftmenge von

$$Q_5 = 60 F_r \cdot w = \frac{60 \cdot 0,13^2 \pi \cdot 12,9}{4} = 10,3 \text{ cbm/min}$$

durch das Rohr strömen muß. Dieser Strömung setzt sich der bereits berechnete Rohrreibungswiderstand $H_{r,5} = 32,65$ mm W.-S. entgegen. Man kann für dieses Rohr eine Öffnung oder Düse finden, welche die gleiche Luftmenge bei der dem Rohrreibungswiderstand entsprechenden Druckdifferenz hindurchströmen läßt. Da diese Öffnung nur als Vergleichsgröße dienen soll, nimmt man die Ausflußzahl zu 1 an, setzt also eine theoretisch vollkommene Öffnung oder Düse voraus. Diese Öffnung werde mit F_e oder als der Rohrreibung gleichwertige (äquivalente) Fläche bezeichnet.

Es ist nun $Q = 60 F_e \cdot w$,

ferner

$$w = \sqrt{\frac{h \cdot 2g}{\gamma}},$$

also

$$Q = 60 F_e \cdot \sqrt{\frac{h \cdot 2g}{\gamma}},$$

umgeformt

$$F_e = \frac{Q}{60 \sqrt{\frac{2g \cdot h}{\gamma}}} = \frac{Q}{240 \sqrt{h}}.$$

Bei dem vorerwähnten Beispiel würde sich die der Rohrreibung gleichwertige Fläche also ermitteln zu

$$F_e = \frac{10,3}{240 \sqrt{32,65}} = 0,00752 \text{ qm.}$$

Der Einströmungsverlust am Fänger des Rohres 5 betrug, wie berechnet, 1,35 mm W.-S. und entspricht einer gleichwertigen Düse von

$$F_e = \frac{10,3}{240 \cdot \sqrt{1,35}} = 0,037 \text{ qm.}$$

Die Weiten F_e und F_e sind hintereinandergeschaltet. Es gilt die Beziehung

$$\frac{1}{F_{ae}^2} = \frac{1}{F_e^2} + \frac{1}{F_e^2},$$

$$F_{ae} = \sqrt{\frac{1}{\frac{1}{F_e^2} + \frac{1}{F_e^2}}} = 0,00735 \text{ qm.}$$

¹ Blaess, Dr.-Ing. V.: Die Strömung in Röhren und die Berechnung weitverzweigter Leitungen und Kanäle. München und Berlin 1911.

In gleicher Weise ergeben sich die Weiten der Stränge 3 und 4. Am Mündungspunkt c werden die einzelnen Weiten addiert. Die Weite der Stränge 3, 4, 5 beträgt also bei Punkt $c = 0,03475$ qm. Diese Weite wird, wie gezeigt, hinter Rohr 2 geschaltet. Für die Rohre 2, 3, 4, 5 ergibt sich dann bei b eine Weite von 0,032 qm. Dieses Verfahren fortgesetzt, ergibt bei Punkt g für diese verzweigte Rohrleitung, für Eintrittsverluste und Rohrreibung eine Gesamtweite von 0,045 qm. Sollen pro Minute 85 cbm Luft durch diese Leitung strömen, dann

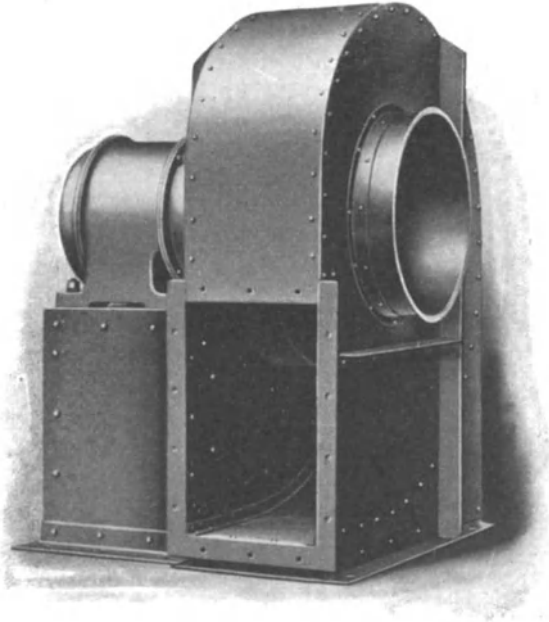


Abb. 195. Meidinger Ventilator für Spänetransport.

ergibt sich die für Überwindung der Widerstände nötige Druckdifferenz $H_e + H_r$ zu

$$\left(\frac{Q}{240 \cdot 0,045}\right)^2 = \left(\frac{85}{240 \cdot 0,045}\right)^2 = 61,5 \text{ mm W.-S.}$$

Um geringe Austrittsgeschwindigkeiten und damit einen geringen Austrittswiderstand H_a zu erhalten, sei noch das konische Rohr 15 am Ende der Rohrleitung angebracht. Der größte Durchmesser betrage 485 mm, entsprechend einem Austrittsquerschnitt von 0,1847 qm. Die Gesamtweite der Rohrleitung wird, wenn dieser Querschnitt noch vorgeschaltet wird,

$$F_{ae} = \sqrt{\frac{1}{\frac{1}{0,045^2} + \frac{1}{0,1847^2}}} = 0,0441 \text{ qm.}$$

Die nötige Gesamtdruckdifferenz beträgt somit

$$P = \left(\frac{85}{240 \cdot 0,0441} \right)^2 = 65 \text{ mm W.-S.}$$

Die einzelnen Rohrstrecken erhalten Luftmengen entsprechend ihren gleichwertigen Weiten, die Druckverteilung läßt sich für jeden Leitungspunkt in gleicher Weise bestimmen.

Bei der Berechnung einer neuen Spänetransportanlage geht man derart vor, daß man zunächst die Ausschlußweiten der Rohre an den einzelnen Maschinen festlegt und hierauf die Rohrführung bestimmt. Man addiert zunächst einfach die Querschnitte und bestimmt dann die gleichwertigen Weiten. Nach Festlegung der Ge-

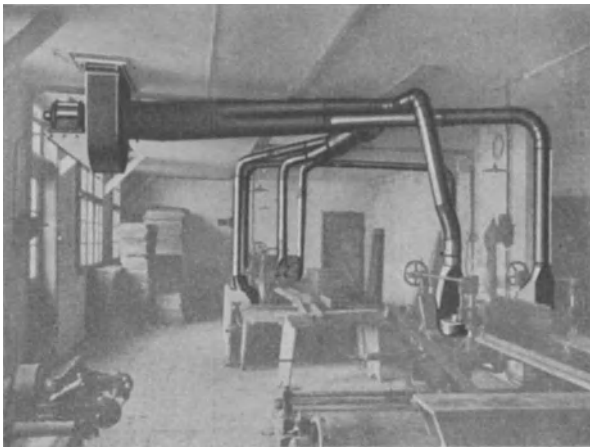


Abb. 196. Absaugung von Spänen einer Hobelmaschine.

samtluftmenge kann die Luftverteilung ermittelt werden. Genügen die gefundenen Werte nicht, so muß eine Veränderung der Rohrabmessungen vorgenommen und eine neue Rechnung durchgeführt werden.“

Im Anschluß an diese ziemlich ausführliche Erläuterung der Berechnung einer verzweigten Rohrleitung können wir dem Studierenden nur raten, zwecks Einführung in dieses interessante Gebiet die in dem Rohrplan (Abb. 194) niedergeschriebenen Zahlenwerte nachzurechnen, teils direkt, teils nach der graphischen Methode S. 47 oder unter Benutzung des Blaesschen Rohratlasses.

Von den 65 mm W.-S.-Widerstand entfallen 41,2 auf die Saugwirkung (h_s) des Ventilators und 23,8 mm W.-S.-Druckwirkung h_d , also $h_s + h_d = 41,2 + 23,8 = 65 \text{ mm W.-S.}$

Unter der Annahme eines Energiewirkungsgrades des Ventilators $\eta_e = 0,60$ beträgt der Kraftverbrauch

$$N_e = \frac{65 \cdot 85}{60 \cdot 75 \cdot 0,60} \approx 2 \text{ PS.}$$

Ein zu dieser Anlage passender Ventilator (Exhaustor) der Firma Meidinger & Cie. ist in Abb. 195 dargestellt.

Abb. 196 bezieht sich auf die Anwendung, auf die Holzbearbeitung mit ihren „Fängern“. Nähere Erklärungen finden sich unter der Abbildung.

Abb. 197 zeigt einen Späneabscheider mit Druckleitung (Bauart System Aero Basel).

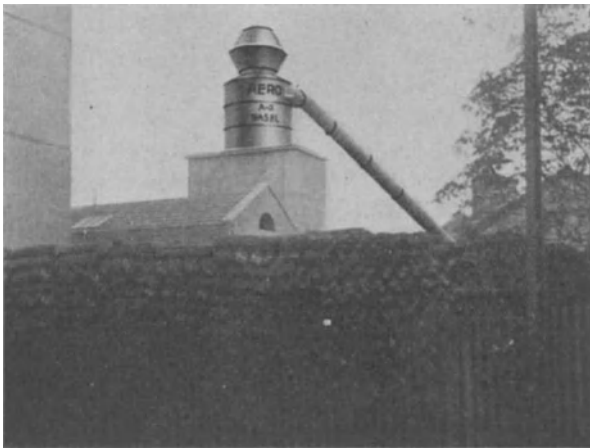


Abb. 197. Druckleitung. Späneabscheider und Spänekammer.

11. Bemerkungen über Trocknen, Entnebelung, Entstaubung und Spänetransport.

Nach Mitteilungen der „Ventilator A.-G.“ Stäfa (Schweiz).

a) **Trockenanlagen.** Beim Bau einer Trockenanlage kommt es vor allem auf eine möglichst große Schonung des Trockengutes an. Eine Hauptrolle spielt dabei die Temperatur, denn fast bei allen Materialien gibt es eine höchstzulässige Temperatur, die nicht überschritten werden darf. Verträgt das Trockengut nur eine verhältnismäßig niedrige Temperatur, so wählen wir eine Vakuumtrockenanlage, weil diese eine lebhaftere Verdunstung bzw. Verdampfung des zu entziehenden Wassers bei niedrigen Temperaturen ermöglicht.

Die den Umständen angemessene beste Ausnützung der zugeführten Wärme wird stets angestrebt, ein möglichst rascher und billiger Ent-

zug der Feuchtigkeit ist aber nicht immer möglich. Ganz besondere Aufmerksamkeit verlangt die künstliche Trocknung des Holzes. Neben der Innehaltung einer bestimmten Temperatur ist die Art der Erwärmung zu Beginn des Trockenprozesses von größter Wichtigkeit. Das Holz soll langsam und so erwärmt werden, daß die Temperaturen im Inneren die gleiche ist wie an der Oberfläche, so daß sich die Trocknung von innen nach außen vollzieht.

Der Ventilator arbeitet hierbei ausschließlich mit Zirkulationsluft unter einem gewissen Überdruck, und es ist ein langsames Ansteigen der Temperatur innezuhalten. Erst von Stunde zu Stunde darf die Temperatur auf den höchst zulässigen Grad gebracht werden. Beim Trocknen des Holzes ist stets darauf zu achten, daß die Luft immer mit 70 bis 75% Feuchtigkeit gesättigt ist, damit die Oberfläche des Trockengutes weich bleibt. Es ist dies leicht möglich, weil die Wasserverdampfaufnahme mit dem Steigen der Temperatur ebenfalls zunimmt und trotz gleichbleibender relativer Feuchtigkeit der Dampfgehalt der Luft wächst. So wird das Trockengut bis ins Innere gleichmäßig erwärmt und getrocknet, ohne daß sich an der Oberfläche eine harte Kruste bildet, die Reißen und Sprödewerden zur Folge hätte.

Die Innehaltung des Feuchtigkeitsgrades muß durch einen Feuchtigkeitsmesser fortwährend kontrolliert werden.

Dieser einleitende Prozeß dauert, weil mit sehr feuchter Luft durchgeführt, oft eine größere Anzahl von Stunden, und es wäre verkehrt, an der erforderlichen Zeit etwas abzukürzen, weil dadurch das Trockengut Schaden leiden könnte.

Nach Erreichung der höchstzulässigen Temperatur kann mit dem Beimischen frischer Luft begonnen werden unter langsamer, aber stetiger Herabsetzung des Feuchtigkeitsgrades, der je nach Umständen bis auf 15 bis 20% sinken darf. Die Zirkulation der Luft bewirkt, daß sich dieselbe gleichmäßig bis in jeden Winkel verteilt, so daß auch ein gleichmäßiges Trocknen des ganzen Inhaltes der Trockenkammer erreicht wird. Die gleiche Luft verweilt nur kurze Zeit im Trockenraum, so daß eine zu starke Abkühlung und ein Sinken bis auf den Taupunkt nicht eintreten kann.

Für gewisse Harthölzer, die zu besonderen Zwecken verwendet werden, gibt es spezielle Trockenanlagen, in welchen das Holz zuerst gedämpft und nachher mit einem Gemisch von Dampf und Luft getrocknet wird.

Eine Holztrockenanlage, System V. A. G., besteht aus einem Zentrifugalventilator und einem Lamellenluftherhitzer. Die Luft wird nach dem Luftherhitzer gedrückt, erwärmt sich daselbst und strömt durch den Verteilkanal zur gleichmäßigen Verteilung in den Trockenraum. Nach dem Durchstreichen des Trockengutes sammelt sich die

Luft am anderen Ende und gelangt durch einen zweiten Kanal wieder zum Ventilator, nachdem unterwegs eine bestimmte Menge Luft beigemischt und ebensoviel überschüssige Luft durch besondere Regulierklappen abgelassen worden ist.

Der Lufterhitzer kann jeder beliebigen Heizung angeschlossen werden. Warmwasser, Hoch- und Niederdruckdampf, auch Abdampf kommen in Frage, oder er kann auch für elektrische Heizung eingerichtet werden. Größere Anlagen erhalten mehrere Trockenkammern, von denen jede mit einem eigenen Ventilator und einem Lufterhitzer versehen ist und zur Beschickung einzeln ausgeschaltet und wieder eingeschaltet werden kann.

Die eigentliche Anlage gewinnt gegenüber dem Ventilator, der darin nur ein Hilfsorgan bildet, an Bedeutung. Es ist nicht nur notwendig, den Ventilator zweckentsprechend zu konstruieren und ebenso die Anlage auszubilden, sondern diese muß auch lufttechnisch richtig durchgeführt werden, sonst kann der Ventilator nicht wirtschaftlich arbeiten. Das Studium der Luftführung ist fast ebenso wichtig wie die Konstruktion des Ventilators, darum werden zum Schluß diese Fragen noch berührt, obgleich wir uns mit einem kurzen Hinweis begnügen müssen. Der Bau der Anlage ist geschäftlich wichtiger und beschäftigt mehr Leute als die Herstellung der zugehörigen Ventilatoren.

b) Entnebelungsanlagen. In Lokalen und Fabrikräumen, wo viel mit Wasser oder Dampf gearbeitet wird, sättigt sich der Raum mit Wasserdampf. Kommt noch mehr Dampf hinzu oder wird der Raum aus irgendeinem Grunde abgekühlt, so scheidet sich der Wasserdampf als Nebel aus und verhindert jegliches Sehen und Unterscheiden von Gegenständen. Das Kondenswasser scheidet sich von Wänden, Decken, Maschinen usw. ab, wodurch allerlei Störungen und Schäden entstehen können. Diese Übelstände lassen sich nur durch den Einbau von Entnebelungsanlagen beseitigen.

Es sind weniger Gewerbehygiene- und Unfallverhütungsvorschriften, als vielmehr technische und wirtschaftliche Gründe, die die Besitzer von Färbereien, Bleichereien, Konservenfabriken, Milchsiedereien, Naßspinnereien, Zwirnereien, Schlachthäusern usw. zur Anschaffung solcher Entnebelungsanlagen bewegen. In gut entnebelten Räumen ist eine vollkommene Übersicht möglich und jede Arbeit geht besser vonstatten als bei unsichtiger Luft.

Im Sommer, wenn die Raumluft infolge der höheren Temperatur viel Wasser aufnehmen kann, genügt oft eine kräftige, gut veranlagte Ventilation, bei deren Einrichtung nur darauf zu sehen ist, daß keine Zugluft entsteht.

In der kühlen Jahreszeit kann durch eine noch so kräftige Lüftung dieser Zweck niemals erreicht werden, weil die kalte Luft das Verdichten des Nebels begünstigt und den Zustand noch verschlimmert.

Der einfachste Weg zur Erreichung dieses Zieles liegt in der Einführung hoch erwärmter Luftmengen, doch ist die Temperatur an gewisse praktische Grenzen gebunden. In Arbeitsräumen soll die Lufttemperatur nicht über 25°C steigen. Da hilft nur eine kräftige Vermehrung der Luftmenge.

Einen großen Einfluß übt aber auch die Beschaffenheit, d. h. die Temperatur und der Wassergehalt der Außenluft aus, deshalb muß die Lufttemperatur regelbar sein und ebenso die Luftmenge.

Die Ventilator-A.-G. Stäfa lieferte u. a. nach ihrem patentierten System im Jahre 1917 an eine große Färberei am Zürichsee eine Anlage, die für eine stündliche Leistung von 25000 bis 50000 cbm (7 bis 14 cbm/sek) erwärmte Luft berechnet war.

Antrieb des Ventilators durch eine Dampfturbine Zoelly (Escher, Wyß & Cie.), Kraftbedarf 12 PS. Der Ventilator ist eine Doppelluftturbine, System V. A. G. Der Luftherhitzer wird mit 7 m/sek Luftgeschwindigkeit durchströmt und wird durch den Abdampf der Dampfturbine geheizt. Die Luft kann sich von -10 auf 20°C erwärmen.

c) **Entstaubungs- und Spänetransportanlagen.** Es handelt sich hier um industrielle Entstaubungsanlagen, bei denen der Staub durch passende Fänger womöglich am Ort der Entstehung gefaßt wird im Gegensatz zu Entstaubungsanlagen von Wohnungen und deren Einrichtungen, von Eisenbahnwagen, Versammlungslokalen oder von gewissen gewerblichen Einrichtungen, wie z. B. die Setzkästen einer Buchdruckerei usw. Diese Anlagen unterscheiden sich von den erstgenannten hauptsächlich dadurch, daß die Fänger, hier meistens „Mundstücke“ genannt, tragbar und beweglich sind und über die zu entstaubenden Gegenstände geführt werden. Oft sind dieselben mit einer Bürste verbunden und für die verschiedenen Zwecke verschieden geformt.

Zu einer stationären Entstaubungsanlage gehören folgende Bestandteile: Die Luftpumpe, der Filter, die Leitungen, die Zubehöerteile, das sind verschiedengeformte Mundstücke, Wandanschlüsse und Reinigungsschläuche.

Zur Erzeugung der Saugluft werden benutzt:

1. Druckluft,
2. Druckwasser,

beide zur Betätigung von saugenden Strahlgebläsen (Ejektoren),

3. Membran- und Membrankolbenpumpen,
4. Kapselpumpen,
5. Ventilatoren,
6. Kolbenvakuumumpen.

Die Pumpen 3. bis 6. werden motorisch, meist mit Elektromotor, betrieben.

Mit Druckwasser betriebene Injektoren können an die Hauswasserleitung angeschlossen und der Staub direkt in die Kanalisation befördert werden.

Nach diesem System bauen die Ingenieure Hirzel und Cattani, Zürich, unter der Fabrikmarke „Fort“ sehr wirtschaftlich arbeitende Entstaubungsanlagen.

Über Entstaubungsanlagen für Wohnräume u. dgl. besteht schon eine reichhaltige Literatur.

Wir beschäftigen uns indessen hier nur mit den erstgenannten industriellen Entstaubungs- und Spänetransportanlagen, die durch Ventilatoren betrieben werden.

Heutzutage finden industrielle Entstaubungsanlagen in erweitertem Ausmaß Anwendung, teils aus hygienischen Gründen, teils zur Verbesserung der Arbeitsbedingungen infolge der sofortigen Entfernung der Abfälle, die wir hier kurzweg als Staub bezeichnen wollen und damit alle festen Körper einschließen, die durch Absaugen entfernt werden können, von den Spänen einer Holz Hobelmaschine an gerechnet bis zum feinen Staub einer Poliermaschine. Es werden nachstehend einige Industrien auf-

gezählt, bei denen Staubsauganlagen Eingang gefunden haben. Ihre Zahl könnte beliebig vermehrt werden, insbesondere wenn das Absaugen giftiger Dämpfe und Rauchgase mit einbezogen werden: Betriebe für Holzbearbeitung, Gußputzereien, Schleifereien, Papierfabriken (Lumpensortierereien), Kalkwerke u. a. m.

Die Ausbildung des Exhaustors hat darauf Bedacht zu nehmen, daß der Durchgang des Fördergutes durch das Schaufelrad ohne Hindernisse vor sich geht. Dieser Umstand kommt hauptsächlich bei Spänetransportanlagen in Frage. In Abb. 198 wird ein solcher Exhaustor

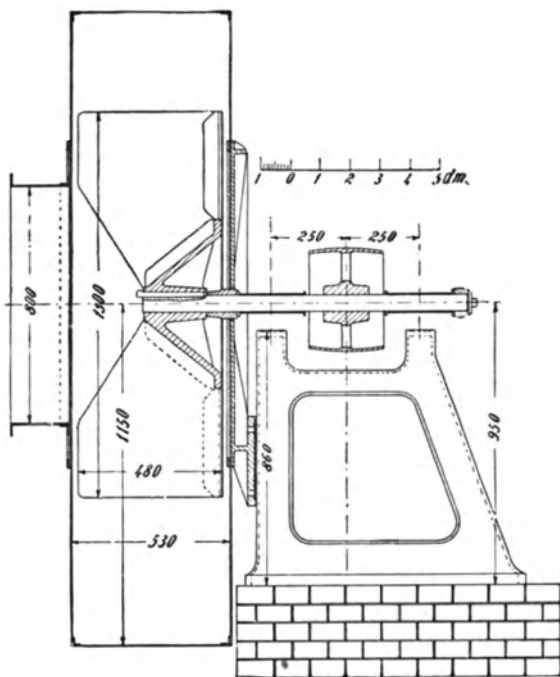


Abb. 198. Exhaustor für industrielle Staubsauganlage.

dargestellt. Die Nabe und der Flügelfang sind so geformt, daß das abzusaugende Gut den natürlichen Weg einschlägt. Der hier darge-

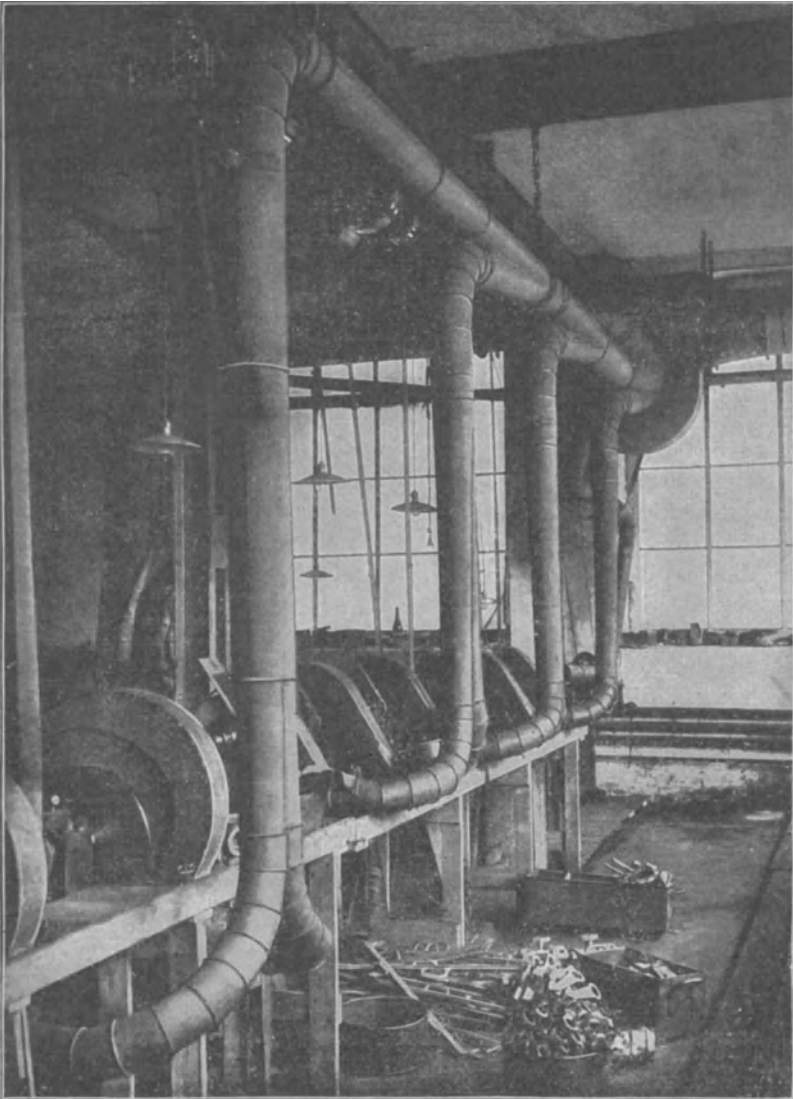


Abb. 199. Entstaubungsanlage in der Schleiferei einer Armaturenfabrik.

stellte Exhaustor hat einen Saugöffnungsdurchmesser von 800 mm, einen Flügelraddurchmesser D_2 von 1300 mm und fördert bei 380 Min.-

Umdrehungen eine Luftmenge von 380 cbm/min. Das Verhältnis der beiden vorgenannten Durchmesser ist mit Rücksicht auf den Wirkungsgrad ein sehr günstiges. Die verlangte Drehzahl wird durch indirekten Antrieb herbeigeführt. Dieser hat in unserem Falle gegenüber der direkten Kupplung mit dem Motor den Vorzug der leichten Veränderbarkeit. Seit Einführung der Lenix-Riemenspanner hat der Riemenantrieb wieder an Bedeutung zugenommen.

Bei feinerem Transportgut (Staub) werden die in neuerer Zeit aufgekommenen Luftturbinen und die kurz- und engschaufligen Schirokkogebläse Anwendung finden können.

Den zweiten Hauptteil einer Entstaubungsanlage bildet das Rohrnetz mit seinen den Verhältnissen entsprechenden Verzweigungen.

Für die Rohrleitung gilt der oberste Grundsatz, möglichst große Rohrquerschnitte zu erhalten und die Abzweigungen so zusammenzuführen, daß sie das Hauptrohr auf dem kürzesten Wege erreichen. Parallel geführte Rohre sind, wo immer möglich, zu vermeiden, wenn ihre rasche Vereinigung durchführbar ist. Die einzelnen Rohrstränge sind an den Vereinigungspunkten derart zusammenzuführen, daß dort keine Störung des abgesaugten und zusammenströmenden Materials eintreten kann und daß das Auftreten von Widerständen zwischen und innerhalb der sich vereinigenden Saugrohre vermieden wird (siehe auch S. 50).

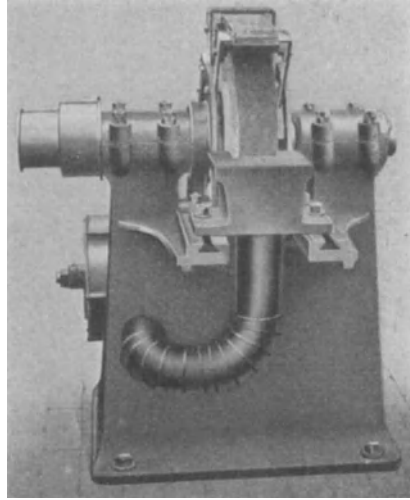


Abb. 200. Schmirgelschleifmaschine mit Staubsaugung.

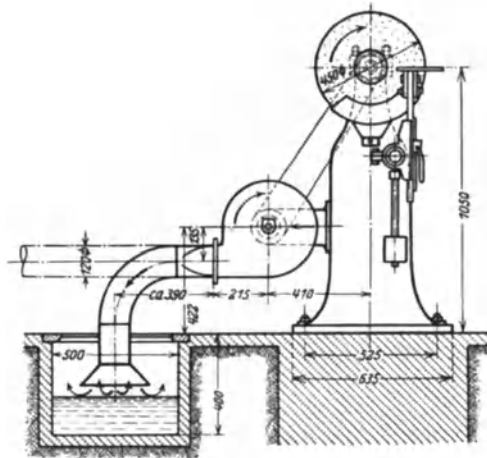
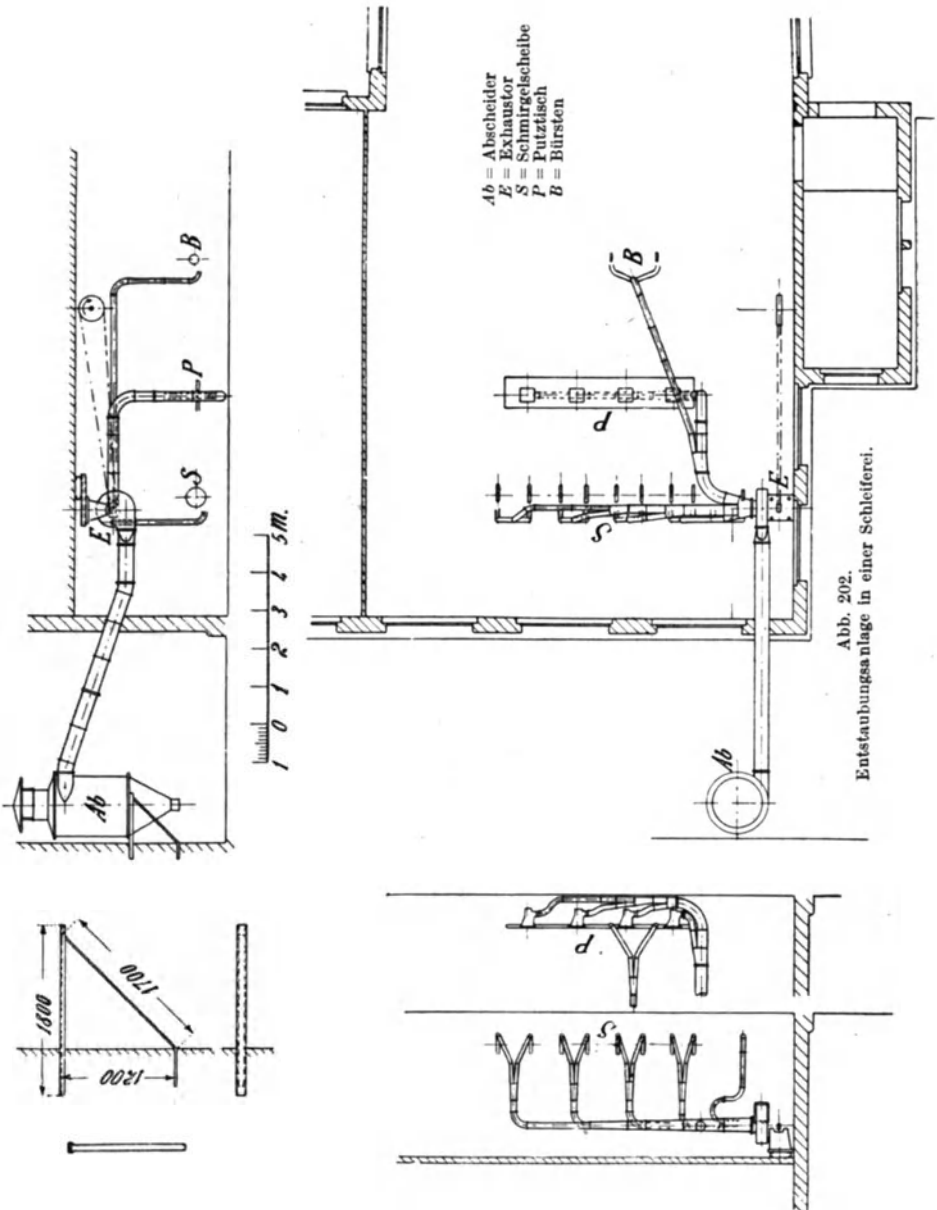


Abb. 201. Schmirgelschleifmaschine mit Staubabsaugung.



Früher wurde der Ausführung der Abzweigstellen keine besondere Aufmerksamkeit geschenkt. Die Zusammenführung zweier oder mehrerer Zweigrohre geschah früher unter einem Winkel von 45° , gelegent-

lich auch unter 90° , und wenn man die Sache besonders gut machen wollte, so wählte man einen Winkel von 30° . Durch das Vorgehen der Vereinigten Maschinenfabrik Augsburg und Maschinenbaugesellschaft Nürnberg wurde hier (im Jahre 1904) ein Wechsel geschaffen. Das Ergebnis der angestellten langwierigen Untersuchungen war zunächst eine Verringerung des Energieverbrauches der eigenen Anlage von 110 auf 35 PS. Dieses verblüffende Ergebnis wurde erreicht einerseits durch Feststellung der für die Arbeitsmaschinen höchstens erforderlichen Transportluftmenge und Geschwindigkeit, andererseits durch möglichste Verminderung der Leitungswiderstände, und zwar hauptsächlich durch Verkleinerung der Winkel an den Vereinigungsstellen, die man durch passende Konstruktion bis auf 5° ermäßigte. Durch ein vom Leiter dieser Untersuchungen, dem nachmaligen Professor Dr. Prandtl, ausgearbeitetes besonderes Rechnungsverfahren wurde die genaue vorausgehende Feststellung aller in Betracht kommender Widerstände mit geringem Zeitaufwand ermöglicht. Es wird hier auch an die diesbezüglichen Arbeiten von V. Blaess erinnert.

Als weiteren Bestandteil einer Entstaubungsanlage sind die Maschinenanschlüsse, die sog. Fänger, zu nennen. Ihr Zweck ist die Ausbreitung der Späne bzw. des Staubes zu verhindern, ihn womöglich schon beim Entstehen abzufangen, einesteils zum Schutze des die Maschine bedienenden Arbeiters, andernteils damit der Staub oder die Späne in der natürlichen Flugrichtung in den Fänger eintreten, so daß dadurch das Ansaugen unterstützt wird.

Diese Anforderungen lassen sich nur erfüllen, wenn die Fänger nicht nach Schablone ausgeführt, sondern den Verhältnissen jeweils angepaßt werden. Gelungene Ausführungen des Rohrnetzes und der Fänger zeigen die Abb. 199, 200, 201. Die allgemeine Disposition einer solchen Anlage (einer Schleiferei) ist aus Abb. 202 ersichtlich.

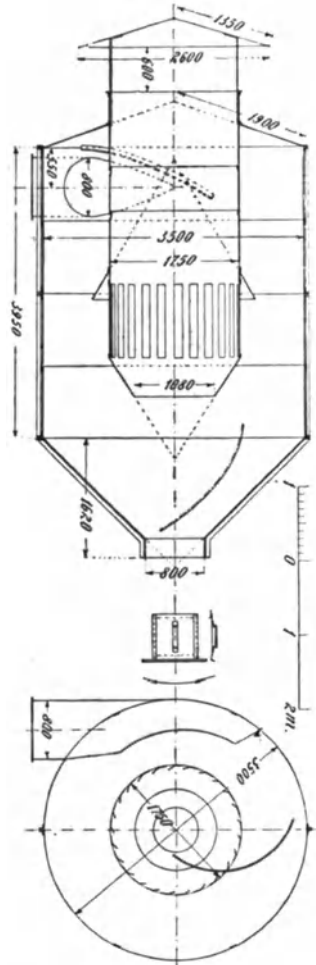


Abb. 203.
Abscheider, System Wunderli.

Schließlich muß das abgesaugte Material aus der Leitung ausgeschieden werden. In vereinzeltten Fällen kann wertloser Staub einfach an entlegenen Stellen ausgeblasen, günstigenfalls über fließendes Wasser geleitet werden. In allen anderen Fällen muß die Abscheidung künstlich vor sich gehen, wozu in Frage kommen: Staubkammern, Zentri-

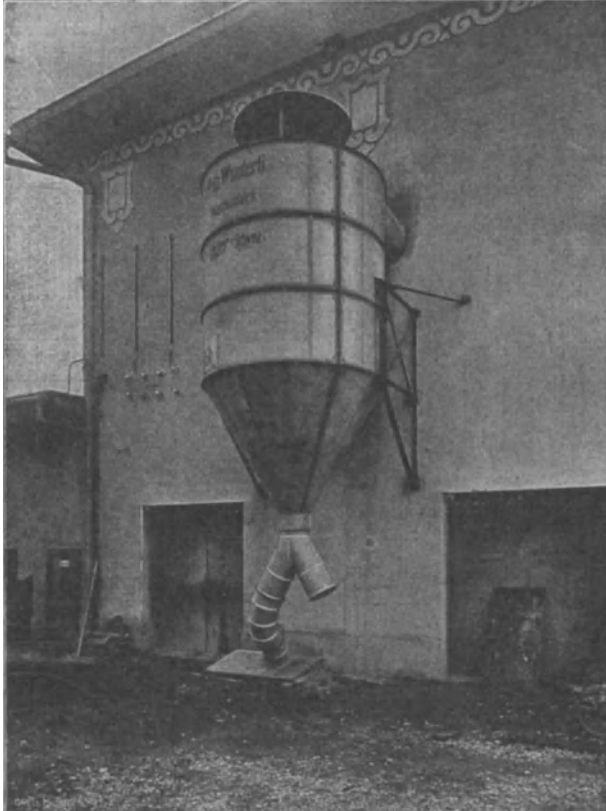


Abb. 204. Abscheider.

fugalabscheider, Filter, einzeln oder vereinigt mit anderen Mitteln. Alle diese Einrichtungen sollen dem Luftdurchgang und Luftaustritt möglichst wenig Widerstände bieten, da jeder Widerstand durch vermehrten Energieaufwand überwunden werden muß.

Das (namentlich bei Spänetransportanlagen) gebräuchlichste Abscheidungsmittel ist der Zentrifugalabscheider (Abb. 203). Die tangential am Umfang eingeführte beladene Luft gerät dann in kreisende Bewegung, wodurch die schweren Teile gegen den Umfang gedrängt

werden; dort bewegen sie sich spiralförmig nach unten, um in den untergebauten Spänerraum zu fallen, während die Luft durch ein in der Mitte des Abscheiders sitzendes Schlotrohr nach oben geleitet wird. In Abb. 204 ist die äußere Gestalt eines solchen Abscheiders ersichtlich. Abb. 205 zeigt eine Dampfkesselanlage, die mit den abgeschiedenen Holzspänen geheizt wird.

Die durch eine Entstaubungsanlage abgeführte Luft ist enorm groß und ebenso die damit entweichende Wärmemenge, die durch Heizung wieder ersetzt werden muß, deren Betriebskosten sehr hoch werden. Diesem Übelstand kann durch Aufstellung eines Filters begegnet werden. Die gereinigte Luft wird mit einem gewissen Zusatz von Frischluft, dem Lufterhitzer in vorgewärmtem Zustande wieder zugeführt.

Sehr gebräuchlich sind Barchentfilter, zusammengesetzt aus einer der eingeführten Luftmenge entsprechenden Anzahl Einzelelemente. Sie werden gewöhnlich

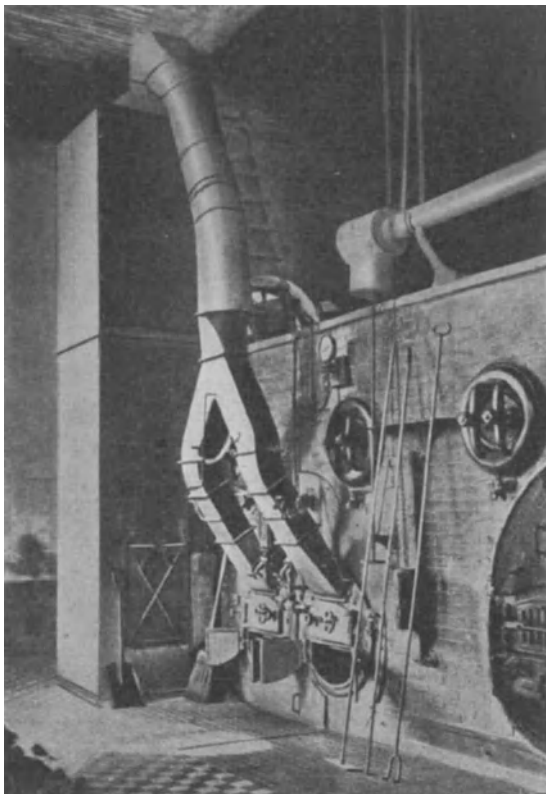


Abb. 205: Späneführung in Flammenkessel (Schuhfabrik E. F. Relly, A.-G., Niedergörgen Schweiz).

ohne automatische Abklopfvorrichtung ausgeführt, da es genügt, wenn die Abklöpfung in den Betriebspausen vorgenommen wird, wo sie rasch und in einfachster Weise erfolgen kann. Mit zunehmender Verschmutzung wächst der Widerstand und es nimmt die Saugwirkung des Exhaustors ab. Bisweilen wird der eigentliche Stofffilter durch einen sog. Vorfilter aus leichtem, durchlässigem Material entlastet. Dieser Vorfilter hat den Zweck, einerseits die größten Staubeile abzufangen, andererseits soll er, da er gewöhnlich aus nicht brennbarem

Material ausgeführt wird, verhindern, daß er durch Zufälligkeiten in Brand gerät.

Man hat auch durch Anwendung von Wasserzerstäubungsdüsen, durch Koks-, Holzwolle- oder Reisigfilter versucht, den Staub aus der Luft abzufangen.

In neuerer Zeit hat der Delbag-Viscin-Zellen-Luftfilter der Deutschen Luftfilter-Baugesellschaft m. b. H. in Berlin ziemlich große Verbreitung gefunden.

Die zu reinigende Luft oder das Gas durchströmt zwangsläufig im steten Richtungswechsel die Filterschicht, die aus eigenartigen, netzförmigen Widerstandskörpern besteht und deren verhältnismäßig große Oberfläche mit einer nicht verdunstenden, staubbindenden Flüssigkeit, dem „Viscinol“, benetzt wird. Die Reinigung der Luft ist beinahe vollständig. Unter den verschiedenen Vorteilen, die der Delbag-Viscin-Zellen-Luftfilter bietet, verdient in erster Linie der geringe Widerstand, daher gleichbleibende Luftmenge, hervorgehoben zu werden. Aus diesem Grunde hat sich diese neue Art Luftfilter in der Industrie rasch eingeführt.

Die Ventilator A.-G. Stäfa hat die Vertretung der „Delbag“ für die Schweiz und für Frankreich übernommen.

Aus allem geht hervor, daß das Anwendungsgebiet der Zentrifugalventilatoren ein sehr großes ist, dessen Umfang stetig zunimmt. Die Konstruktion des Schaufelrades richtet sich nach dem Zweck, den es zu erfüllen hat. Die Eigentümlichkeiten der verschiedenen Anlagen müssen genau studiert werden, aber dabei ist deren lufttechnischer Seite, d. h. die Fortleitung der Luft durch passende Kanäle und Röhren, die größte Aufmerksamkeit zu schenken.

V. Festigkeitsberechnungen des Laufrades.

Einleitung.

Die Laufräder der Ventilatoren bestehen aus tragenden Teilen (Scheiben, Ringen) und Ballast (Schaufeln). Im Betrieb werden die tragenden Teile durch die Fliehkräfte ihrer eigenen Massen und die des Ballastes beansprucht. Die nachfolgenden Ausführungen bezwecken, diese Beanspruchungen nach Art und Größe zu bestimmen und daraus Schlüsse auf die Sicherheit zu ziehen.

Die theoretischen Grundlagen sind die Formeln für den Kreisring und die Kreisscheibe gleicher Dicke. Die Formeln für den Ring werden in stark zusammengefaßter Form abgeleitet; für die Entwicklung der Scheibengleichungen verweisen wir auf die Fachliteratur. Ihre Anwendung auf die wichtigsten Sonderfälle ist in einem kleinen Anhang durchgeführt. Darauf bauen sich die Entwicklungen von möglichst einfachen und durchsichtigen Berechnungsmethoden.

Mit Hilfe dieser Methoden werden drei verschiedene Laufräder durchgerechnet. Die gewählten Beispiele lehnen sich an ausgeführte Radkonstruktionen an, sind aber im übrigen frei durchgeführt, um die mit Rücksicht auf günstige Beanspruchungsverhältnisse wünschbaren Bauformen möglichst deutlich zum Ausdruck zu bringen.

Wir sind uns bewußt, daß die vorliegende Studie nicht mehr als eine Anleitung zur Behandlung einfacher Fälle darstellt und viele Fragen unbeantwortet bleiben. Ein weiteres Eindringen würde jedoch größere mathematische Hilfsmittel erfordern und damit den Rahmen des Buches überschreiten.

Über die Benennung der einzelnen Teile unterrichten die Abb. 206 und 207. In den Bezeichnungen schließen wir uns dem Werk von Stodola, Dampfturbinen, 5. Aufl., an; es bedeuten:

γ das spezifische Gewicht;
z. B. für Stahl 7,8 kg/cdm;
 $g = 9,81$ m/sek² die Erdbeschleunigung;

E die Elastizitätszahl, z. B. für Stahl $2,2 \cdot 10^6$ kg/qcm;

ν das Verhältnis der Querkontraktion zur Längsdehnung, z. B. für Stahl $\nu = 0,3$;

n die minutliche Drehzahl;
 $\omega = \pi n/30$ die Winkelgeschwindigkeit in sek⁻¹;

u die Umfangsgeschwindigkeit in m/sek;

x den radialen Abstand von der Drehachse;

σ_r bzw. σ_t die Spannung in radialer, bzw. in tangentialer Richtung.

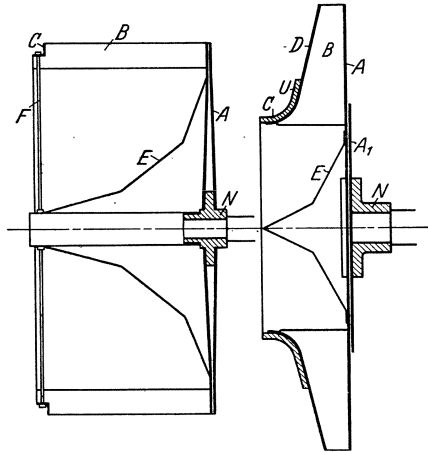


Abb. 206.

Abb. 207.

Abb. 206. Niederdruckventilator.

A = Rückenscheibe, B = Schaufeln, C = Einströmring, E = Einströmkonus, F = Speichen, N = Nabe.

Abb. 207. Hochdruckventilator.

A = Rückenscheibe, A_1 = Stützblech zu A , B = Schaufeln, C = Einströmring, D = Deckscheibe, E = Einströmkonus, N = Nabe, U = Übergangskonus.

1. Der frei rotierende Ring.

Wir betrachten einen kreisförmigen Ring, Abb. 208a, von unveränderlichem Querschnitt f , der sich mit ω um die eigene Achse 0 dreht. Zur Berechnung der Spannungen schneiden wir ein Elementarkörperchen von der Masse $dm = \gamma/g \cdot x d\alpha \cdot f$ heraus, siehe Abb. 208b, und bringen an den Schnittflächen die Tangentialkräfte $T = f \cdot \sigma_t$ an. Auf das Körperchen wirkt die Fliehkraft $dC = dm \cdot x \cdot \omega^2$, der die Resultierende der Kräfte $T dR = T \cdot d\alpha$ das Gleichgewicht halten

muß. Also ist $dC = dR$, woraus sich durch Einsetzen der angegebenen Werte die wichtige Gleichung für die Ringspannung ergibt:

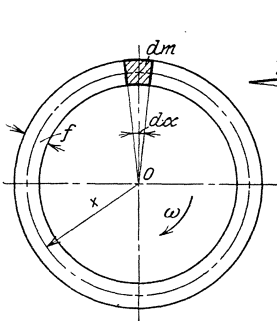


Abb. 208 a.

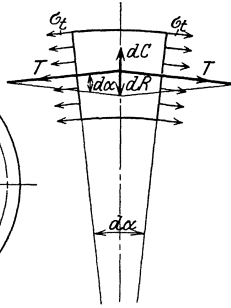


Abb. 208 b.

$$\sigma_t = \frac{\gamma}{g} (x\omega)^2 = \frac{\gamma}{g} \cdot u^2. \quad (190)$$

Beachtenswert ist, daß die Ringspannung nur vom spezifischen Gewicht des verwendeten Baustoffes und von der Umfangsgeschwindigkeit abhängt und nicht etwa durch Verändern des Querschnittes beeinflusst werden kann.

Für Stahl wird beispielsweise:

$$\sigma_t = 0,8 \cdot 10^3 \cdot u^2 \text{ kg/qm} = 0,08 \cdot u^2 \text{ kg/qcm};$$

u ist hier in m/sek einzusetzen. Abb. 209 zeigt σ_t in Abhängigkeit von u ; wir sehen, daß die Ringspannung bereits bei einer Umfangsgeschwindigkeit von 120 m/sek die zulässige Grenze für Zug bei ruhender Belastung ($k_z = 1200 \text{ kg/qcm}$) erreicht.

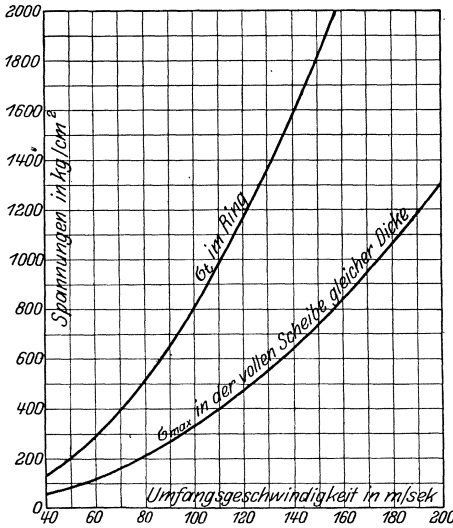


Abb. 209. Ringspannung und größte Scheibenspannung in Abhängigkeit von der Umfangsgeschwindigkeit.

Oft werden Ringe zum Zusammenhalten sich drehender Maschinenteile verwendet; dabei erfahren sie außer den soeben berechneten Beanspruchungen noch solche zufolge von Radialkräften, die wir gleichmäßig über den Ringumfang verteilt annehmen wollen und deren Summe wir mit R bezeichnen. Auf das in Abb. 208 b dargestellte Elementarkörperchen entfällt der Teil $dR' = R \cdot d\alpha / 2\pi$, dem wieder die Kräfte $T = dR' / d\alpha$ das Gleichgewicht halten

müssen. Die durch R erzeugte Ringspannung beträgt somit:

$$\sigma_{tR} = \frac{T}{f} = \frac{R}{2\pi f}. \quad (191)$$

Schließlich ist noch die Radialverschiebung zu berechnen, die der mit σ_t gespannte Ring erleidet. Dabei ist es gleichgültig, ob σ_t von

der Drehung oder von Radialkräften herrührt. Der Umfang $l = 2\pi x$ verlängert sich durch σ_t wie ein gerader Zugstab um $\Delta l = l \cdot \sigma_t / E$, der Radius also um

$$\xi = \frac{\Delta l}{2\pi} = \frac{x}{E} \cdot \sigma_t. \quad (192)$$

2. Die volle Scheibe gleicher Dicke.

Wir können uns eine Kreisscheibe, Abb. 210, aus einzelnen Ringen aufgebaut denken, die bei der Drehung um den Scheibenmittelpunkt 0 durch Tangentialspannungen beansprucht werden. Beständen zwischen diesen Ringen keine gegenseitigen Verbindungen, so würden sich die äußeren wesentlich mehr nach außen verschieben als die inneren: es würden sich also zwischen den Ringen Spalträume bilden. Da der Zusammenhang des Baustoffes dies nicht zuläßt, treten zu den Tangentialkräften noch Radialkräfte. Durch diese werden die inneren Ringe nach außen und die äußeren nach innen gezogen, wodurch die äußeren auf Kosten der inneren sehr beträchtlich entlastet werden.

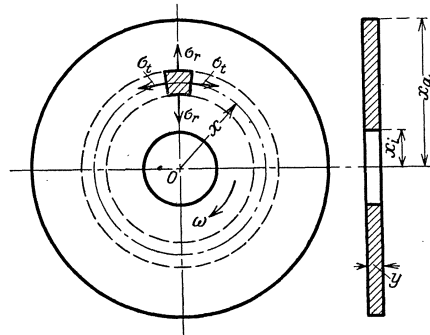


Abb. 210.

Für die volle Kreisscheibe gleicher Dicke ($x_i = 0$, $y = \text{konst.}$)

lauten die Gleichungen für die Spannungen in radialer und tangentialer Richtung¹:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_r &= \frac{3 + \nu}{8} \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot u_a^2 \left[1 - \left(\frac{x}{x_a} \right)^2 \right], \\ \sigma_t &= \frac{3 + \nu}{8} \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot u_a^2 \left[1 - \frac{1 + 3\nu}{3 + \nu} \cdot \left(\frac{x}{x_a} \right)^2 \right]. \end{aligned} \right\} \quad (193)$$

In diesen Gleichungen fehlt die Scheibendicke y , sie beeinflusst also die Spannungen nicht.

Da aus Symmetriegründen an den Schnittflächen des in Abb. 210 durch Schraffur hervorgehobenen Elementarkörperchens keine Schubspannungen auftreten, sind σ_r und σ_t Hauptspannungen. Da ferner die dritte Hauptspannung in achsialer Richtung stets gleich Null ist, kommt für die Beurteilung der Beanspruchung jeweils nur die größere der beiden Spannungen σ_r oder σ_t in Betracht.

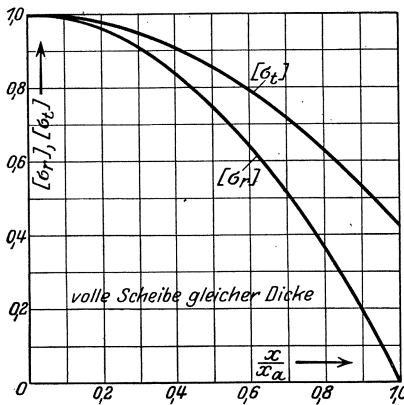
Hieraus ergibt sich folgende allgemeine Bemerkung: Die für die Beanspruchung maßgebende Spannung wird offenbar am kleinsten, die Ausnützung des Baustoffes also am günstigsten, wenn σ_r und σ_t angenähert gleich groß sind. Ist man in der Formgebung frei, so wird

¹ Ableitung siehe Nachtrag S. 301.

man dies bei hoch beanspruchten Umdrehungskörpern durch geeignete konstruktive Maßnahmen zu erreichen suchen. Wir werden bei der Behandlung der Deckscheiben von Hochdruckventilatoren auf diesen Punkt zurückkommen.

Um die Spannungsgleichungen (193) in ein allgemeines Schema einordnen zu können, bezeichnen wir die Klammerwerte mit $[\sigma_r]$ bzw. $[\sigma_t]$. Setzen wir ferner für ν und g die Zahlenwerte ein, so erhalten wir:

$$\sigma_r = 0,00421 \cdot \gamma \cdot u_a^2 [\sigma_r] \text{ und } \sigma_t = 0,00421 \cdot \gamma \cdot u_a^2 [\sigma_t]. \quad (194)$$



Setzen wir hier γ in kg/cdm und u_a in m/sek ein, so erhalten wir die Spannungen in kg/qcm.

Bei $x = 0$ ist:

$$\sigma_r = \sigma_t = \sigma_{\max} = 0,00421 \cdot \gamma \cdot u_a^2. \quad (195)$$

Mit Hilfe dieser Gleichung wurde die untere Kurve der Abb. 209 gezeichnet. Der Vergleich mit der oberen zeigt, wieviel günstiger sich die Scheibe gegenüber dem Ring bei der Drehung verhält.

Die Funktionen $[\sigma_r]$ und $[\sigma_t]$ sind in Tabelle 12 berechnet und in Abb. 211 aufgezeichnet. Aus ihnen erhält man die Spannungen

σ_r und σ_t an jeder Stelle einer beliebig gegebenen Scheibe durch Multiplizieren mit σ_{\max} .

Tabelle 12.

x/x_a	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
$[\sigma_r]$	1	0,960	0,840	0,640	0,360	0
$[\sigma_t]$	1	0,977	0,908	0,793	0,631	0,424

Beispiel. Gesucht die Spannungen bei $x = 30$ cm in einer Scheibe von 1000 mm Außendurchmesser, die mit $n = 3000$ umläuft.

Winkelgeschwindigkeit $\omega = \pi \cdot n/30 = 314/\text{sek}$

Umfangsgeschwindigkeit $u_a = x_a \omega = 157$ m/sek

Max. Spannung [Gleichung (195)] $\sigma_{\max} = 810$ kg/qcm.

Für $x/x_a = 30/50 = 0,6$ sind $[\sigma_r] = 0,640$; $[\sigma_t] = 0,793$, demnach

$$\sigma_r = 810 \cdot 0,640 = 518 \text{ kg/qcm}; \quad \sigma_t = 810 \cdot 0,793 = 642 \text{ kg/qcm}.$$

Die Radialverschiebungen werden für jede Kreisscheibe gleicher Dicke aus den Spannungen nach der Gleichung berechnet¹:

$$\xi = \frac{x}{E} (\sigma_t - \nu \sigma_r). \quad (196)$$

¹ Siehe Nachtrag S. 301.

Dabei ist es gleichgültig, ob die Spannungen von der Rotation der Scheibe herrühren oder durch gleichmäßig über den Außenrand (oder einen beliebigen andern Kreis) verteilte Radialkräfte erzeugt werden.

Im oben angeführten Beispiel beträgt die Radialverschiebung bei $x = 30$ cm:

$$\xi = \frac{30}{2,2 \cdot 10^6} (642 - 0,3 \cdot 518) = 0,00664 \text{ cm.}$$

3. Die Kreisscheibe gleicher Dicke mit zentraler Öffnung.

Durch eine zentrale Öffnung wird der Zusammenhang der Scheibenteile an der höchst beanspruchten Stelle unterbrochen, wodurch naturgemäß die Spannungen in den äußeren Teilen bedeutend größer ausfallen als bei der vollen Scheibe. Da die Radialspannungen am Innenrand x_i (Abb. 210) und am Außenrand x_a verschwinden, können sie sich bei großen Öffnungen nur wenig ausbilden. Die Scheibe nähert sich dem Ring, der nur durch Tangentialspannungen beansprucht wird.

Zur Berechnung der Spannungen dienen die Gleichungen¹:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_r &= \frac{3 + \nu}{8} \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot u_a^2 \left[1 + \left(\frac{x_i}{x_a} \right)^2 - \left(\frac{x}{x_a} \right)^2 - \left(\frac{x_i}{x} \right)^2 \right], \\ \sigma_t &= \frac{3 + \nu}{8} \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot u_a^2 \left[1 + \left(\frac{x_i}{x_a} \right)^2 - \frac{1 + 3\nu}{3 + \nu} \left(\frac{x}{x_a} \right)^2 + \left(\frac{x_i}{x} \right)^2 \right]. \end{aligned} \right\} \quad (197)$$

Der Faktor vor den Klammern ist derselbe wie in den Gleichungen (193); bezeichnen wir die Klammern wieder mit $[\sigma_r]$ bzw. $[\sigma_t]$ so gelten die Gleichungen (194) auch für die Scheibe mit zentraler Öffnung.

Am Innenrand x_i wird $\sigma_{r_i} = 0$ und σ_t erreicht den größten Wert:

$$\sigma_{t_i} = \sigma_{\max} = 0,00421 \cdot \gamma \cdot u_a^2 \left[2 + 0,424 \left(\frac{x_i}{x_a} \right)^2 \right]. \quad (198)$$

Die Klammerwerte $[\sigma_{\max}]$ sind in Tabelle 13 angegeben.

Tabelle 13.

x_i/x_a	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
$[\sigma_{\max}]$	2	2,017	2,068	2,153	2,272	2,424

Für das bei Deckscheiben von Hochdruckventilatoren zutreffende Verhältnis $x_i/x_a = 0,6$ sind die mit Hilfe der Gleichungen (197) berechneten Werte $[\sigma_r]$ und $[\sigma_t]$ in Tabelle 14 angegeben.

Tabelle 14.

x/x_a	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$[\sigma_r]$	0	0,135	0,157	0,105	0
$[\sigma_t]$	2,153	1,813	1,554	1,338	1,144

¹ Siehe Nachtrag S. 302.

Abb. 212 zeigt den Verlauf der in Tabellen 13 und 14 berechneten Funktionen. Außerdem sind dort noch $[\sigma_r]$ und $[\sigma_t]$ für $x_i/x_a = 0,1$ und $0,02$ eingetragen. Die Kurven $[\sigma_r]_{0,1}$; $[\sigma_t]_{0,1}$ beziehen sich auf eine Rückenscheibe mit Nabenbohrung, beispielsweise nach Abb. 223; die Kurven $[\sigma_r]_{0,02}$; $[\sigma_t]_{0,02}$ kennzeichnen den Spannungsverlauf in der Umgebung eines Nietloches. Man erkennt, daß jede zentrale Boh-

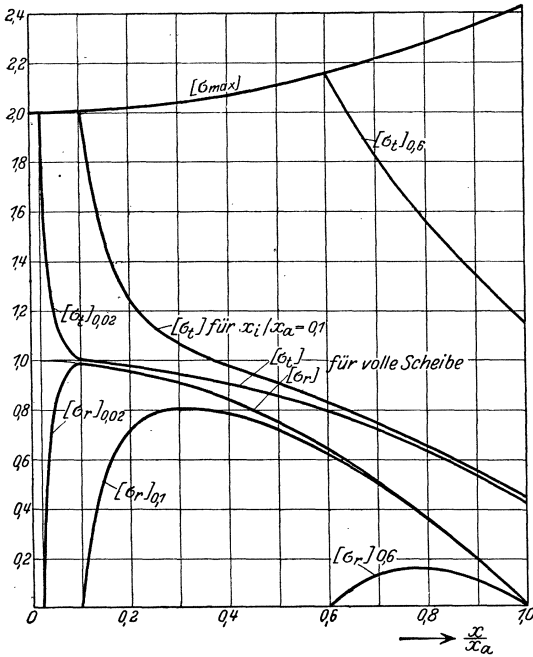


Abb. 212. Verlauf der Spannungen in Scheiben mit zentralen Öffnungen.

rung, und wäre sie noch so klein, das Ansteigen der maximalen Spannung auf mindestens den doppelten Betrag gegenüber der vollen Scheibe verursacht. Bei kleinen Löchern nähern sich die Spannungen rasch den Werten für die volle Scheibe; bei größeren Bohrungen (0,1) dehnt sich die Störung bereits auf ein größeres Gebiet aus. Bei Scheiben mit großer zentraler Bohrung wird der Baustoff sehr ungünstig ausgenutzt.

Eine wesentliche Verbesserung läßt sich dadurch erreichen, daß man die Scheibe längs ihres Innenrandes mit einem kräftigen Ring verbindet,

der dort eine radial nach einwärts gerichtete Zugspannung σ_{r_i} ausübt. Eine solche Spannung erzeugt in einer ruhenden Scheibe die Spannungen¹:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_r &= \frac{\sigma_{r_i}}{\left(\frac{x_a}{x_i}\right)^2 - 1} \left[\left(\frac{x_a}{x}\right)^2 - 1 \right], \\ \sigma_t &= -\frac{\sigma_{r_i}}{\left(\frac{x_a}{x_i}\right)^2 - 1} \left[\left(\frac{x_a}{x}\right)^2 + 1 \right]. \end{aligned} \right\} \quad (199)$$

Beispielsweise erhalten wir für $x_a/x_i = 0,6$ und $\sigma_{r_i} = 100 \text{ kg/qcm}$ die in Tabelle 15 berechneten Spannungen. Für andere Werte σ_{r_i} sind die Tabellenwerte verhältnismäßig zu ändern.

¹ Siehe Nachtrag S. 303 Gl. (q) und (r).

Tabelle 15.

x/x_a	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
σ_r	100	58,4	31,5	13,5	0
σ_t	-212,5	-171	-144	-126	-112,3

4. Die Kreisscheibe mit absatzweise sich ändernder Dicke.

Die mit sehr hohen Geschwindigkeiten umlaufenden Räder von Dampfturbinen und Turbokompressoren werden als geschmiedete Scheiben gleicher Festigkeit ausgebildet, weil diese Form bei gegebener Umfangsgeschwindigkeit die geringsten Spannungen ergibt. Bei Ventilatoren ist diese Bauart der hohen Kosten wegen nicht üblich. Dagegen bauen einzelne Firmen die Rückenscheiben aus kreisförmigen Blechen von abnehmendem Durchmesser (siehe Abb. 220) auf, wodurch mit einfachen Mitteln die Vorteile der Scheibe gleicher Festigkeit teilweise gewonnen werden.

Für die Festigkeitsberechnung solcher Scheiben eignet sich das von R. Grammel ausgebildete Verfahren besonders gut¹. Wir gehen von den allgemeinen Gleichungen für die Scheibe gleicher Dicke aus²:

$$\sigma_r = \frac{E}{1-\nu^2} \left[-\frac{3+\nu}{8} \cdot A x^2 + (1+\nu) b_1 - (1-\nu) \frac{b_2}{x^2} \right],$$

$$\sigma_t = \frac{E}{1-\nu^2} \left[-\frac{1+3\nu}{8} \cdot A x^2 + (1+\nu) b_1 + (1-\nu) \frac{b_2}{x^2} \right],$$

$$A = (1-\nu^2) \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot \frac{\omega^2}{E}.$$

Die Integrationskonstanten b_1 und b_2 sind im allgemeinen aus den Randbedingungen zu bestimmen. Setzen wir den Wert A in die Spannungsgleichungen ein, so erhalten wir:

$$\sigma_r + \frac{3+\nu}{8} \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot \omega^2 x^2 = \left[(1+\nu) b_1 - (1-\nu) \frac{b_2}{x^2} \right] \frac{E}{1-\nu^2},$$

$$\sigma_t + \frac{1+3\nu}{8} \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot \omega^2 x^2 = \left[(1+\nu) b_1 + (1-\nu) \frac{b_2}{x^2} \right] \frac{E}{1-\nu^2}.$$

Mit den Abkürzungen:

$$\frac{3+\nu}{8} \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot \omega^2 = W_r; \quad \frac{1+3\nu}{8} \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot \omega^2 = W_t; \quad (200)$$

$$\sigma_r + W_r x^2 = s; \quad \sigma_t + W_t x^2 = t; \quad (201)$$

$$\frac{1+\nu}{1-\nu^2} \cdot b_1 E = B_1; \quad \frac{1-\nu}{1-\nu^2} \cdot b_2 E = B_2, \quad (201a)$$

¹ Das Verfahren rührt von M. Donath her, siehe seine Schrift: Die Berechnung rotierender Scheiben und Ringe. Berlin, Julius Springer 1912. Die Methode wurde von R. Grammel weiter entwickelt, siehe seine Arbeit: Ein neues Verfahren zur Berechnung rotierender Scheiben, Dingler, Bd. 338, S. 217. 1923. Es ist auch beschrieben in: Timoshenko-Lessels, Festigkeitslehre. Berlin, Julius Springer 1928. § 73.

² Siehe Stodola: Dampfturbinen. 5. Aufl., S. 319. Berlin, Julius Springer.

erhalten wir:

$$s = B_1 - \frac{B_2}{x^2}; \quad t = B_1 + \frac{B_2}{x^2}. \quad (202)$$

Das Verfahren besteht nun im folgenden: Sind σ_r und σ_t für irgendeinen Punkt x_1 der Scheibe bekannt, so berechnen wir zunächst vermittels der Gleichungen 200 und 201 die Werte s_1 und t_1 . Tragen wir s und t über der Abszisse $1/x^2$ auf, so erhalten wir zwei Geraden, Abb. 213,

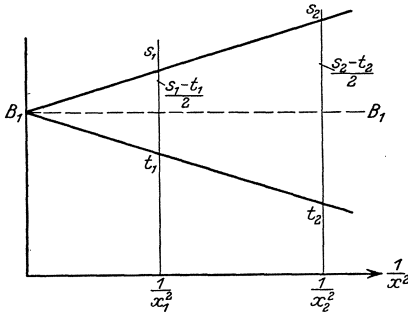
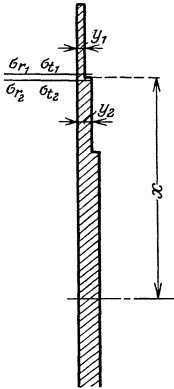


Abb. 213.

die sich bei $1/x^2 = 0$ in B_1 schneiden und gegen die Horizontale gleichstark geneigt sind. Für eine beliebige andere Stelle x_2 finden wir die Werte s_2 und t_2 und daraus mit Hilfe der Gleichungen 201 die Spannungen σ_{r_2} und σ_{t_2} , indem wir die beiden Geraden mit der Vertikalen durch $1/x_2^2$ zum Schnitt bringen.

Bei einer abgesetzten Scheibe, Abb. 214, berechnen wir in der angegebenen Weise die Spannungsänderungen innerhalb der einzelnen Felder gleicher Dicke. An den Absatzstellen verändern sich die Radialspannungen im umgekehrten Verhältnis der Scheibendicken y ; es ist:



$$\sigma_{r_2} = \sigma_{r_1} \frac{y_1}{y_2}. \quad (203)$$

Die Tangentialspannung σ_{t_2} ergibt sich aus der Bedingung, daß die Radialverschiebungen unmittelbar vor und nach der Absatzstelle gleich groß sein müssen; mit Rücksicht auf Gleichung (196) folgt:

woraus

$$\sigma_{t_1} - \nu \sigma_{r_1} = \sigma_{t_2} - \nu \sigma_{r_2},$$

$$\sigma_{t_2} = \sigma_{t_1} + \nu (\sigma_{r_2} - \sigma_{r_1}). \quad (204)$$

Abb. 214. Abgestufte Kreisscheibe.

Das hier beschriebene Verfahren werden wir später bei der Berechnung des in Abb. 220 dargestellten Laufrades anwenden. Es eignet sich auch für beliebige Scheiben mit stetig sich ändernder Dicke; man zerlegt dabei die gegebene Scheibenform in zweckmäßig gewählte Felder gleicher Dicke, und gleicht nachher die zufolge der angenommenen Abstufungen entstandenen plötzlichen Spannungsänderungen durch stetig verlaufende Kurven aus.

5. Über die Festigkeit der Schaufeln.

Die Schaufeln werden durch die Fliehkräfte C ihrer eigenen Massen auf Biegung beansprucht. Sie können als gleichmäßig über ihre Länge l

belastete Träger aufgefaßt werden, die an beiden Enden teilweise eingespannt sind. Die Einspannung erfolgt am Einströmring bzw. an der Deckscheibe und an der Rückenscheibe. Da sich diese Teile gegenüber Verbiegungen als sehr nachgiebig erweisen, wird man gut tun, die Einspannung ganz zu vernachlässigen und als größtes Biegemoment zu setzen

$$M = Cl \cdot / 8.$$

Das Schaufelprofil ist meist ein Kreisbogen-

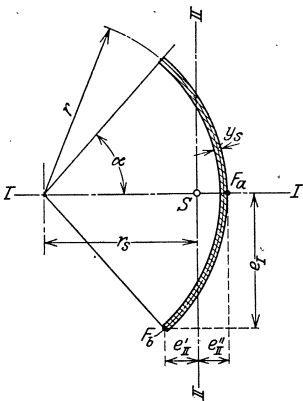


Abb. 215. Kreisbogenförmiges Schaufelprofil.

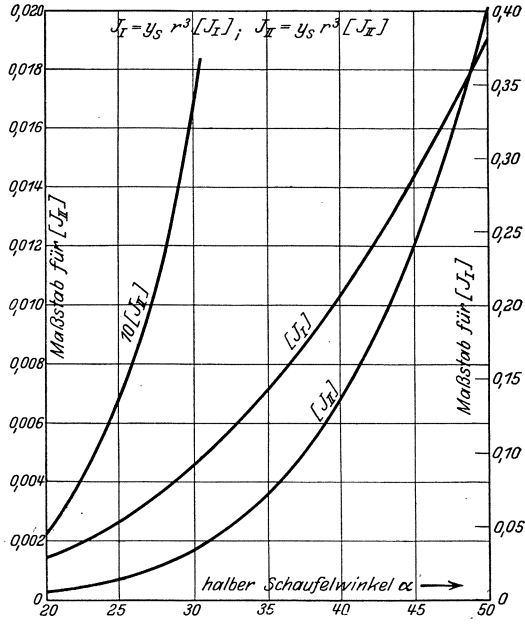


Abb. 216. Kurven zur Bestimmung der Trägheitsmomente für kreisbogenförmige Profile.

stück, Abb. 215. Die Trägheitsmomente bezüglich der Hauptachsen I und II sind in diesem Falle:

$$\left. \begin{aligned} J_I &= y_s \cdot r^3 \left[\alpha - \frac{1}{2} \sin 2\alpha \right] = y_s \cdot r^3 [J_I], \\ J_{II} &= y_s \cdot r^3 \left[\alpha + \frac{1}{2} \sin 2\alpha - 2 \frac{\sin^2 \alpha}{2} \right] = y_s \cdot r^3 [J_{II}]. \end{aligned} \right\} \quad (205a)$$

Für die Berechnung der Klammerfunktionen, namentlich für $[J_{II}]$ bei kleinen Winkeln α , muß zuerst eine Reihenentwicklung vorgenommen werden; wir erhalten:

$$\left. \begin{aligned} [J_I] &= \frac{\alpha^3}{3} - \frac{\alpha^5}{15} + \frac{2\alpha^7}{315} - \dots, \\ [J_{II}] &= \frac{\alpha^5}{45} - \frac{\alpha^7}{315} + \dots \end{aligned} \right\} \quad (205b)$$

Die Zahlenwerte sind in Tabelle 16 für die in Frage kommenden Winkel angegeben; sie können auch aus den Kurven der Abb. 216

abgelesen werden; für Winkel von 20° bis 30° gibt die Kurve 10 $[J_{II}]$ eine größere Genauigkeit.

Tabelle 16.

α	20°	25°	30°	35°	40°	45°	50°
$[J_I]$	0,0277	0,0533	0,0906	0,1420	0,2057	0,2854	0,3803
$[J_{II}]$	0,000226	0,000683	0,00168	0,00358	0,00680	0,0121	0,0201

Für den Schwerpunktsabstand gilt die Gleichung:

$$r_s = r \frac{\sin \alpha}{\alpha} = r \left[1 - \frac{\alpha^2}{6} + \frac{\alpha^4}{120} - \dots \right], \quad (206)$$

Die Abstände der äußersten Fasern können entweder aus der Zeichnung des Schaufelprofils abgemessen oder nach folgenden Gleichungen bestimmt werden:

$$\left. \begin{aligned} e_I &= r \cdot \sin \alpha, \\ e'_{II} &= r_s - r \cdot \cos \alpha = r \left[\frac{\alpha^2}{3} - \frac{\alpha^4}{30} + \frac{\alpha^6}{840} - \dots \right], \\ e''_{II} &= r - r_s + \frac{y_s}{2} = r \left[\frac{\alpha^2}{6} - \frac{\alpha^4}{120} + \dots \right] + \frac{y_s}{2}. \end{aligned} \right\} \quad (207)$$

6. Der Einfluß der Nietlöcher.

Die tragenden Teile der Laufräder werden durch Nietlöcher geschwächt, so daß sich zwischen den Nieten höhere mittlere Spannungen einstellen. Betrachten wir eine in vertikaler Richtung gleichmäßig durch die Zugspannung σ_z beanspruchte ebene Platte von der Dicke y , Abb. 217, so erkennen wir, daß der für die Übertragung der inneren Kräfte verfügbare Querschnitt durch die Nietlöcher von $y \cdot t$ auf $y(t - d)$ verringert wird. Dementsprechend vergrößert sich die Spannung; sie beträgt zwischen den Nieten

$$\sigma_{zn} = \sigma_z \frac{t}{t - d}. \quad (208)$$

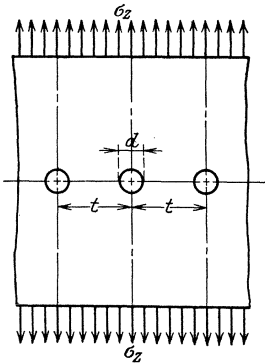


Abb. 217.
Auf Zug beanspruchte Platte
mit Nietlöcher.

An den Nietlochrändern treten örtliche Spannungssteigerungen auf; wir haben bereits in § 3 darauf hingewiesen (siehe Abb. 212). Bei kleinen Löchern ist das von der hohen Beanspruchung betroffene Gebiet sehr klein, so daß bei allfälligem Überschreiten der Fließgrenze ein Abwälzen der Spannungen auf die benachbarten Teile in weitgehendem Maße möglich ist. Außerdem ist die Wahrscheinlichkeit gering, daß sich im gefährdeten Bereich fehlerhafte Stellen vorfinden. Schließlich ist zu beachten, daß bei unsern Laufrädern nur ruhende

Belastungen vorkommen. Aus diesen Überlegungen darf geschlossen werden, daß durch die Nietlöcher die Sicherheit nicht wesentlich herabgesetzt wird. (Vgl. Stodola, Dampfturbinen, 5. Aufl., S. 322.)

7. Baustoffe und zulässige Beanspruchungen.

Im allgemeinen wählt man als Baustoff für die Laufräder handelsübliches Flußeisen von 37 bis 45 kg/qmm Festigkeit und im Mittel 20 v. H. Dehnung. Für hochbeanspruchte Räder empfiehlt sich die Verwendung von Sonderstahl; sehr gut geeignet ist der V2A-Stahl (Festigkeit 60 bis 70 kg/qmm, Streckgrenze mindestens 35 kg/qmm, Dehnung 60%). Der hohe Materialpreis wird teilweise durch Ersparnisse bei der Fabrikation der Schaufeln wettgemacht, indem sich die Bleche kalt biegen lassen.

Sehr verlockend ist Duraluminium. Zuzufolge des geringen Gewichtes ($\gamma = 2,8$) sinken die Spannungen gegenüber Stahl um das 2,8fache, während die Festigkeitseigenschaften nach den Angaben der Lieferanten denen von Handelsblech gleichkommen.

Die Sicherheit gegen Bruch darf mit Rücksicht auf die ruhende Belastung bei Stahl 4,5- bis 5fach gewählt werden, so daß als zulässige Beanspruchungen für Handelsflußeisen ungefähr 800 kg/qcm, für V2A-Stahl ungefähr 1300 kg/qcm angenommen werden dürfen.

Für die Nieten zwischen den Blechen zusammengebauter Scheiben, Abb. 220, oder zwischen Deckscheibe und Einströmring darf bei Verwendung von bestem Nieteisen die zulässige Beanspruchung bezogen auf den Nietquerschnitt zu $k_n = 700$ kg/qcm gewählt werden. Bei höheren Beanspruchungen treten Gleiterscheinungen und damit größere Ungleichmäßigkeiten in der Kraftübertragung auf.

Die Nieten zur Befestigung der Schaufeln sollen bei Hochdruckventilatoren höchstens halb so hoch beansprucht werden, weil sich hier die Kräfte wegen ungleichen Radialverschiebungen der Scheiben sehr ungleichmäßig auf die einzelnen Nieten verteilen.

8. Erstes Berechnungsbeispiel.

Laufrad eines Niederdruckventilators.

Unsere Berechnungen beziehen sich auf das in Abb. 218 dargestellte Laufrad und beschränken sich auf das Nachprüfen der Festigkeit der Schaufeln und des Einströmringes; die übrigen Bauteile sind nur schwach beansprucht.

Die Schaufeln. In Anlehnung an die Ausführungen des § 5 ergibt sich folgende Rechnung:

Schaufellänge	$l = 33$ cm
Querschnittsfläche des Profils	$f_s = 0,64$ qcm
Gewicht einer Schaufel	$G_s = 0,19$ kg

Winkelgeschwindigkeit	$\omega = \pi \cdot n/30 = 73,3/\text{sek}$
Schwerpunktsradius	$x_s = 34,8 \text{ cm}$
Fliehkraft je Schaufel	$C = G_s/g \cdot x_s \cdot \omega^2 = 36,2 \text{ kg}$
Größtes Biegemoment	$M = C \cdot l/8 = 150 \text{ cmkg}$
Komponente in Richtung I	$M_I = 42 \text{ cmkg}$
in Richtung II.	$M_{II} = 144 \text{ cmkg}$
Schwerpunktsabstand (Abb. 215)	$r_s = 3,43 \text{ cm}$
Abstände der äußersten Fasern	$e_I = 2,86 \text{ cm}$
	$e'_{II} = 0,80 \text{ cm}$
	$e''_{II} = 0,47 \text{ cm}$
Trägheitsmomente	$J_I = 1,92 \text{ cm}^4$
	$J_{II} = 0,0863 \text{ cm}^4$
Spannungen in F_b (Abb. 215)	$\sigma_{b_I} = 144 \cdot 2,86/1,92 = 215 \text{ kg/qcm}$
	$\sigma_{b'_{II}} = 42 \cdot 0,80/0,0863 = 390 \text{ kg/qcm}$
in F_a	$\sigma_{b''_{II}} = 42 \cdot 0,47/0,0863 = 228 \text{ kg/qcm}$
Größte Biegungsspannung in F_b	$\sigma_{b_I} + \sigma_{b'_{II}} = 605 \text{ kg/qcm}$

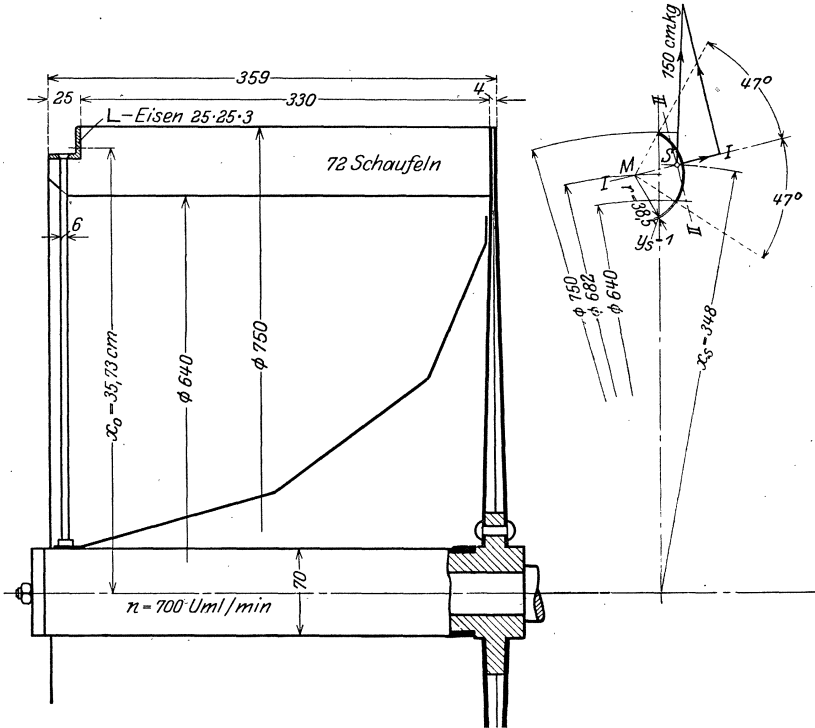


Abb. 218. Laufrad eines Niederdruckventilators.

Fällt diese Spannung zu hoch aus, so muß entweder die Schaufellänge l verkleinert oder das Profil vergrößert werden. Die Verwendung eines dickeren Bleches ist nutzlos, weil sich mit den Trägheitsmomenten

auch das Schaufelgewicht und damit auch die Fliehkräfte und Biegemomente verhältnismäßig ändern.

Der Einströmring. Der Ring wird durch die Fliehkräfte der eigenen Masse und der halben Schaufelmasse beansprucht. In Gleichung (190) muß ein „scheinbares“ spezifisches Gewicht γ_s eingesetzt werden, das gegenüber dem von Flußeisen im Verhältnis der belastenden Gewichte ($G_0 + i G_s/2$) zum Ringgewicht G_0 größer ist.

Gewicht des Ringes ($x_0 = 35,73$ cm; $f_0 = 1,42$ qcm)	$G_0 = 2,50$ kg
Halbes Gewicht aller 72 Schaufeln	$i G_s/2 = 6,85$ kg
Scheinbares spez. Gewicht.	$\gamma_s = 7,8 (2,50 + 6,85)/2,50 = 29,2$ kg/qdm
Umfangsgeschwindigkeit	$u = 0,3573 \cdot 73,3 = 26,2$ m/sek
Mittlere Zugspannung	$\sigma_t = \gamma_s/g \cdot u^2 = 205$ m/sek
Querschnittsverengung durch die Speichen (Lochquerschnitt 0,18 qcm)	$\varphi = 1,42/(1,42 - 0,18)$
Maximale Zugspannung	$\sigma_{\max} = \varphi \cdot \sigma_t = 235$ kg/qcm

9. Zweites Berechnungsbeispiel. Hochdruckventilator für mittlere Geschwindigkeiten nach Abb. 219.

a) Die Schaufeln.

Die Schaufeln und ihre Verbindungen mit den Scheiben sind Ballast und sollen daher so leicht als möglich gebaut sein. Aus diesem Grunde ist die Befestigung der Schaufeln durch Winkeleisen bei höheren Geschwindigkeiten unzweckmäßig, trotzdem bei dieser Bauart das mit etwelchen Schwierigkeiten verbundene Umbiegen des Schaufelrandes wegfällt.

Die Berechnung der Beanspruchungen zufolge der Fliehkräfte wird grundsätzlich gleich durchgeführt wie bei Niederdruckventilatoren; nur dürfen hier die Schubspannungen nicht vernachlässigt werden. Die größte Schubkraft S tritt an den Schaufelenden in unmittelbarer Nähe der Nietverbindungen auf und ist gleich der halben Fliehkraft. Der Querschnitt ist angenähert rechteckig; die größte Schubspannung tritt daher in der Mitte auf und beträgt

$$\tau_{\max} = 1,5 \frac{S}{f_s}.$$

Ähnlich wie im vorhergehenden Beispiel erhalten wir aus den Angaben der Abb. 219:

Die mittlere Schaufellänge	$l = 9$ cm
Querschnittsfläche des Profils	$f_s = 4,44$ qcm
Gewicht einer Schaufel	$G_s = 0,41$ kg
Winkelgeschwindigkeit	$\omega = \pi \cdot 2200/30 = 230$ /sek
Schwerpunktsradius	$x_0 = 33,5$ cm
Fliehkraft je Schaufel	$C = G_s/g \cdot x_0 \cdot \omega^2 = 740$ kg
Beanspruchung der Nieten, 18 Stück, 5 mm Durchmesser	$\tau_n = 210$ kg/qcm
Größtes Biegemoment	$M = C \cdot l/8 = 832$ cmkg
Komponente in Richtung I	$M_I = 230$ cmkg
in Richtung II.	$M_{II} = 810$ cmkg

Schwerpunktsabstand (Abb. 215)	$r_s = 34,23 \text{ cm}$
Abstände der äußersten Fasern	$e_I = 14,35 \text{ cm}$
	$e'_{II} = 2,03 \text{ cm}$
	$e''_{II} = 1,12 \text{ cm}$
Trägheitsmomente	$J_I = 303 \text{ cm}^4$
	$J_{II} = 3,63 \text{ cm}^4$
Biegungsspannungen in F_b	$\sigma_{b_I} = 810 \cdot 14,35/303 = 38,3 \text{ kg/qcm}$
	$\sigma_{b'_{II}} = 230 \cdot 2,03/3,63 = 128 \text{ kg/qcm}$
in F_a	$\sigma_{b''_{II}} = 230 \cdot 1,12/3,63 = 71 \text{ kg/qcm}$
Größte Biegungsspannung.	$\sigma_{b_I} + \sigma_{b'_{II}} = 166,3 \text{ kg/qcm}$
Schubspannung	$\tau_{\max} = 1,5 \cdot 740/2 \cdot 4,44 = 125 \text{ kg/qcm.}$

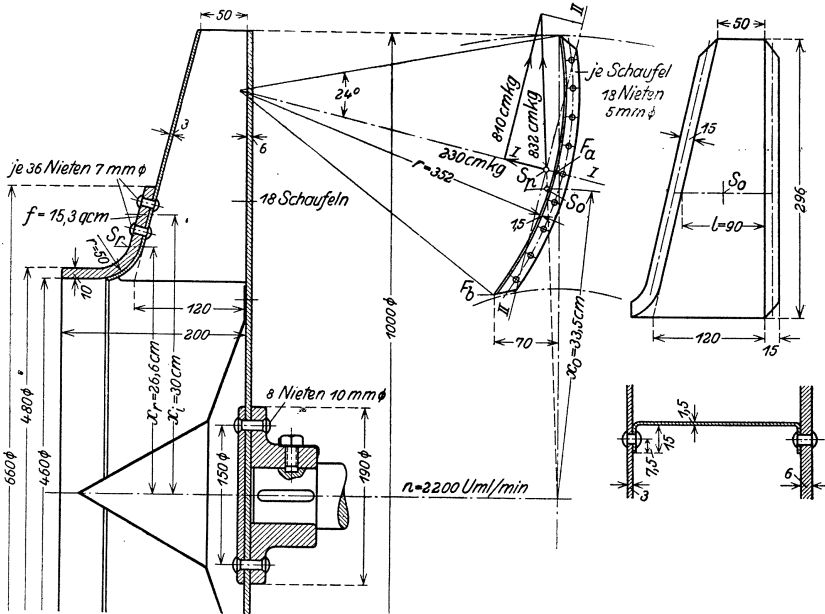


Abb. 219. Laufrad eines Hochdruckventilators für mäßige Geschwindigkeit.

b) Die Rückenscheibe.

In Anbetracht der mäßigen Umfangsgeschwindigkeit von 115 m/sek genügt hier eine einfache Blechscheibe. Für die Wahl der Blechstärke ist in erster Linie die Stabilität des ganzen Laufrades maßgebend: Zweifellos stellt das innere, durch die Schaufeln nicht verstärkte Scheibenstück einen sehr biegsamen Teil dar, gewissermaßen eine in der Nabe eingespannte Feder, an deren äußerem Ende das Laufrad als schwingende Masse sitzt. Die Rückenscheibe muß so stark sein, daß die im Betrieb vorkommenden Schwingungen die Sicherheit in keiner Weise gefährden. In der Beurteilung der Stabilität des Rades

ist man allerdings nur auf Gefühl und Erfahrung angewiesen; unsere Berechnungen beschränken sich nur auf die Ermittlung der Beanspruchungen durch die Fliehkräfte.

Wir wählen vorläufig die Blechstärke zu 6 mm. Das totale Gewicht der 18 Schaufeln samt Nieten beträgt 8 kg und verteilt sich angenähert zu gleichen Teilen auf die Deck- und die Rückenscheibe. Der durch die Schaufeln belastete Scheibenteil wiegt 29 kg; das scheinbare spezifische Gewicht ist also:

$$\gamma_s = 7,8(29 + 4)/29 = 8,9 \text{ kg/cdm.}$$

Eigentlich gilt dieser Wert nur für den Scheibenteil von $x = 23$ bis 50 cm; der Einfachheit halber nehmen wir ihn jedoch für die ganze Scheibe als unveränderlich an, wodurch die berechneten Spannungen etwas zu groß ausfallen.

Die größte Spannung in der Scheibenmitte ($x = 0$) beträgt nach Gleichung (195) $\sigma_{\max} = 495 \text{ kg/qcm}$. Mit Hilfe der Werte $[\sigma_r]$ und $[\sigma_t]$ (Tabelle 12) und Gleichung (196) berechnen wir die Spannungen und Radialverschiebungen in Abhängigkeit des Scheibenradius; Tabelle 17.

Tabelle 17.

x	0	10	20	30	40	50	cm
σ_r	495	475	416	317	178	0	kg/qcm
σ_t	495	483	449	393	312	210	kg/qcm
ξ	0	0,00154	0,00294	0,00407	0,00471	0,00478	cm

Erscheint uns die Rückenscheibe zu wenig stabil, so können wir entweder die Blechstärke vergrößern, wodurch die Spannungen etwas kleiner ausfallen, oder wir versteifen nur den inneren Teil durch Aufnieten eines Stützbleches von beispielsweise 500 mm Durchmesser und 6 mm Dicke. In diesem Falle ist es mit Rücksicht auf die Belastung der Welle empfehlenswert, die Grundscheibe nur 4 mm dick auszuführen. Die Fliehkraftbeanspruchung ist auch dann noch gering ($\sigma_{\max} = 528 \text{ kg/qcm}$), selbst wenn wir die Wirkung des Stützbleches unberücksichtigt lassen.

c) Die Deckscheibe.

Die Deckscheibe bildet mit den Schaufeln und dem äußeren Teil der Rückenscheibe einen sehr stabilen Körper; für die Wahl der Blechstärke ist hier nur die Fliehkraftbeanspruchung maßgebend. Die Scheibe stützt sich innen auf den Einstromring ab; die Kräfteübertragung erfolgt in der Umgebung der Nieten; etwa bei $x_i = 30 \text{ cm}$. Zum Eigengewicht der Scheibe von 14,5 kg kommt als Ballast das halbe Schaufelgewicht (4 kg); das scheinbare spezifische Gewicht steigt damit auf $\gamma_s = 10,0 \text{ kg/cdm}$.

Wir untersuchen zunächst die Scheibe ohne Einströmring. Ohne Zweifel hat die Kegelform einen nicht unbedeutenden Einfluß auf den Verlauf und die Größe der Spannungen. Um einfach zu bleiben, wollen wir jedoch die Deckscheibe als ebene Scheibe im Sinne des § 3 auffassen; wir können also die größte Spannung nach der Gleichung (198) berechnen. Der Faktor vor der Klammer ergibt 556 kg/qcm. Mit Hilfe der Zahlenwerte $[\sigma_r]$ und $[\sigma_t]$ der Tabelle 14, die wir hier wegen gleichem Verhältnis $x_i/x_a = 0,6$ anwenden dürfen, ergeben sich die in Tabelle 18 mit σ'_r und σ'_t bezeichneten Spannungen. Am Innenrand beträgt die Radialverschiebung nach Gleichung (196) $\xi_1 = 0,0164$ cm.

Der Einströmring bewegt sich mit einer Geschwindigkeit des Schwerpunktes $u_r = 61,2$ m/sek; er erfährt demzufolge eine Beanspruchung von $\sigma_{t_\omega} = \gamma/g \cdot u_r^2 = 298$ kg/qcm, und eine Radialverschiebung von $\xi_2 = x_r \cdot \sigma_{t_\omega}/E = 0,00360$ cm. Würden Ring und Scheibe ohne gegenseitige Verbindung rotieren, so würde sich bei $x_i = 30$ cm ein Spaltraum von $\xi_1 - \xi_2 = 0,0128$ cm bilden. Um den wahren Zustand herzustellen, muß der Ring durch eine gleichmäßig über seinen Umfang verteilte Radialkraft R aufgeweitet und die Deckscheibe durch $-R$ zusammengezogen werden. Die Kraft $-R$ erzeugt am Innenrand der Scheibe die Radialspannung $\sigma_{r_i} = -R/2\pi x_i y = 0,0177 (-R)$. Umgekehrt ist $-R = 56,6 \cdot \sigma_{r_i}$.

Da die Größe von R bzw. σ_{r_i} vorläufig noch unbekannt ist, berechnen wir zunächst die Radialverschiebungen von Scheibe und Ring, die durch die willkürlich angenommene Spannung $\sigma''_{r_i} = 100$ kg/qcm erzeugt werden. Die Spannungen in der Scheibe sind für diesen Fall ($x_i/x_a = 0,6$) in Tabelle 15 bereits berechnet. Mit Gleichung (196) berechnet sich die Radialverschiebung am Innenrand zu $\xi''_3 = -0,00330$ cm.

Im Einströmring erzeugt die Kraft $R = 5660$ kg nach Gleichung (191) die Spannung $\sigma''_R = 59$ kg/qcm und die Radialverschiebung $\xi''_4 = 0,000713$ cm. Durch die Spannung $\sigma''_{r_i} = 100$ kg/qcm verringert sich demnach der Spaltraum um $\xi''_3 + \xi''_4 = 0,004013$ cm. Er muß aber ganz verschwinden; die wirkliche Radialspannung ist dementsprechend zu vergrößern; sie beträgt:

$$\sigma_{r_i} = \sigma''_{r_i} \frac{0,0128}{0,004013} = 320 \text{ kg/qcm.}$$

Mit diesem Wert erhalten wir nun die endgültigen Spannungen wie folgt: Im Einströmring erzeugt σ_{r_i} die Tangentialspannung $\sigma_R = 59 \cdot 320/100 = 189$ kg/qcm, die totale Spannung steigt demnach auf

$$\sigma_{\text{tot}} = \sigma_{t_\omega} + \sigma_R = 487 \text{ kg/qcm.}$$

Für die Deckscheibe berechnen wir zunächst die Spannungen σ''_r und σ''_t , die durch $\sigma_{r_i} = 320$ kg/qcm erzeugt werden, indem wir die Werte der Tabelle 15 mit 3,2 multiplizieren, siehe Tabelle 18. Die end-

gültigen Spannungen σ_r und σ_t ergeben sich als Summe der Spannungen σ'_r bzw. σ'_t und σ''_r bzw. σ''_t . Schließlich sind in Tabelle 18 noch die vermittels Gleichung (196) berechneten Radialverschiebungen angegeben.

Tabelle 18.

x cm	σ'_r kg/qcm	σ'_t kg/qcm	σ''_r kg/qcm	σ''_t kg/qcm	σ_r kg/qcm	σ_t kg/qcm	ξ cm
30	0	1200	320	— 680	320	520	0,00578
35	75	1010	187	— 546	262	464	0,00613
40	87	864	101	— 460	188	404	0,00632
45	58,4	743	43,2	— 403	101,6	340	0,00635
50	0	636	0	— 358	0	278	0,00633

Aus der Verringerung der größten Spannung $\sigma'_t = 1200$ kg/qcm auf $\sigma_t = 520$ kg/qcm erkennt man die große Bedeutung des Einströmrings.

Die Nietverbindung zwischen Deckscheibe und Einströmring hat die Radialkraft $R = 56,6 \cdot 320 = 18100$ kg zu übertragen. Die Nietenzahl muß ein ganzes Vielfaches der Schaufelzahl sein; wählen wir $4 \cdot 18$ Nieten zu 7 mm, so beträgt die Nietbeanspruchung $\tau_n = 650$ kg/qcm. Zwischen den Nieten steigt die Radialspannung in der Deckscheibe gemäß Gleichung (208) bei zweireihiger Anordnung der Nieten auf: $\sigma_{r_{\max}} = 370$ kg/qcm.

In analoger Weise wird der Querschnitt des Einströmrings durch die Nieten geschwächt. Dies hat zweierlei Folgen: Erstens wird die Ringspannung nach Maßgabe der Schwächung vergrößert; in unserem Fall steigt sie auf $\sigma_{\max} = 510$ kg/qcm. Zweitens werden die Radialverschiebungen ξ_2 und ξ'_4 etwas größer, so daß der Ring die oben berechnete Radialkraft R nicht voll auf die Scheibe auszuüben vermag. Diese ungünstige Wirkung könnte man nötigenfalls durch eine angemessene Vergrößerung des Ringquerschnittes aufheben.

10. Drittes Berechnungsbeispiel.

Hochdruckventilator für hohe Geschwindigkeit.

Wir stellen uns die Aufgabe, das im vorhergehenden Beispiel untersuchte Laufrad (Abb. 219) für 3000 Uml/min umzubauen. Ohne konstruktive Änderungen würden sämtliche Spannungen mit der zweiten Potenz der Drehzahl zunehmen; sie würden sich also auf das 1,86fache vergrößern. An den Schaufeln ist nur die Verbindung mit den Scheiben durch Erhöhen der Nietenzahl etwas zu verstärken. Die übrigen Teile müssen neu aufgebaut werden.

a) Die Rückenscheibe.

Wegen der hohen Umfangsgeschwindigkeit von 157 m/sek wählen wir eine abgestufte Scheibe nach Abb. 220, bestehend aus drei Blechen

von 4 mm. Dicke. Die Stellen der Kraftübertragung von den größeren auf die kleineren Bleche liegen bei $x = 38$ und $x = 26$ cm. Durch diese wird die Scheibe in drei Felder unterteilt, von denen die äußeren beiden durch das halbe Schaufelgewicht belastet sind. Die scheinbaren spezifischen Gewichte betragen im äußeren Feld $\gamma_s = 9,2$, im zweiten

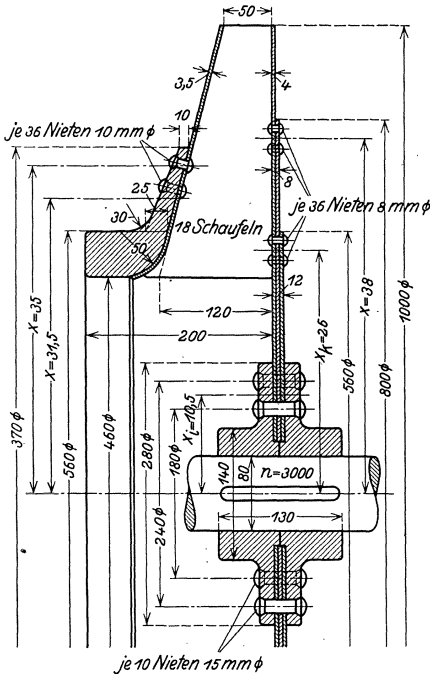


Abb. 220. Lausrad eines Hochdruckventilators für hohe Geschwindigkeiten.

$\gamma_s = 8,8$, im Kern $\gamma_s = 7,8$ kg/cdm. Es wäre sehr wohl zulässig, γ_s wenigstens für die beiden äußeren Felder gleichgroß zu nehmen. Wir wollen jedoch mit den genauen Werten rechnen, um die Methode zu zeigen. Die Werte W_r und W_t Gleichung (200) ändern sich von Feld zu Feld; im ersten sind: $W_r = 0,387$ $W_t = 0,222$, im zweiten $W_r = 0,370$ $W_t = 0,213$.

Die Berechnung der Spannungen wird in Tabelle 19 auf Grund der in Abb. 221 dargestellten theoretischen Scheibenform wie folgt durchgeführt: Wir berechnen zunächst die Werte $W_r x^2$ und $W_t x^2$. Die Änderungen des spezifischen Gewichtes an den Absatzstellen kommen dadurch zum Ausdruck, daß dort jeweils zwei solche Werte auftreten; der eine bezieht sich auf das äußere, der andere auf das anschließende innere Feld.

Bei der Berechnung der Spannungen beginnt man am Außenrand, wo σ_r bekannt ist. Da sich in unserem Falle außen keine belastenden Massen vorfinden, ist $\sigma_{r_a} = 0$. Die Spannung σ_{t_a} ist im allgemeinen nicht bekannt. Wir nehmen daher zunächst einen willkürlichen Wert σ'_{t_a} an und bezeichnen die damit berechneten Spannungen mit Rücksicht auf die spätere Korrektur mit σ'_r bzw. σ'_t . Am einfachsten ist es, σ'_{t_a} am Außenrand so zu wählen, daß s und t gleichgroß werden, weil dann für das erste Feld die beiden Geraden, Abb. 213, zur Horizontalen zusammenfallen. Durch Gleichsetzen von s und t erhalten wir aus der Gleichung (201)

$$\sigma'_{t_a} = \sigma'_{r_a} + W_r x_a^2 - W_t x_a^2,$$

und mit den Zahlenwerten der Tabelle 19

$$\sigma'_{t_a} = 967 - 556 = 411 \text{ kg/qcm.}$$

Nun berechnen wir

$$s' = \sigma'_r + W_r x^2 = 0 + 967 = 967 \text{ kg/qcm}$$

$$t' = \sigma'_t + W_t x^2 = 411 + 556 = 967 \text{ kg/qcm.}$$

Da diese Werte auch für die Stelle $x = 38$ gelten, erhalten wir dort die Spannungen:

$$\sigma'_r = 967 - 557 = 410 \text{ kg/qcm}$$

$$\sigma'_t = 967 - 321 = 646 \text{ kg/qcm.}$$

Nun erfolgt der Übergang zum zweiten Feld: Die Radialspannung sinkt im Verhältnis der Zunahme der Scheibendicke, Gleichung (203); es wird:

$$\sigma'_{r_2} = \sigma'_{r_1} \cdot y_1/y_2 = 410 \cdot 0,5 = 205 \text{ kg/qcm.}$$

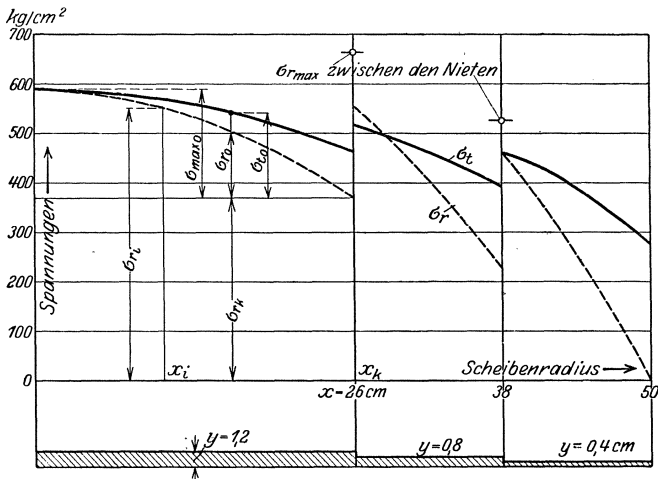


Abb. 221. Spannungen in der Rückenscheibe des Laufrades nach Abb. 220.

Die Tangentialspannung berechnen wir hieraus mit Gleichung (204) zu:

$$\sigma'_{t_2} = \sigma'_{t_1} + \nu(\sigma'_{r_2} - \sigma'_{r_1}) = 646 - 0,3 \cdot 205 = 584,5 \text{ kg/qcm.}$$

Für den Anfang des zweiten Feldes bilden wir wieder:

$$s' = \sigma'_r + W_r x^2 = 205 + 534 = 739 \text{ kg/qcm}$$

$$t' = \sigma'_t + W_t x^2 = 584,5 + 308 = 892,5 \text{ kg/qcm,}$$

und in Anlehnung an Abb. 213:

$$\frac{1}{2}(s + t) = 815,7 \text{ kg/qcm und } \frac{1}{2}(s - t) = -76,75 \text{ kg/qcm.}$$

Um die Werte am Ende des Feldes zu erhalten, vergrößern wir den Betrag $\frac{1}{2}(s - t)$ im Verhältnis der Abszissenabschnitte, Abb. 213, multiplizieren ihn also mit $(x_1/x_2)^2$ und erhalten bei $x = 26$ cm

$$\frac{1}{2}(s - t) = -\frac{1444}{676} \cdot 76,75 = -164 \text{ kg/qcm.}$$

Die Spannungsfunktionen betragen:

$$\begin{aligned}s &= 815,7 - 164 = 651,7 \text{ kg/qcm} \\ t &= 815,7 + 164 = 979,7 \text{ kg/qcm}.\end{aligned}$$

Damit werden die Spannungen:

$$\begin{aligned}\sigma'_r &= 651,7 - 250 = 401,7 \text{ kg/qcm} \\ \sigma'_t &= 979,7 - 144 = 835,7 \text{ kg/qcm}.\end{aligned}$$

Beim Übergang zum Kern verändern sich die Spannungen gemäß Gleichungen (203) und (204) zu:

$$\sigma'_{r_k} = 268 \text{ kg/qcm} \quad \sigma'_{t_k} = 795,5 \text{ kg/qcm}.$$

Im innersten Feld läßt sich das Verfahren nicht bis zu Ende durchführen, weil der Wert $1/x^2$ innen unendlich groß wird. Wir betrachten daher zunächst den Kern für sich, ähnlich wie wir oben (§ 9) bei der Berechnung der Deckscheibe den Einströmring für sich behandelt hatten.

Da der Spannungszustand σ'_r , σ'_t auf Grund der willkürlichen Annahme der Spannung σ'_{t_a} berechnet wurde, ist vorerst noch eine zweite ähnliche Rechnung an der ruhenden Scheibe durchzuführen. Wir wählen hierzu am Außenrand die Spannungen $\sigma''_{r_a} = 0$; $\sigma''_{t_a} = 100 \text{ kg/qcm}$. Da ω gleich Null ist, verschwinden die Glieder $W_r x^2$ und $W_t x^2$ und es sind $s'' = \sigma''_r$ und $t'' = \sigma''_t$. Im übrigen wird die Rechnung gleich wie oben angegeben durchgeführt und liefert die in Tabelle 19 mit σ''_r und σ''_t bezeichneten Spannungen.

Der Kern ist eine volle Scheibe gleicher Dicke und wird beansprucht:

Erstens durch die Fliehkräfte der eigenen Masse. Diese erzeugen bei $x = 0$ nach Gleichung (195) die Spannung:

$$\sigma_0 = 0,00421 \cdot \gamma_\gamma u_k^2 = 222 \text{ kg/qcm},$$

bei $x_k = 26 \text{ cm}$ die Tangentialspannung Gleichung (193):

$$\sigma_{t_0} = 222 [1 - 0,574] = 94 \text{ kg/qcm}$$

und die Radialverschiebung Gleichung (196):

$$\xi_0 = \frac{x_k}{E} \cdot \sigma_{t_0}.$$

Zweitens durch die Radialspannung σ_{r_k} , mit der die Scheibe den Kern nach außen zieht. Diese pflanzt sich im Kern nach allen Richtungen mit derselben Größe fort¹, so daß sich die Radialverschiebung bei x_k durch Einsetzen von $\sigma_r = \sigma_t = \sigma_{r_k}$ in die Gleichung 196 ergibt zu:

$$\xi_r = (1 - \nu) \frac{x_k}{E} \cdot \sigma_{r_k}.$$

Die Spannung σ_{r_k} ist vorläufig noch unbekannt. Sie wird erhalten als Summe der oben bei der ersten Durchrechnung der Scheibe erhal-

¹ Siehe Nachtrag: Die ruhende volle Scheibe.

tenen Spannung σ'_{r_k} ($= 268 \text{ kg/qcm}$) und einer noch zu bestimmenden zusätzlichen Spannung $k \cdot \sigma''_{r_k}$. Dabei ist σ''_{r_k} ($= -73,3 \text{ kg/qcm}$) die bei der zweiten Durchrechnung erhaltene Radialspannung und k ein Berichtigungsfaktor, der so zu bestimmen ist, daß die Verschiebungen von Scheibe und Kern an der Stelle $x_k = 35 \text{ cm}$ einander gleich sind.

Die Scheibe erfährt gemäß Gleichung (196) bei x_k folgende Verschiebungen:

Erstens zufolge des Spannungszustandes σ'_r, σ'_t :

$$\xi'_k = \frac{x_k}{E} (\sigma'_{t_k} - \nu \sigma'_{r_k}).$$

Zweitens zufolge des Spannungszustandes $k\sigma''_r, k\sigma''_t$:

$$\xi''_k = \frac{x_k}{E} (k\sigma''_{t_k} - \nu k \cdot \sigma''_{r_k}).$$

Die Summe dieser Verschiebungen muß nun gleich sein der Summe der Verschiebungen des Kernes; es ist also:

$$\begin{aligned} \xi'_k + \xi''_k &= \xi_0 + \xi_r. \\ \sigma'_{t_k} - \nu \sigma'_{r_k} + k\sigma''_{t_k} - \nu k\sigma''_{r_k} \\ &= \sigma_{t_0} + (1 - \nu)\sigma'_{r_k} + (1 - \nu)k\sigma''_{r_k}. \end{aligned}$$

Hieraus berechnen wir

$$k = \frac{\sigma_{t_0} - \sigma'_{t_k} + \sigma'_{r_k}}{\sigma''_{t_k} - \sigma''_{r_k}}.$$

Mit den Zahlenwerten der Tabelle 19 erhalten wir $k = -1,36$. Um die endgültigen Spannungen σ_r und σ_t in der Scheibe zu bekommen, bilden wir $k\sigma'_r$ und $k\sigma'_t$ und addieren diese Werte zu σ'_r bzw. σ'_t , Tabelle 19. Bei x_k erhalten wir $\sigma_{r_k} = 368$.

Tabelle 19. Spannungen und Radialverschiebungen in der Rückenscheibe.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
x cm	x^2 qcm	$W_r x^2$ kg/qcm	$W_t x^2$ kg/qcm	y cm	$y_1/2$	σ'_r kg/qcm	σ'_t kg/qcm	σ kg/qcm	t kg/qcm	σ''_r kg/qcm	σ''_t kg/qcm	$k\sigma''_r$ kg/qcm	$k\sigma''_t$ kg/qcm	σ_r kg/qcm	σ_t kg/qcm	ξ cm
50	2500	967	556			0	411	967	967	0	100	0	-136	0	275,0	0,00625
38	1444	557	321	0,4	0,5	410	646	967	967	-36,5	136,5	-185	459,5	461,0	461,0	0,00555
		534	308	0,8		205	584,5	739	892,5	-18,2	142,0	24,7	193	229,7	391,5	
26	676	250	144	1,2	0,67	268	835,7	651,7	979,7	-110	234,0	149	318	550,7	517,7	0,00415
							795,5			-73,3	245,0	100	-334	368,0	461,5	

Für den Kern berechnen wir zunächst mit $\sigma_0 = 222 \text{ kg/qcm}$ und den Werten $[\sigma_r]$ und $[\sigma_t]$ der Tabelle 12 die Spannungen zufolge Rotation und addieren dazu σ_{rk} . Der Spannungsverlauf ist in Abb. 221 aufgezeichnet.

Schließlich sind noch die Nietverbindungen zwischen den einzelnen Blechen zu berechnen. An jeder Absatzstelle x muß von der totalen Radialkraft $R = 2\pi x y_1 \sigma_r$, Abb. 214, ein der Zunahme $y_2 - y_1$ der Scheibendicke entsprechender Teil $R' = R \frac{y_2 - y_1}{y_2}$ durch die Niete übertragen werden, woraus sich unter Annahme einer zulässigen Nietbeanspruchung von ungefähr $k_n = 650 \text{ kg/qcm}$ Durchmesser d und Anzahl n der Niete ergeben; dabei soll n ein ganzes Vielfaches der Schaufelzahl sein. Unter Annahme zweireihiger Nietung ergeben sich die in Tabelle 20 berechneten Werte. Dort sind auch die größten Radialspannungen $\sigma_{r\max}$ zwischen den Niete angeben. Mit Rücksicht auf die Schwächung der Scheibe durch die Nietlöcher ist es ratsam, die Nietverbindungen aus dem innern, höher beanspruchten Teil der Scheibe herauszunehmen, den Kern also verhältnismäßig groß zu wählen.

Tabelle 20.

x cm	σ_{r1} kg/qcm	R kg	R' kg	Nieten			$\sigma_{r\max}$ kg/qcm
				n	d mm	k_n kg/qcm	
38	459,5	44 000	22 000	72	8	610	525
26	550,7	72 000	24 000	72	8	662	658

Der Vorteil der abgestuften Bauart zeigt sich in folgenden Zahlen: Eine nach Abb. 219 gebaute Scheibe würde bei $n = 3000$ Uml/min eine größte Spannung von $\sigma_{\max} = 495 \cdot 1,86 = 920 \text{ kg/qcm}$ aufweisen; demgegenüber beträgt bei der abgestuften Scheibe die größte Spannung zwischen den Niete nur 658 kg/qcm .

b) Die Deckscheibe.

Das in Abb. 220 dargestellte Laufrad zeichnet sich durch einen sehr schweren Einströmring mit großem Übergangskonus aus. Um den Einfluß dieser Teile auf den Spannungsverlauf kennenzulernen, wenden wir zur Berechnung der Spannungen auch hier die Methode von Grammel (§ 4) an. Dabei können wir den Einströmring als einen Teil der Scheibe behandeln, womit die stets etwas umständliche Bestimmung der statisch unbestimmten Spannungen an der Übergangsstelle dahinfällt.

Die Rechnung ist in Tabelle 21 auf Grund der in Abb. 222 dargestellten theoretischen Scheibenform durchgeführt. Die Spalten 3 und 4 enthalten die Gewichte der auf die betreffenden Felder entfallenden

Scheiben- und Schaufelteile, aus denen die scheinbaren spezifischen Gewichte γ_s bestimmt werden. Mit Gleichung (200) erhalten wir die Werte $W_r x^2$ und $W_t x^2$.

Für die erste Durchrechnung (Spalten 10 bis 13) wählen wir am Außenrand $\sigma'_{r_a} = 0$ und $\sigma'_{t_a} = W_r x^2 - W_t x^2 = 385 \text{ kg/qcm}$ und erhalten am Innenrand $\sigma'_{r_i} = 4,6 \text{ kg/qcm}$. In Wirklichkeit ist aber hier $\sigma_r = 0$. Wir führen daher eine zweite Rechnung an der ruhenden Scheibe durch mit den Spannungen am Außenrand $\sigma''_{r_a} = 0$; $\sigma''_{t_a} = 100 \text{ kg/qcm}$ (Spalten 14 und 15). Innen wird $\sigma''_{r_i} = -75,5 \text{ kg/qcm}$. Die Bedingung am Innenrand lautet

$$\sigma'_{r_i} + k\sigma''_{r_i} = 0, \text{ woraus } k = 0,0605.$$

In bekannter Weise berechnen wir nun die endgültigen Spannungen $\sigma_r = \sigma'_r + k\sigma''_r$ bzw. $\sigma_t = \sigma'_t + k\sigma''_t$ (Spalten 16 bis 19). Spalte 20 enthält die nach Gleichung 196 berechneten Radialverschiebungen.

Die Nietverbindung zwischen Deckscheibe und Einströmring hat an der Stelle $x = 35$ von der totalen Radialkraft $R = 2\pi \cdot 35 \cdot 0,35 \cdot 474,8 = 36600 \text{ kg}$ den Teil $R' = R(y_2 - y_1)/y_2 = 30000 \text{ kg}$ zu übertragen. Wählen wir 72 Nieten zu 10 mm, so beträgt die Nietbeanspruchung $\tau_n = 530 \text{ kg/qcm}$. Bei zweireihiger Anordnung steigt die Radialspannung zwischen den Nieten bei $x = 35$ auf $\sigma_{r_{max}} = 568 \text{ kg/qcm}$.

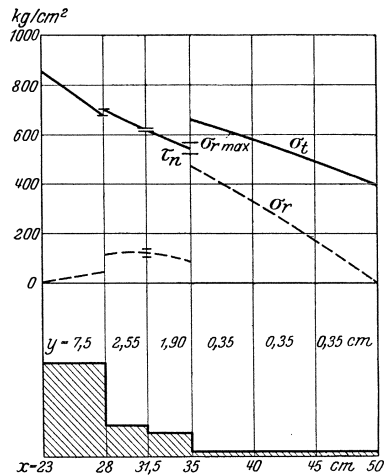


Abb. 222. Spannungen in der Deckscheibe des Laufrades nach Abb. 220.

Aus dem Verlauf der Spannungen, Abb. 222, erkennt man die Bedeutung eines großen Übergangskonus: Bei gleichem Gesamtquerschnitt des Einströmrings würden die Spannungen im Deckscheibenblech viel höher ansteigen und die Nietverbindung mit dem Einströmring würde in einen hochbeanspruchten Scheibenteil fallen. Der berechnete Spannungsverlauf setzt voraus, daß die Nieten, wie in Abb. 220 angegeben, am äußeren Ende des Übergangskonus (bei $x = 35$) angeordnet werden, damit dort die Kräfteübertragung stattfindet. Dasselbe gilt auch für die Nietverbindungen an der Rückenscheibe: Die Nieten müssen sich an den Enden der Felder befinden; sie dürfen nicht über das ganze Feld verteilt sein, weil sonst die äußeren Nieten zu hoch beansprucht und sich in den Blechen ungünstige Spannungsverteilungen ergeben würden.

Tabelle 21.
 Laufrad Dm. 1000 $n = 3000$. Spannungen und Radialverschiebungen in der Decksheibe.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
x cm	x^2 qcm	G_0 kg	G'_s kg	γ_s kg/cm	$W_r x^2$ kg/qcm	$W_r x^2$ kg/qcm	y cm	y_1/y_2	σ'_r kg/qcm	σ'_l kg/qcm	s kg/qcm	t kg/qcm	σ''_r kg/qcm	σ''_l kg/qcm	$k \sigma''_r$ kg/qcm	$k \sigma''_l$ kg/qcm	σ_r kg/qcm	σ_l kg/qcm	ξ cm
50	2500				905	520			0	385	905	905	0	100	0	6,1	0	391,1	0,0089
45	2025	4,07	0,45	8,7	733	422	0,35		172	483	905	905	-11,7	111,7	-0,7	7,1	171,3	490,1	0,00895
40	1600		3,70	8,9	750	432	0,35		330	572	923	914	-28	128	-1,7	7,8	328,3	579,8	0,00875
35	1225		3,22	9,25	617	355	0,35		478	652	950	924	-52	152	-3,2	9,3	474,8	661,3	0,00825
31,5	992		10,83	8,20	418	241	1,90	0,184	88	535	506	776	-9,6	164,7	-0,6	10,0	87,4	545,0	
28	784		13,00	8,10	339	195	2,55	0,745	135	613	474	808	-30	185	-1,8	11,3	133,2	624,3	0,00835
23	529		46,80	8,0	265	153	7,50	0,340	123	690	388	843	-50	215	-3,0	13,1	120,0	703,1	0,00850
			81,62	3,65	176	101			4,6	837,6	180,6	938,6	-75,5	283,5	-4,6	17,4	0	855,0	0,00895

11. Die Nabe.

Für den Entwurf der Naben höher beanspruchter Ventilator-Laufräder sind zwei Gesichtspunkte maßgebend: Erstens ist die Verbindung zwischen Rad und Welle so stark zu bauen, daß sie der Beanspruchung durch das größte Drehmoment der Antriebsmaschine standhält. Zweitens darf der Spannungszustand in der Rückenscheibe nicht gestört werden.

Wir haben bereits in § 3 festgestellt, daß durch eine zentrale Bohrung in der Rückenscheibe der Spannungsverlauf sehr ungünstig beeinflusst wird. Aus diesem Grunde ist beispielsweise die in Abb. 223 dargestellte Nabe für höher beanspruchte Räder nicht mehr zulässig. Von einer Einspannung der Scheibe in der Nabe, durch welche die Spannungssteigerung vermieden würde, kann hier nicht die Rede sein, da die lediglich zur Übertragung des Drehmomentes bemessenen Niete hierzu viel zu schwach sind. Vielmehr werden die Niete die Radialverschiebungen der Rückenscheibe mitmachen, gleichsam „nachfließen“.

Vorteilhafter ist die in Abb. 219 dargestellte Bauart, bei welcher die Rückenscheibe nur durch kleine Nietlöcher durchbrochen ist. Auch hier fließen die Niete mit der Rückenscheibe nach außen; die Verschiebungen sind aber nur etwa halb so groß (bei der vollen Scheibe betragen sie 0,00115 cm, bei der durchbohrten nach Abb. 223 0,00218 cm). Außerdem stützen sich die Niete auf beiden Seiten ab, wodurch die Sicherheit der Verbindung verbessert wird.

Der Festigkeitsberechnung der Nabe muß die maximale Leistung bei ganz geöffnetem Schieber zugrunde gelegt werden. Diese beträgt bei dem in Abb. 219 dargestellten Laufrad ungefähr 160 PS. Mit $\omega = 230/\text{sek}$ folgt das Drehmoment $M = 160 \cdot 75/230 = 52 \text{ mkg} = 5200 \text{ cmkg}$ und damit die Umfangskraft am Nietkreis $x = 7,5 \text{ cm}$ zu $P = 700 \text{ kg}$. Bei 8 Nieten von 10 mm ergibt sich die Beanspruchung zu $\tau_n = 111 \text{ kg/qcm}$.

Bei durchgehenden Wellen muß die Scheibe mit einer zentralen Bohrung vom theoretischen Radius x_i versehen werden. Soll sich trotzdem der Spannungszustand nicht verändern, so muß die bei der vollen Scheibe längs x_i herrschende Radialspannung σ_{r_i} nun von der Nabe übernommen werden. Die Nabe wird also durch die Radialkraft $R_1 = 2\pi x_i y_i \sigma_{r_i}$ beansprucht. Im allgemeinen ist hierzu noch die Anpressungskraft zwischen Nabe und Welle R_2 hinzuzuzählen.

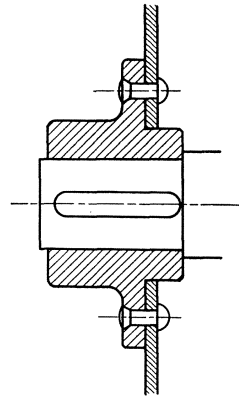


Abb. 223. Für höher beanspruchte Räder unzulässige Nabenbauart.

Durch die Kräfte $R_1 + R_2$ erfährt die Nabe eine Radialverschiebung, die nicht größer sein darf als die ebenfalls bei x_i gemessene Verschiebung der vollen Scheibe.

Wir legen unserer Berechnung die in Abb. 220 dargestellte Nabe zugrunde und wählen den Ort, an welchem sich die Kräfteübertragung an die Nabe vollzieht bei $x_i = 10,5$ cm. Dort herrscht in der vollen Scheibe die Spannung $\sigma_{r_i} = 550$ kg/qcm, Abb. 221, und die Radialverschiebung $\xi_i = 0,00191$ cm (mit Gleichung (196) aus σ_{r_i} und σ_{t_i} zu berechnen). Durch die Radialkraft $R_1 = 43500$ kg steigt die Beanspruchung der 20 Nieten von 15 mm auf $\tau_n = 630$ kg/qcm.

Die Beanspruchung der Nabe durch $R = R_1 + R_2$ berechnen wir nach Gleichung (191), die Verschiebung nach Gleichung (192) zu:

$$\xi_n = \frac{x_n}{E} \cdot \sigma_{t_n} = \frac{x_n}{E} \cdot \frac{R}{2\pi f_n}.$$

Hierin bedeuten f_n die Querschnittsfläche des Nabenringes und x_n ihren Schwerpunktsradius (vorläufig zu 8 cm gewählt). Aus der Bedingung $\xi_n \leq \xi_i$ ergibt sich der erforderliche Mindestquerschnitt:

$$f_n = \frac{x_n}{E} \cdot \frac{R}{2\pi \xi_i}.$$

Mit $R_2 = 15000$ kg erhalten wir $f_n = 18$ qcm.

12. Die Welle.

Für die Bestimmung des Wellendurchmessers d ist in erster Linie die Beanspruchung durch das größte Antriebsmoment M_t und durch das größte Biegemoment M_b zufolge des Radgewichtes maßgebend. Sind die entsprechenden Spannungen τ und σ nach den bekannten Regeln der Festigkeitslehre bestimmt, so berechnen wir die maßgebende größte Schubspannung nach der Gleichung:

$$\tau_{\max} = \frac{1}{2} \sqrt{\sigma^2 + (2\tau)^2}. \quad (209)$$

Für die Beurteilung der Sicherheit ist hier die Schwingungsfestigkeit¹ maßgebend. Diese liegt bei Siemens-Martin-Stahl ungefähr bei 2000 kg/qcm. Bei 4facher Sicherheit ist die zulässige Beanspruchung $k_s = 500$ kg/qcm.

Die Wahl des Wellendurchmessers wird weiter durch die Erscheinung der kritischen Drehzahl beeinflusst.

Über das Wesentliche dieser Erscheinung unterrichtet uns folgende Betrachtung: Belasten wir eine biegsame Welle AB , Abb. 224, durch Kräfte P , die in M angreifen, so nehmen die Durchbiegungen mit P verhältnismäßig zu:

$$P = p \cdot y.$$

¹ Siehe Graf, Otto: Die Dauerfestigkeit der Werkstoffe. Berlin, J. Springer 1929.

Befindet sich beispielsweise M in der Mitte der freien Auflager A und B , so ist bei einer Welle von unveränderlichem Trägheitsmoment J :

$$y = \frac{P \cdot l^3}{48JE} \quad \text{oder} \quad p = \frac{P}{y} = \frac{48JE}{l^3}.$$

Der Zusammenhang zwischen P und y wird durch eine Gerade p , Abb. 225, dargestellt, die von M aus mit $\text{tg} \alpha = p$ ansteigt.

Setzen wir auf die Welle eine beliebige Masse m mit geringer Exzentrizität e und lassen das Ganze mit ω rotieren, so wird sich die Welle zufolge der Fliehkraft der exzentrisch gelagerten Masse um y ausbiegen. Der Massenschwerpunkt rotiert also auf einem Kreis vom Radius $r = y + e$; die Fliehkraft beträgt $C = m \cdot r \cdot \omega^2$, sie nimmt also mit r verhältnismäßig zu und wird für eine bestimmte Geschwindigkeit ω_1 durch die Gerade g_1 , Abb. 225, dargestellt, die von M_0 aus

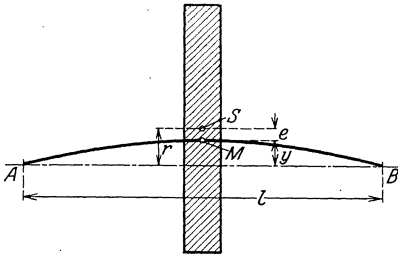


Abb. 224. Biegsame Welle mit exzentrischer Masse.

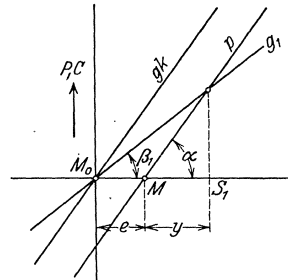


Abb. 225.

unter $\text{tg} \beta_1 = m \omega_1^2$ ansteigt. Im Schnittpunkt der Geraden g_1 und p ist $P = C$; dort herrscht Gleichgewicht, der Schwerpunkt der Masse m befindet sich also bei der Drehung mit ω_1 in S_1 .

Wächst ω , so nimmt die Steigung der Geraden g zu und die Auslenkung des Punktes S wird größer. Der kritische Zustand tritt offenbar dann ein, wenn die Geraden g und p einander parallel sind. Alsdann wird auch bei noch so kleiner Exzentrizität die Auslenkung theoretisch unendlich groß. In diesem Fall ist:

$$p = m \omega_k^2, \quad \text{woraus} \quad \omega_k = \sqrt{\frac{p}{m}}.$$

Wir können diese Gleichung noch etwas umformen, wenn wir die Durchbiegung f (in m) zufolge des Gewichtes $m \cdot g$ einführen:

$$f = \frac{G}{p} = \frac{mg}{p}; \quad \frac{p}{m} = \frac{g}{f}.$$

Wir erhalten:

$$\omega_k = \sqrt{\frac{g}{f}}. \quad (210)$$

Für einfache Fälle und überschlagsweise Bestimmungen liefert diese einfache Gleichung genügend genaue Resultate. Für verwickeltere

Fälle, Belastungen durch mehrere Gewichte und abgestufte Wellen eignen sich graphische Methoden¹.

13. Über das Auswuchten der Laufräder.

Bei rasch umlaufenden Maschinenteilen kann ein ruhiger Gang im allgemeinen nur dann erreicht werden, wenn die die Welle belastenden Kräfte sich in Richtung und Größe nicht verändern. Insbesondere dürfen keine Kräfte vorhanden sein, die sich mit dem Laufrad drehen. Solche Kräfte treten aber auf:

Erstens, wenn sich irgendwo im Laufrad eine Masse m vorfindet, deren Schwerpunkt (um r) außerhalb der Drehachse liegt, Abb. 226.

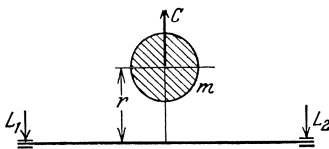


Abb. 226. Statisch nicht ausgewuchteter Läufer.

Die Welle wird alsdann durch die Fliehkraft $C = mr\omega^2$ zusätzlich beansprucht, und es treten in den Lagern die mit ω sich drehenden Auflagerkräfte L_1 und L_2 auf, die Erschütterungen der Lager und ihrer Umgebung herbeiführen.

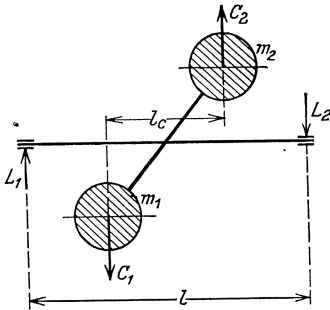


Abb. 227. Dynamisch nicht ausgewuchteter Läufer.

Zweitens, wenn sich irgendwo zwei Massen m_1 und m_2 , Abb. 227, vorfinden, die nicht in derselben Normalalebene zur Achse liegen, trotzdem der gemeinsame Schwerpunkt in die Achse fällt. Die Fliehkraften C_1 und C_2 ergeben in diesem Fall ein Drehmoment $C \cdot l_c$, dem das Gegenmoment der Lagerkräfte $L \cdot l$ das Gleichgewicht halten muß. Da beide Momente mit ω umlaufen, treten auch hier ähnliche Erschütterungen auf.

Das Auswuchten bezweckt das Feststellen und Beheben der genannten Störungsursachen. Zunächst ist das Rad statisch auszuwuchten, d. h. die störende Einzelmasse, Abb. 226, muß beseitigt werden. Zu ihrer Feststellung genügen zwei genau horizontal liegende Lineale, auf denen sich der zu untersuchende Läufer in jeder Lage im Gleichgewicht befinden soll.

Das dynamische Auswuchten bezweckt das Unschädlichmachen des Massenpaares, Abb. 227. Man erkennt leicht, daß dies nur durch Hinzufügen oder Wegnehmen eines ähnlichen Massenpaares möglich ist, dessen Schwerpunkt in der Achse liegt. Für das Feststellen der störenden Massen bestehen Auswuchtmaschinen, von denen diejenige nach den

¹ Siehe Stodola: Dampfturbinen. 5. Aufl., S. 329.

Patenten von Lawaczek und Heymann sich durch einfache Handhabung und hohe Genauigkeit auszeichnet¹.

Nachtrag:

Die Gleichungen für die rotierende Kreisscheibe gleicher Dicke.

a) Die Radialverschiebung; Gleichung (196). Verschiebt sich das in Abb. 210 durch Schraffur hervorgehobene Elementarkörperchen um ξ radial nach außen, so vergrößert sich der Umfang $l = 2\pi x$ des zugehörigen Elementarringes um $\Delta l = 2\pi(x + \xi) - 2\pi x = 2\pi\xi$, die Dehnung in tangentialer Richtung beträgt also:

$$\varepsilon_t = \frac{\Delta l}{l} = \frac{\xi}{x}. \quad (\text{a})$$

Die Dehnung ε_t wird durch die Spannungen σ_r und σ_t verursacht, und kann aus ihnen wie folgt berechnet werden: Das Elementarkörperchen verhält sich wie ein in tangentialer Richtung durch σ_t auf Zug beanspruchter Stab und erfährt infolgedessen die Dehnung $\varepsilon_t = \sigma_t/E$. Da aber außerdem noch die Spannung σ_r senkrecht zur Stabachse wirkt, verringert sich diese Dehnung um $\varepsilon_t = \nu\sigma_r/E$. Die Tangentialdehnung beträgt also:

$$\varepsilon_t = \frac{\sigma_t - \nu\sigma_r}{E}. \quad (\text{b})$$

Durch Gleichsetzen von a und b folgt die Gleichung 196:

$$\xi = \frac{x}{E}(\sigma_t - \nu\sigma_r).$$

b) Die volle Kreisscheibe; Gleichung (193). Wir gehen von den allgemeinen Gleichungen für die Scheibe gleicher Dicke aus², die mit den Abkürzungen Gleichung (201)a lauten:

$$\sigma_r = -\frac{3 + \nu}{8} \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot \omega^2 x^2 + B_1 - \frac{B_2}{x^2}. \quad (\text{c})$$

$$\sigma_t = -\frac{1 + 3\nu}{8} \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot \omega^2 x^2 + B_1 + \frac{B_2}{x^2}. \quad (\text{d})$$

Bei der vollen Scheibe gelten zur Bestimmung der Konstanten B_1 und B_2 die Randbedingungen:

$$\text{Bei } x = x_u \text{ ist } \sigma_r = 0 \quad (\text{e})$$

$$\text{bei } x = 0 \text{ ist } \sigma_r = \sigma_t. \quad (\text{f})$$

Die Bedingung (f) liefert $B_2 = 0$. Man überzeugt sich leicht, wenn man die Gleichungen (c) und (d) einander gleich setzt, wobei B_1 herausfällt, mit x^2 multipliziert und dann $x = 0$ werden läßt.

¹ Über die Theorie des Massenausgleichs und der Auswuchtmaschinen siehe Stodola, Dampfturbinen. 5. Aufl., S. 351.

² Siehe § 4, S. 279.

Die Bedingung (e) in (c) eingesetzt liefert:

$$B_1 = \frac{3 + \nu}{8} \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot \omega^2 \cdot x_a^2.$$

Mit den Werten für B_1 und B_2 erhalten wir aus den Gleichungen (c) und (d):

$$\sigma_r = \frac{3 + \nu}{8} \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot \omega^2 (x_a^2 - x^2).$$

$$\sigma_t = \frac{3 + \nu}{8} \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot \omega^2 \left(x_a^2 - \left(\frac{1 + 3\nu}{3 + \nu} \right) x^2 \right).$$

woraus durch Ausklammern von x_a^2 und mit $x_a \cdot \omega = u_a$ die Gleichungen (193) folgen.

c) Die Kreisscheibe mit zentraler Bohrung; Gleichung (197). Hier gelten folgende Randbedingungen:

$$\text{Bei } x = x_a \text{ ist } \sigma_r = 0, \quad (g)$$

$$\text{bei } x = x_i \text{ ist } \sigma_r = 0 \quad (h)$$

mit Gleichung (c) wird:

$$\sigma_r = 0 = -\frac{3 + \nu}{8} \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot \omega^2 x_a^2 + B_1 - \frac{B_2}{x_a^2}. \quad (g')$$

$$\sigma_r = 0 = -\frac{3 + \nu}{8} \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot \omega^2 x_i^2 + B_1 - \frac{B_2}{x_i^2}. \quad (h')$$

Subtrahieren wir g' von h' , so fällt B_1 heraus und wir erhalten:

$$0 = \frac{3 + \nu}{8} \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot \omega^2 (x_a^2 - x_i^2) - B_2 \left(\frac{1}{x_i^2} - \frac{1}{x_a^2} \right).$$

Die Klammer des zweiten Gliedes ergibt nach einfacher Umformung $(x_a^2 - x_i^2)/x_a^2 \cdot x_i^2$, woraus:

$$B_2 = \frac{3 + \nu}{8} \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot \omega^2 x_a^2 \cdot x_i^2.$$

Setzen wir diesen Wert in eine der Gleichungen g' oder h' ein, so erhalten wir:

$$B_1 = \frac{3 + \nu}{8} \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot \omega^2 (x_a^2 + x_i^2).$$

Mit B_1 und B_2 folgt aus den Gleichungen c und (d):

$$\sigma_r = \frac{3 + \nu}{8} \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot \omega^2 \left[x_a^2 + x_i^2 - x^2 - \frac{x_a^2 x_i^2}{x^2} \right].$$

$$\sigma_t = \frac{3 + \nu}{8} \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot \omega^2 \left[x_a^2 + x_i^2 - \left(\frac{1 + 3\nu}{3 + \nu} \right) x^2 + \frac{x_a^2 x_i^2}{x^2} \right],$$

woraus sich durch einfache Umstellung die Form der Gleichung (197) ergibt.

d) Die ruhende Scheibe. Mit $\omega = 0$ vereinfachen sich die Gleichungen (c) und (d) zu:

$$\sigma_r = B_1 - \frac{B_2}{x^2}; \quad \sigma_t = B_1 + \frac{B_2}{x^2}. \quad (i)$$

Bei der vollen Scheibe wird wegen der Bedingung (f), die auch hier zu Recht besteht, $B_2 = 0$. Die Spannungen σ_r und σ_t sind also hier unter sich und an jeder Stelle der Scheibe gleichgroß und gleich der Spannung am Außenrand.

Bei der Scheibe mit zentraler Bohrung herrsche am Innenrand die Spannung σ_{r_i} , am Außenrand σ_{r_a} ; wir erhalten also die Gleichungen:

$$\sigma_{r_a} = B_1 - \frac{B_2}{x_a^2}; \quad \sigma_{r_i} = B_1 - \frac{B_2}{x_i^2}, \quad (k)$$

woraus sich die Konstanten bestimmen zu:

$$B_2 = (\sigma_{r_a} - \sigma_{r_i}) \frac{x_i^2 x_a^2}{x_a^2 - x_i^2}; \quad B_1 = \frac{\sigma_{r_a} x_a^2 - \sigma_{r_i} x_i^2}{x_a^2 - x_i^2}. \quad (l)$$

Die Spannungsgleichungen lauten nun:

$$\sigma_r = \frac{\sigma_{r_a} x_a^2 - \sigma_{r_i} x_i^2}{x_a^2 - x_i^2} - \frac{\sigma_{r_a} - \sigma_{r_i}}{x_a^2 - x_i^2} \cdot \frac{x_i^2 x_a^2}{x^2}. \quad (m)$$

$$\sigma_t = \frac{\sigma_{r_a} x_a^2 - \sigma_{r_i} x_i^2}{x_a^2 - x_i^2} + \frac{\sigma_{r_a} - \sigma_{r_i}}{x_a^2 - x_i^2} \cdot \frac{x_i^2 x_a^2}{x^2}. \quad (n)$$

Ist die Scheibe nur außen belastet, so vereinfachen sich die Gleichungen (m) und (n) wegen $\sigma_{r_i} = 0$ zu:

$$\sigma_r = \frac{\sigma_{r_a} x_a^2}{x_a^2 - x_i^2} \left[1 - \left(\frac{x_i}{x} \right)^2 \right]. \quad (o)$$

$$\sigma_t = \frac{\sigma_{r_a} x_a^2}{x_a^2 - x_i^2} \left[1 + \left(\frac{x_i}{x} \right)^2 \right]. \quad (p)$$

Ist hingegen $\sigma_{r_a} = 0$, so erhalten wir:

$$\sigma_r = \frac{\sigma_{r_i} x_i^2}{x_a^2 - x_i^2} \left[\left(\frac{x_a}{x} \right)^2 - 1 \right]. \quad (q)$$

$$\sigma_t = - \frac{\sigma_{r_i} x_i^2}{x_a^2 - x_i^2} \left[\left(\frac{x_a}{x} \right)^2 + 1 \right]. \quad (r)$$

Anhang.

Zahlentafel für Druckverlust in Rohrleitungen in mm W.-S. für eine Rohrlänge
von 100 m und einen Widerstandskoeffizienten

$$\lambda = 0,01.$$

D	F	V = 0,3 cbm/sek			0,4			0,5			0,6			
		w	w ²	Z	w	w ²	Z	w	w ²	Z	w	w ²	Z	
0,2	0,0314	9,55	91,20	29,04	12,73	162,12	51,64	15,95	253,30	80,69	19,10	363,08	116,20	
0,3	0,0707	4,24	18,01	3,87	5,66	32,01	6,80	7,07	50,00	10,62	8,49	72,02	15,30	
0,35	0,0962				4,16	17,29	3,15	5,20	27,01	4,92	6,24	38,90	7,08	
0,4	0,1257				3,18	10,11	1,61	3,98	15,82	2,52	4,77	22,78	3,63	
0,5	0,1964										3,05	9,32	1,19	
		0,7			0,8			0,9			1,0			
0,2	0,0314	22,28	496,47	158,15										
0,3	0,0707	9,90	98,03	20,82	11,32	128,04	27,19	12,73	162,05	34,11	14,18	200,07	42,50	
0,35	0,0962	7,28	52,95	8,69	8,32	69,16	12,59	9,37	87,54	15,43	10,40	108,05	19,67	
0,4	0,1257	5,57	31,01	4,94	6,36	40,51	6,45	7,16	51,26	8,17	7,96	63,29	10,08	
0,5	0,1964	3,56	12,70	1,62	4,07	16,59	2,11	4,58	21,00	2,68	5,09	25,92	3,30	
		1,2			1,4			1,5			1,6			
0,35	0,0962	12,47	155,60	28,26	14,55	211,79	38,55	15,59	243,13	44,26				
0,4	0,1257	9,55	91,44	14,52	11,14	124,05	19,76	11,93	142,40	22,68	12,70	161,00	25,70	
0,5	0,1964	6,11	37,33	4,76	7,13	50,81	6,47	7,67	58,33	7,43	8,15	66,37	8,46	
0,6	0,2827										5,66	32,00	3,40	
		1,8			2,0			2,2			2,5			
0,5	0,1964	9,16	84,00	10,74	10,18	103,70	13,23	11,20	125,48	15,99	12,73	162,03	20,65	
0,6	0,2827	6,37	40,54	4,30	7,08	50,05	5,31	7,78	60,56	6,43	8,84	78,20	8,30	
0,7	0,3849	4,68	21,87	2,00	5,20	27,00	2,46	5,72	32,67	2,97	6,50	42,19	3,84	
0,8	0,5027				3,98	15,83	1,26	4,38	19,15	1,53	4,97	24,73	1,97	
		3,0			3,5			4,0			5,0			
0,5	0,1964	15,27	232,32	29,73										
0,6	0,2827	10,61	112,60	11,96	12,40	153,28	16,27	14,15	200,20	21,24	17,69	312,80	25,20	
0,7	0,3849	7,79	60,75	5,52	9,09	82,69	7,52	10,39	108,00	9,84	12,99	130,68	11,88	
0,8	0,5027	5,97	35,61	2,84	6,96	48,47	3,86	7,96	63,31	5,04	9,95	98,93	7,88	
0,9	0,6362	4,72	22,24	1,57	5,50	30,26	2,14	6,29	39,53	2,08	7,86	61,80	4,37	
1,0	0,7854							5,09	25,94	1,65	6,37	40,62	2,58	
		6,0			10,0									
0,7	0,3849	15,59	243,00	22,06	25,98	522,12	47,52							
0,8	0,5027	11,94	142,25	11,34	19,90	395,72	31,52							
0,9	0,6362	9,43	88,94	6,30	15,72	247,20	17,48							
1,0	0,7854	7,64	58,36	3,72	12,74	162,48	10,32							

$$\lambda = 0,01, \quad \gamma = 1,25, \quad Z = \frac{\lambda \gamma w^2}{D \cdot 2g} L, \quad L = 100, \quad Z = 0,063701 \frac{w^2}{D},$$

$w = \text{Geschw. m/sek.}$

Geschwindigkeitshöhen in mm W.-S.

Gleichung $w_a = \frac{w^2 \gamma}{2g}$ für $\gamma = 1,2 \text{ kg/cbm}$.

w in m/sk.	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	0,061	0,074	0,084	0,103	0,120	0,138	0,157	0,177	0,198	0,220
2	0,240	0,269	0,294	0,324	0,353	0,383	0,414	0,446	0,480	0,515
3	0,551	0,588	0,626	0,666	0,708	0,750	0,793	0,838	0,884	0,931
4	0,979	1,029	1,079	1,131	1,185	1,240	1,295	1,350	1,410	1,470
5	1,530	1,592	1,655	1,718	1,785	1,850	1,920	1,987	2,059	2,130
6	2,204	2,268	2,351	2,429	2,507	2,586	2,665	2,746	2,830	2,914
7	2,999	3,085	3,172	3,260	3,350	3,440	3,532	3,628	3,723	3,820
8	3,916	4,016	4,114	4,216	4,316	4,420	4,525	4,630	4,740	4,850
9	4,955	5,068	5,180	5,292	5,402	5,522	5,639	5,760	5,880	5,998
10	6,120	6,240	6,370	6,490	6,620	6,740	6,870	7,000	7,140	7,270
11	7,40	7,54	7,67	7,82	7,94	8,09	8,24	8,38	8,52	8,66
12	8,81	8,96	9,10	9,26	9,41	9,56	9,72	9,87	10,00	10,18
13	10,34	10,50	10,66	10,82	11,00	11,15	11,31	11,48	11,65	11,82
14	12,00	12,17	12,34	12,51	12,69	12,87	13,05	13,23	13,41	13,58
15	13,77	13,90	14,14	14,33	14,52	14,70	14,90	15,08	15,27	15,46
16	15,67	15,87	16,07	16,26	16,45	16,66	16,86	17,06	17,28	17,47
17	17,69	17,90	18,11	18,32	18,52	18,75	18,95	19,17	19,38	19,60
18	19,83	20,03	20,29	20,50	20,71	20,93	21,18	21,40	21,62	21,86
19	22,09	22,31	22,56	22,80	23,03	23,27	23,51	23,76	24,00	24,24
20	24,48	24,72	24,98	25,22	25,48	25,72	25,98	26,22	26,48	26,72
21	26,99	27,26	27,50	27,76	28,03	28,30	28,55	28,80	29,09	29,36
22	29,62	29,90	30,16	30,43	30,70	31,00	31,25	31,52	31,80	32,10
23	32,38	32,64	32,94	33,22	33,50	33,80	34,10	34,36	34,68	34,94
24	35,25	35,56	35,84	36,16	36,44	36,75	37,02	37,95	37,65	37,95
25	38,25	38,55	38,85	39,20	39,50	39,80	40,10	40,40	40,70	41,05
26	41,4	41,7	42,0	42,3	42,7	43,0	43,3	43,6	44,0	44,3
27	44,6	44,9	45,3	45,6	46,0	46,3	46,6	46,9	47,3	47,6
28	48,0	48,3	48,7	49,0	49,4	49,7	50,1	50,4	50,7	51,1
29	51,5	51,8	52,2	52,5	52,9	53,2	53,6	54,0	54,4	54,7
30	55,1	55,4	55,8	56,2	56,6	56,9	57,3	57,7	58,0	58,4
31	58,8	59,2	59,6	60,0	60,3	60,7	61,1	61,4	61,8	62,3
32	62,6	63,0	63,4	63,8	64,2	64,6	65,0	65,4	65,8	66,2
33	66,6	67,0	67,4	67,8	68,2	68,6	69,0	69,4	69,8	70,3
34	70,7	71,1	71,5	72,0	72,4	72,8	73,2	73,6	74,1	74,6
35	75,0	75,4	75,8	76,2	76,6	77,1	77,5	77,9	78,4	78,8
36	79,3	79,7	80,3	80,6	81,0	81,5	81,9	82,4	82,8	83,5
37	83,8	84,2	84,7	85,1	85,6	86,0	86,5	87,0	87,4	87,9
38	88,4	88,8	89,2	89,7	90,2	90,7	91,2	91,6	92,1	92,6
39	93,1	93,5	94,0	94,4	94,9	95,4	95,9	96,4	96,9	97,4
40	97,9	102,9	108,0	113,1	118,5	123,9	129,5	135,1	141,0	147,0
50	153,0	159,3	165,5	171,9	178,5	185,1	192,0	198,8	206,0	213,0
60	220,3	227,9	235,2	243,0	250,8	258,7	266,6	274,7	283,0	291,4
70	300,0	308,6	317,3	326,0	335,0	344,2	353,3	363,0	372,4	382,0
80	392,0	401,6	411,5	421,5	432,0	442,0	452,5	463,0	474,0	485,0
90	496,0	507,0	518,0	529,5	540,5	552,0	564,0	576,0	588,0	600,0
100	612,0									

Literaturverzeichnis.

- Berg, H.: Die Kolbenpumpen, einschließlich Flügel- und Rotationspumpen. Berlin 1921.
- Biel, R.: Mitteilungen über Forschungsarbeiten usw. V. d. I. Heft 44. — Die Wirkungsweise der Kreiselpumpen und Ventilatoren. Mitteilungen über Forschungsarbeiten usw. Heft 42. Berlin 1907.
- Blaess, Victor: Die Strömung in Röhren und die Berechnung weitverzweigter Leitungen und Kanäle. München und Berlin 1911. — Zur Theorie der Zentrifugalpumpen und Ventilatoren.
- Germer, W. E.: Die Venturimessung für Flüssigkeiten und Gase. Herausgegeben von Bopp & Reuther, Mannheim-Waldhof.
- Gramberg, A.: Maschinentechnisches Versuchswesen. Zwei Bände. Berlin 1923 und 1924.
- Gröber, Heinrich: H. Rietschels Leitfaden der Heiz-Lüftungstechnik. 8. Aufl. Berlin 1928.
- Gronwald, Erich: Zentrifugal-Ventilatoren. Ihre Berechnung und Konstruktion. Berlin 1925.
- Hinz, Ad.: Thermodynamische Grundlagen der Kolben- und Turbokompressoren. Graphische Darstellung für die Berechnung und Untersuchung. Berlin 1914. Hütte: Berlin.
- Hüttig, Valerius: Die Zentrifugalventilatoren und Zentrifugalpumpen und ihre Antriebsmaschinen usw. Leipzig 1919.
- Jordan, W.: Barometrische Höhentafeln. Stuttgart 1886.
- Karp, H. R.: Schleudergebläse. Berechnung und Konstruktion. München und Berlin 1926.
- Krell jun. Otto: Über Messungen von dynamischen und statischem Druck bewegter Luft. München und Berlin 1904.
- Maum, Victor: Rohre unter besonderer Berücksichtigung der Rohre für Wasserkraftanlagen. München und Berlin 1928.
- Matthiesen, H. u. E. Fuchslocher: Die Pumpen. Berlin 1923.
- Neumann, Fritz: Die Zentrifugalpumpen mit besonderer Berücksichtigung der Schaufelschnitte. 2. Aufl. Berlin 1922.
- Ombeck, Hugo: Forschungsarbeiten auf dem Gebiete des Ingenieurwesens. H. 158/159. Berlin 1914.
- Ostertag, P.: Die Entropietafel für Luft und ihre Verwendung zur Berechnung der Kolben- und Turbokompressoren. 2. Aufl. Berlin 1922. 3. Aufl. Berlin 1923.
- Pfleiderer, C., Kreiselpumpen. Berlin 1924.
- Psychrometertafeln, herausgegeben vom Preußischen Meteorologischen Institut 1908.
- Quantz, L.: Kreiselpumpen. Eine Einführung in Wesen, Bau und Berechnung neuerzeitlicher Kreisel- oder Zentrifugalpumpen. Berlin 1922.
- Regeln für Leistungsversuche von Ventilatoren und Kompressoren. V. d. I. Berlin 1925.
- Schüle, W.: Technische Thermodynamik. 5. Aufl. Berlin 1923.
- Stach, E.: Meßgeräte für Druck und Geschwindigkeit von Gasen. Z. V. d. I. 1915, S. 832, 878 und 894.
- Vidmar, Milan: Theorie der Kreiselpumpen. Braunschweig 1922.
- Walther, Leo: Dynamik der Leistungsregelung von Kolbenkompressoren und Pumpen einschl. Selbstregelung und Parallelbetrieb.
- Wiesmann, E.: Künstliche Lüftung im Stollen-Tunnelbau sowie von Tunneln im Betrieb. Zürich und Leipzig 1919.
- Zeitschrift f. d. ges. Turbinenwesen. 4. Jahrg. Heft 31—36. 1907.

Sachverzeichnis.

- Abscheider, Staub- 269, 270.
Abwärme 243.
Adiabate 18, 20, 161.
Äquivalente Weite 44, 47, 53.
— Parabeln 137.
Affinität, Gesetz der — 134.
Anemometer 84.
Aneroid 24, 55.
Antriebsmotoren 179.
Ausflußkoeffizient 32, 45.
Ausführung von Ventilatoranlagen 216.
Ausströmung aus Mündungen 32, 184,
186.
Austrittswiderstand 45, 256.
Autogene Schweißung 202.
Avogadro 7.
- Barometer** 24, 27.
Bernoullische Formel 32.
Bernoullisches Prinzip 60.
Betriebsmessungen 87.
Betriebsventilation von Tunnels 216.
— Dössentunnel 224.
— Grenchenbergtunnel 219.
— Hauenstein-Basistunnel 216.
— Simplontunnel 220.
— Straßentunnels 233.
Bewegungsvorgänge der Luft 36, 82.
Boyle(-Mariott)sches Gesetz 4.
- Charakteristik** 135, 153.
Charakteristische Kurven 136, 137, 144,
153, 154, 191, 192, 210.
- Dalton, Gesetz der Teildrücke** 9, 11.
Dampftabellen 11.
Dichtungen 132.
— Wellen- 132.
— Flügelrad- 133.
Diffusor 95, 144, 184, 202, 204, 209.
Druck, absoluter 3.
Druckhöhe, dynamische 86, 100, 184.
— statische 98.
— theoretische des Ventilators 98.
- Druck(höhen)-Verlust 39.
Druckmessungen 73.
Druck-Volumen-Kurven 136, 137, 188.
Druckwirkungsgrad des Ventilators 105.
Dunstdruck 11.
- Einschnürung 78.
Eintrittswiderstand 44, 256.
Einzelwiderstände 42.
Energieverlust der Ventilatoren 97, 108.
Energievorrat der Luft 112.
Entnebelung 261.
Entropie der Gase 15, 158.
Entropiediagramme 16, 23, 158.
Entropietafel 15, 17.
Entstaubung 261.
Euler 101.
Exhaustor 93, 254, 265.
- Fänger 254, 261, 269.
Festigkeitsberechnungen des Laufrades
272.
Feuchte Luft 10, 24, 27, 28.
Feuchtigkeit der Luft 10.
— absolute 11.
— relative 11.
Fischform 203.
Fliehkraft 98.
Fliehkraftabscheider 256, 270.
- Gasgemisch 172, 176.
Gaskonstante 7, 9.
— mechanische Bedeutung 7, 13.
Gaskonstante für Mischungen 8.
— feuchter Luft 12.
— aus dem Molekulargewicht 8, 172.
— Luftmischungen 9, 174.
Gehäuse, spiralisches 201.
Gesamtwirkungsgrad 183.
Geschwindigkeit, angemessene 60.
Geschwindigkeitshöhe 37, 305.
Geschwindigkeitsmesser 77, 88.
— Fueß 88.
Geschwindigkeitsmessungen 77, 88.

- Gesetz von Avrogado 7.
 — von Dalton 9, 11.
 — von Gay-Lussac 5, 7.
 — von Mariotte 5, 7.
 — von Poisson 21.
 Gleichwertige Düse 45.
 — Öffnung 44.
 Grubenventilatoren 235.
 Grubenwetterführung 53, 56.

Hakenrohr 275.
 Hauptsatz, erster 12.
 Hintereinanderschaltung der Ventilatoren 156.
 Hochdruckventilatoren 157.
 Hygrometer 28.

Isobare 18.
Isotherme 18.
 Isothermischer Wirkungsgrad 196.
 Isothermische Zustandsänderung 19.

Kennlinie 135.
Kennziffer 139.
 — Druckziffer p 140, 141, 147.
 — Leistungsziffer λ 140, 141, 147.
 — Lieferziffer φ 140, 146.
 — Umsatzziffer v 140, 142, 148.
 — Wirkungsgrad η 140, 142, 148.
 Kilogramm-Molekül 7, 172.
 Kilmol 172.
 Kontrabarometer 76.
 Kontraktion 45.
 Kontraktionskoeffizient 78.
 Kritische Geschwindigkeit, Ausflußströmung 35.
 — Rohrströmung 38.
 Kritischer Punkt der Charakteristik 199.
 Korrodierende Wirkung von Dämpfen 201.
 Kupplung der Ventilatoren 155.

Labile Zustände des Ventilators 199.
Laufgrad, Festigkeitsberechnungen 272.
Leistungsversuche 73.
 Leitungswiderstand 36, 40.
 Leuchtgas, Zusammensetzung 175.
 Luft, Bestandteile 3, 10.
 Luftfeuchtigkeit 10.
 Luftfilter 271.
 Luftgeschwindigkeitsmesser 73.
 Luftheizungsanlage 251.
 Luftheizung der Zentrale Eglisau 244.

Luftheizung der Zentrale Küblis 246.
Luftturbine 125, 214.

Manometer 3, 73.
 Mariottesches Gesetz 4.
 Mechanisches Wärmeäquivalent 13.
 Meereshöhe 24.
 Mehrstufige Gebläse 163.
 Mengmessungen 77.
 Mikromanometer 74.
 Mol 7.
 Molekulargewicht verschiedener Gase 7.
 Mundstück 264.

Nabe, Berechnung 297.
 — für Schraubengebläse 209.
 Nutzleistung 196.

Parallelschaltung der Ventilatoren 155.
Parallelströmung 38.
Pitotrohr 75.
Plattflügel 204.
 Poissonsches Gesetz 21.
 Polytropische Zustandsänderung 19.
 Propellerturbine 214.
 Proportionalitätsgesetz, Rohrleitung 39.
 — Ventilatoren 135, 138.
 Prüfung des Ventilators 182.
 Prüfstand 183, 186, 187.
 Psychrometer 28.
 Pumpen des Ventilators 199.

Quecksilber, spezifisches Gewicht 27.

Radseitenreibung 177.
 Relative Geschwindigkeit 99.
 Rohrleitungen 36, 40, 47, 50.
 — zu enge 65.
 Rohrplan 257.
 Rohrreibungskoeffizient 40.
 Rohrreibungsformel 38, 43.
 Rohrreibungsmessungsmethode 79.

Saccardogebälse 197, 224.
Sättigungsgrad 11.
Saugventilator 109.
Schallgeschwindigkeit 36.
Schaufelformen 94, 107, 131, 200.
 — innere Schaufelkante 107.
Schlottergebläse 213.
Schraubventilatoren 204.
Spaltüberdruck 97.
Spaltverlust 97.

- Spänetransportanlagen 254, 261.
 Spezifisches Gewicht des Quecksilbers 24.
 Spezifisches Gewicht 3, 23, 28.
 — aus dem Molekulargewicht 8, 9.
 — feuchter Luft 12, 28.
 — Gasgemisch 174.
 — aus den Höhentafeln 27.
 — Tabelle 29, 174.
 Spezifisches Volumen 3.
 Spezifische Wärme 14.
 — bei konstantem Volumen 14.
 — bei konstantem Druck 14.
 — Zusammenhang zwischen c_v und c_p 14, 16.
 — Zahlentafel 3, 14.
 Spezifischer Widerstand einer Rohrleitung 138.
 Spirale Erweiterung 128, 131.
 Statischer Druck 73, 99.
 Staurohr 73.
 Stauscheibe 73.
 Stoßfreier Eintritt 105.
 Straßentunnellüftung 233.
 Stufenräder 156, 157.
 Stückfänger 256.

 Taupunkt 11.
 Taupunktstemperatur 11.
 Teildruck 10, 28.
 Temperatur 4, 5, 6, 23.
 — absolute 4.
 Tragflächenventilatoren 212.
 Transportgebläse 201, 254.
 Trockenanlagen 246, 249, 261.
 Tunnellüftung 61, 216, 219, 220, 224.
 Turbulente Strömung 38.

 Überdruck 3.
 Unterdruck 3.

 Ventilatoren 93.
 — Einteilung 103, 112.
 — Entwicklung 93, 200.
 — Entwurf 112, 125.
 — für verschiedene Gase 172.
 — Konstruktions-Einzelheiten 132.
 — mehrstufige 163.
 — Prüfung 182.
 — Theorie 96.
 Ventilatorverluste 97.
 Ventilation, primäre 64.
 — sekundäre 64.
 Venturimesser 89.
 Verzweigte Leitungen 50.
 Viscin-Zellen-Luftfilter 272.
 Volumenbestimmung 77, 186.

 Wandluftheizungsapparat 253.
 Wärme Gleichung 13, 19.
 Wellenabdichtung 202.
 Wärmeinheit 13.
 Wärmemenge 13.
 Wirbelfreie Strömung 38.
 Wirkungsgrad, Druck 105.
 — Energie 105.
 — adiabatischer 197.
 — isothermischer 196.

 Zungenabstand 128.
 Zustandsgleichung 5.
 Zustandsänderungen 18.

Zentrifugal-Ventilatoren. Ihre Berechnung und Konstruktion. Von Ingenieur **Erich Gronwald**. Mit 108 Textabbildungen. X, 178 Seiten. 1925. Gebunden RM 12.60

Inhaltsübersicht:

Einleitung. — Zustandsgleichungen der Gase und Eigenschaften der Luft. — Begriff der Druckhöhen und Druckmessung. — Beziehung zwischen Fördermenge, Druckhöhe, Drehzahl und Leistung eines Ventilators. — Diffusorwirkung, Strömungsgleichrichter, gleichwertiger Durchmesser, untere und obere Nutzleistung, Wirkungsgrad und Kraftbedarf. — Kennzahlen und Kennlinien eines Ventilators. — Berechnung und Konstruktion der Schaufelräder. — Konstruktion der Ventilatorgehäuse. — Die Antriebsmaschinen und die Regelungsmöglichkeit der Ventilatorleistung durch diese. — Berechnung und Ausführung der Luft- (Gas-) Leitungen. — Beispiele für die Berechnung eines Ventilators. — Anhang. — Verzeichnis wichtiger Berechnungstabeln. — Tabellenverzeichnis.

Mathematische Strömungslehre. Von Dr. **Wilhelm Müller**, Privatdozent an der Technischen Hochschule Hannover. Mit 137 Textabbildungen. IX, 239 Seiten. 1928. RM 18.—; gebunden RM 19.50

Thermodynamische Grundlagen der Kolben- und Turbo-Kompressoren. Graphische Darstellungen für die Berechnung und Untersuchung von **Adolf Hinz**, Oberingenieur der Frankfurter Maschinenbau-A.-G. vorm. Pokorny & Wittekind. Zweite, verbesserte Auflage. Mit 73 Abbildungen und 20 graphischen Berechnungstabeln sowie 19 Zahlentabeln. VI, 68 Seiten. Gr.-4^o. 1927. Gebunden RM 25.—

Kolben- und Turbo-Kompressoren. Theorie und Konstruktion. Von Dipl.-Ing. **P. Ostertag**, Professor am Kantonalen Technikum Winterthur. Dritte, verbesserte Auflage. Mit 358 Textabbildungen. VI, 302 Seiten. 1923. Gebunden RM 20.—

Turbo-Gebläse und Turbo-Kompressoren. Von Dr.-Ing. **Bruno Eck**, Köln, ehem. Konstrukteur der Frankfurter Maschinenbau-Aktiengesellschaft vorm. Pokorny & Wittekind, und **W. J. Kearton**, M. Eng., A. M. I. Mech. E., A. M. Inst. N. A. Lecturer in Engineering, The University of Liverpool. Herausgegeben von Dr.-Ing. Bruno Eck. Mit 266 Textabbildungen. IX, 294 Seiten. 1929. Gebunden RM 28.—

Die Entropietafel für Luft und ihre Verwendung zur Berechnung der Kolben- und Turbo-Kompressoren. Von Dipl.-Ing. **P. Ostertag**, Professor am Kantonalen Technikum Winterthur. Dritte, verbesserte Auflage. Mit 21 Textfiguren und 2 Diagrammtabeln.

Erscheint im Dezember 1929

Ix-Tabeln feuchter Luft und ihr Gebrauch bei der Erwärmung, Abkühlung, Befeuchtung, Entfeuchtung von Luft, bei Wasserrückkühlung und beim Trocknen. Von Dr.-Ing. **M. Grubemann**, Zürich. Mit 45 Textabbildungen und drei Diagrammen auf zwei Tabeln. IV, 46 Seiten. 1926. RM 10.50

Das Trocknen mit Luft und Dampf. Erklärungen, Formeln und Tabellen für den praktischen Gebrauch. Von Baurat **E. Hausbrand**, Berlin. Fünfte, stark vermehrte Auflage. Mit 6 Textfiguren, 9 lithographischen Tafeln und 35 Tabellen. VIII, 185 Seiten. 1920. Unveränderter Neudruck 1924. Gebunden RM 10.—

Die Kältemaschine. Grundlagen, Berechnung, Ausführung, Betrieb und Untersuchung von Kälteanlagen. Von Dipl.-Ing. **M. Hirsch**, Beratender Ingenieur VBI. Mit 261 Abbildungen im Text. XII, 510 Seiten. 1924. Gebunden RM 21.—

Diagramme und Tabellen zur Berechnung der Absorptions-Kältemaschinen. Von Dr.-Ing. **Fr. Merkel**, a. o. Professor an der Technischen Hochschule Dresden, und Dr.-Ing. **Fr. Bosnjaković**, Dresden. Mit 30 Textabbildungen und 4 Diagrammen auf Tafeln. V, 43 Seiten. 1929. RM 12.—

Die Trockentechnik. Grundlagen, Berechnung, Ausführung und Betrieb der Trockeneinrichtungen. Von Dipl.-Ing. **M. Hirsch**, Beratender Ingenieur VBI. Mit 234 Textabbildungen, einer schwarzen und zwei farbigen *i-x*-Tafeln für feuchte Luft. XIV, 366 Seiten. 1927. Gebunden RM 31.80

Theorie der Heißlufttrockner. Ein Lehr- und Handbuch für Trocknungstechniker, Besitzer und Leiter von gewerblichen Anlagen mit Trockenvorrichtungen. Für den Selbstunterricht bearbeitet von **W. Schule**. Mit 34 Textfiguren und 9 Tabellen. IV, 174 Seiten. 1920. Unveränderter Neudruck 1921. RM 5.50

Die Heiz- und Lüftungsanlagen in den verschiedenen Gebäudearten einschließlich Warmwasserversorgungs-, Befeuchtungs- und Entnebelungsanlagen. Von **M. Hottinger**, Dozent für Heizung und Lüftung und **W. v. Gonzenbach**, Professor für Hygiene an der Eidgenössischen Technischen Hochschule, Zürich. IX, 191 Seiten. 1929. RM 8.50; gebunden RM 10.—

H. Rietschels Leitfaden der Heiz- und Lüftungstechnik. Achte, verbesserte Auflage von Professor Dr.-Ing. **H. Gröber**. Mit einem Abschnitt über Hygiene von Professor Dr. med. **J. Bürgers**. Mit 308 Textabbildungen, 26 Zahlentafeln und 10 Hilfstafeln. XV, 319 Seiten. 1928. Gebunden RM 36.—