

Kolbenverdichter

Einführung in Arbeitsweise und Bau von
Luft- und Gasverdichtern mit Kolbenbewegung

Von

Dipl.-Ing. Ch. Bouché

Berlin

Mit 150 Textabbildungen



Springer-Verlag Berlin Heidelberg GmbH

1937

Kolbenverdichter

**Einführung in Arbeitsweise und Bau von
Luft- und Gasverdichtern mit Kolbenbewegung**

Von

Dipl.-Ing. Ch. Bouché
Berlin

Mit 150 Textabbildungen



Springer-Verlag Berlin Heidelberg GmbH 1937

ISBN 978-3-662-27065-3

ISBN 978-3-662-28544-2 (eBook)

DOI 10.1007/978-3-662-28544-2

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

Copyright 1937 by Springer-Verlag Berlin Heidelberg

Ursprünglich erschienen bei Julius Springer in Berlin 1937

Vorwort.

Das vorliegende Buch soll in kurzer, gedrängter und übersichtlicher Weise den Studierenden mit dem Wesen der Kolbenverdichter vertraut machen und dem jüngeren Konstrukteur eine wertvolle Hilfe sein.

Die theoretischen Abhandlungen sind so kurz wie möglich gehalten, und zum leichteren Verständnis wird möglichst die graphische Darstellung benutzt.

Besonderer Wert wird auf eingehende Darstellung des Energieumsatzes und des Wärmeüberganges im wirklichen Kolbenverdichter gelegt; es werden hierzu die $P-v$ - und $T-S$ -Diagramme benutzt und die Ergebnisse aus Forschungsarbeiten besprochen.

Die Begriffe der Leistungen und Wirkungsgrade werden in Anlehnung an die Verdichterregeln beschrieben. Die Stufenaufteilung mehrstufiger Verdichter wird an Hand von Schaubildern durchgeführt und durch schematische Stufenbilder ergänzt.

Zahlreiche Schnittzeichnungen zeigen die verschiedensten Bauarten vom kleinsten bis zum größten Verdichter, wobei wesentliche Konstruktionseinzelheiten gebracht werden.

Die Vakuumpumpen und die Drehkolbenverdichter werden in ihrem grundsätzlichen Aufbau beschrieben.

Den Firmen, die bereitwilligst die Bildunterlagen zur Verfügung gestellt haben, und der Verlagsbuchhandlung danke ich für ihre geleistete Unterstützung.

Berlin, im März 1937.

Ch. Bouché VDI, ATG.

Inhaltsverzeichnis.

	Seite
Einleitung	1
I. Begriffe	2
1. Druck S. 2. — 2. Luftdruck der Atmosphäre S. 4.	
II. Wärmetechnische Grundlagen	4
1. Zustandsgleichung idealer Gase S. 4. — 2. Zustandsgleichung der wirklichen Gase S. 7. — 3. Zustandsgleichung von Gasgemischen S. 10. — 4. Gemisch von Luft und Wasserdampf S. 10. — 5. Wärmegleichungen und Zustandsänderungen, dargestellt im <i>P-v</i> -Diagramm S. 13. — 6. Veränderlichkeit der spezifischen Wärmen S. 16. — 7. Zustandsänderungen, dargestellt im <i>T-S</i> -Diagramm S. 17.	
III. Vorgänge im wirklichen Kolbenverdichter	19
1. Energieumsatz im Kolbenverdichter, dargestellt im <i>P-v</i> -Diagramm S. 19. — 2. Ansaugmenge, schädlicher Raum, Füllungsgrad, Liefermenge, Liefergrad und Ausnutzungsgrad S. 23. — 3. Energieumsatz im Kolbenverdichter, dargestellt im <i>T-S</i> -Diagramm S. 30.	
IV. Leistungen und Wirkungsgrade	40
1. Indizierte Leistung S. 40. — 2. Kupplungsleistung S. 40. — 3. Kupplungsleistung der Antriebsmaschine S. 40. — 4. Wirkungsgrad der Übertragung S. 40. — 5. Mechanischer Wirkungsgrad S. 41. — 6. Isothermischer indizierter Wirkungsgrad S. 41. — 7. Isothermischer Wirkungsgrad S. 42. — 8. Isothermischer Kupplungswirkungsgrad S. 43. — 9. Adiabatische Wirkungsgrade S. 43. — 10. Hauptabmessungen S. 44.	
V. Mehrstufige Verdichtung	46
1. Zweck der Mantel- und Deckelkühlung S. 46. — 2. Zweck der Zwischenkühlung S. 46. — 3. Zweck der mehrstufigen Verdichtung S. 47. 4. Bestimmung des Stufendruckverhältnisses S. 48. — 5. Bestimmung der wirksamen Kolbenflächen der einzelnen Stufen S. 49.	
VI. Grundsätzliche Bauarten der Kolbenverdichter	52
1. Einstufige Verdichter S. 52. — 2. Zweistufige Verdichter S. 53. — 3. Dreistufige Verdichter S. 54. — 4. Vierstufige Verdichter S. 56. — 5. Fünfstufige Verdichter S. 59. — 6. Sechsstufige Verdichter S. 59.	
VII. Steuerungen der Kolbenverdichter	60
1. Selbsttätige Ventile S. 60. — 2. Zwangsläufige Steuerungen S. 70.	
VIII. Kühlung. — Zwischenkühler	73
IX. Antrieb und Regelung	79
X. Ausführung der Kolbenverdichter	88
1. Kleine luftgekühlte Verdichter S. 88. — 2. Stehende Verdichter, wassergekühlt S. 92. — 3. Liegende Verdichter S. 102. — 4. Liegende Verdichter für größte Leistungen S. 105. — 5. Sonderbauarten S. 112. — 6. Fahrbare Verdichteranlagen S. 114.	
XI. Ausrüstung und Wartung	114
XII. Vakuumpumpen	117
XIII. Drehkolbenverdichter	120
Verzeichnis des Schrifttums	125

Einleitung.

Man versteht unter Kolbenverdichtern Maschinen, die durch eine Kolbenbewegung Gase aus Räumen niedrigen Druckes in solche höheren Druckes fördern. Meist handelt es sich um die Förderung von Luft aus der Atmosphäre, die in eine Rohrleitung gedrückt wird.

Die sonst noch von Verdichtern geförderten Gase sind Leuchtgas, Kraftgas, Gichtgas, Sauerstoff, Wasserstoff, Stickstoff, Kohlenoxyd, besondere Gasgemische der chemischen Industrie, und die in der Kältetechnik verwandten Gase Kohlensäure, schweflige Säure und Ammoniak.

Im Sprachgebrauch sind für die verschiedenen Druckbereiche folgende Benennungen üblich:

Vakuumpumpen, bei Kondensationsanlagen auch Luftpumpen genannt; sie fördern Gase und Dämpfe aus Räumen, in denen ein Unterdruck herrscht.

Gebläse bis zu einem Druck von etwa 2 atü (Hochofen, Stahlwerk).

Kompressoren schlechthin für Drücke von etwa 2 bis etwa 10 atü meist zur Erzeugung von Druckluft für Energieübertragung, Antrieb von Druckluftwerkzeugen.

Bei höheren Drücken ist es üblich von Hochdruckkompressoren zu sprechen.

Für die chemische Industrie werden Höchstdruckkompressoren gebaut, die einen Bereich von etwa 500 bis 1200 atü umfassen.

Alle diese Maschinen seien mit dem Sammelbegriff Kolbenverdichter bezeichnet.

I. Begriffe.

1. Druck.

Man versteht unter Druck die Kraft in kg, die ein Gas auf die Flächeneinheit der Wandung eines Gefäßes oder Rohres ausübt. Es sind folgende Bezeichnungen für den Druck üblich:

p in kg/cm^2 oder at . Bezogen auf den absoluten Nullpunkt des Druckes lautet die Bezeichnung $a\text{ta}$, bezogen auf den jeweils herrschenden Atmosphärendruck $a\text{t}ü$, wenn der Druck größer als dieser (Überdruck), oder atu , wenn er kleiner als dieser (Unterdruck) ist.

P = absoluter Druck in kg/m^2 , für wäremetechnische Rechnungen.

Bei der Strömung eines Gases unterscheidet man den statischen und den dynamischen Druck. Der erste ist der innere Druck, den das geradlinig strömende Gas auf ein im Gasstrom mit gleicher Geschwindigkeit mitbewegtes Meßgerät anzeigen würde.

Der dynamische, auch Geschwindigkeits- oder Staudruck, ist die größte Drucksteigerung, die in einem Gasstrom vor dem Mittelpunkt eines Hindernisses auftritt [5; S. 2].

Druckmessung.

Der statische Druck kann durch eine Flüssigkeitssäule (Sperrflüssigkeit) oder durch ein Manometer gemessen werden. Diese Messung ist keine absolute, sondern bezieht sich auf den jeweilig herrschenden äußeren Luftdruck (Atmosphäre), siehe Abb. 1. Daher müssen stets Barometerstand und Temperatur angegeben werden, damit der absolute Druck berechnet werden kann. Für die Umrechnung der Flüssigkeitssäule h gilt

$$\rho^{\text{kg/cm}^3} = h^{\text{cm}} \cdot \gamma^{\text{kg/cm}^3}. \quad (1)$$

γ = spezifisches Gewicht der Sperrflüssigkeit bei der Temperatur, die die Flüssigkeit bei der Messung hatte.

$1 \text{ kg/cm}^2 = 1 \text{ at} = 10 \text{ m Wassersäule von } 4^\circ \text{ C} = 735,53 \text{ mm Quecksilbersäule von } 0^\circ \text{ C}$. Nach DIN 1871 soll folgende Bezeichnung eingeführt werden: $1 \text{ mm Q.-S. bei } 0^\circ \text{ C} = 1 \text{ Torr}$.

Berichtigungen bei der Ablesung.

1. Sind die beiden Rohrdurchmesser, in denen der Höhenunterschied der Quecksilbersäule gemessen wird, verschieden groß, so ist zu beachten, daß bei kleinem Rohrdurchmesser der Quecksilberspiegel infolge der Kohäsion niedriger steht (Minderanzeige), Abb. 1.

Beispiel 2. Überdruck 220,0 mm Q.-S., gemessen wie in Abb. 1 b. Temperatur 10° C. Luftdruck sei wie bei Beispiel 1 1,032 ata. Gesucht p in ata. $p = 1,032 + \frac{220,0}{736,9} = 1,032 + 0,299 = 1,331$ ata.

Beispiel 3. Unterdruck 540 mm Q.-S., gemessen wie in Abb. 1 d. Quecksilbertemperatur 41° C. Luftdruck 1,032 ata. Gesucht p in ata.

Bei 41° C ist 1 ata = 741 mm Q.-S. $p = 1,032 - \frac{540}{741} = 1,032 - 0,729 = 0,303$ ata.

2. Luftdruck der Atmosphäre.

Um den stets schwankenden Luftdruck der Atmosphäre in ata umzurechnen, kann Abb. 3 benutzt werden. Dabei ist vorausgesetzt, daß

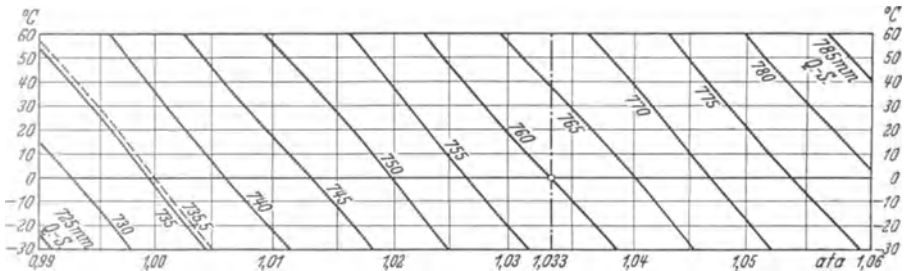


Abb. 3. Umrechnung des Luftdruckes in absoluten Druck.

die unter Umständen vorhandene Minderanzeige des Quecksilberbarometers bereits berücksichtigt wurde und die zu messende Luft die gleiche Temperatur wie das Quecksilber hat.

Mit der Höhenlage des Ortes ändern sich P , γ und T ; außerdem sind diese Größen der Wetterlage entsprechend dauernden Schwankungen unterworfen. Um bei Vergleichsrechnungen mit Festwerten rechnen zu können, sind in Abb. 4 die Werte der internationalen Normalatmosphäre¹ angegeben.

II. Wärmetechnische Grundlagen.

1. Zustandsgleichung idealer Gase.

Absoluter Druck P in kg/m^2 .

Absolute Temperatur T in ° Kelvin = $273^\circ + t^\circ \text{ C}$.

Volumen der Gewichtseinheit = Einheitsvolumen = spezifisches Volumen v in m^3/kg .

Gewicht der Volumeneinheit = Einheitsgewicht = spezifisches Gewicht γ in $\text{kg}/\text{m}^3 = 1 : v$.

¹ Commission Internationale de Navigation Aérienne (CINA).

Zustandsgleichung idealer Gase.

5

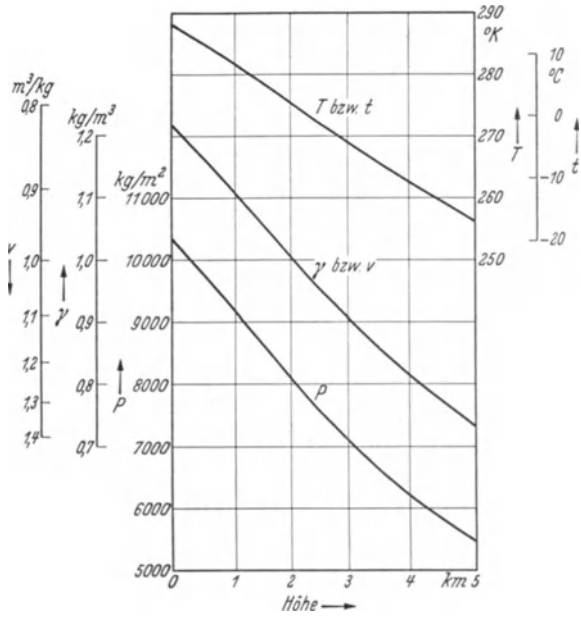
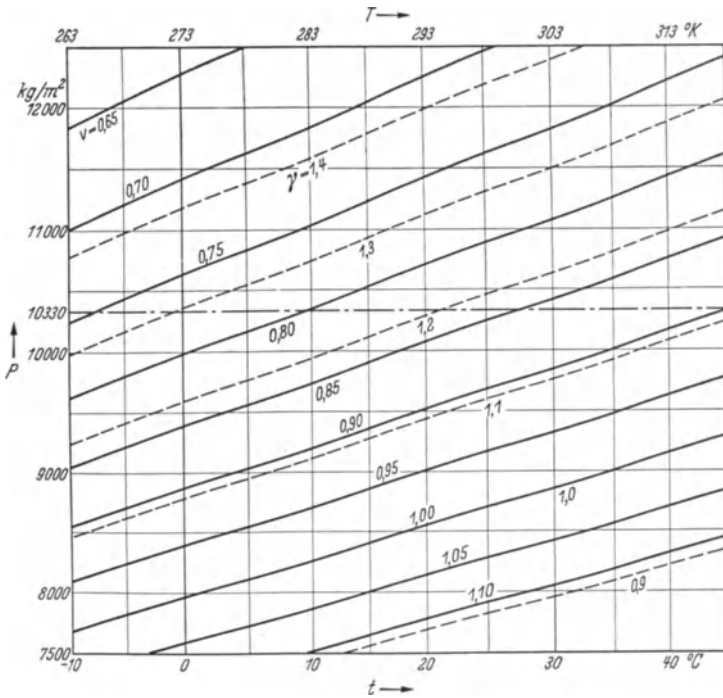


Abb. 4. Internationale Normalatmosphäre.



Rauminhalt = Volumen V in m^3 *.

Gewicht G in kg.

Die folgenden Ableitungen gelten stets für 1 kg Gas.

Für gleichbleibende Temperatur, also $T = \text{konstant}$, ist

$$P_1 \cdot v_1 = P_2 \cdot v_2.$$

Für gleichbleibenden Druck, also $P = \text{konstant}$, ist $\frac{v_2}{v_1} = \frac{T_2}{T_1}$.

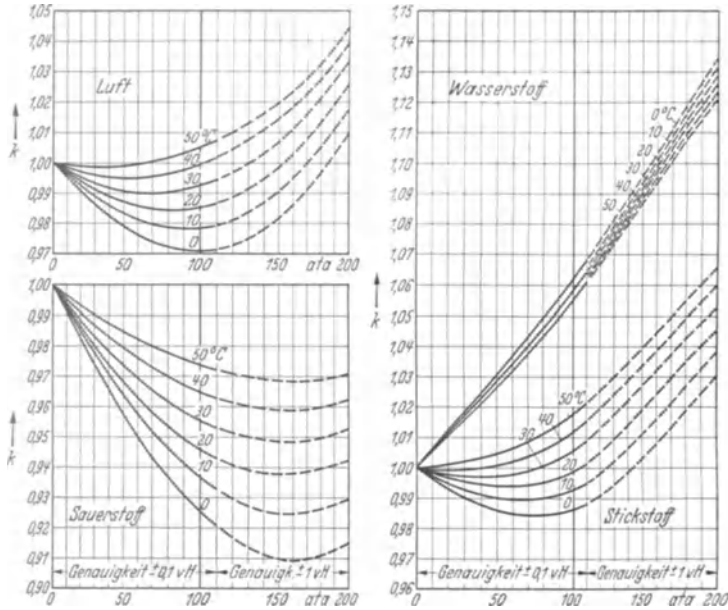


Abb. 6. Berichtigungsbeiwerte k für die wirklichen Gase. (Nach Dubbel [13; Bd. 1].)

Für den allgemeinen Fall, daß P , v und T veränderlich sind, kann die Zustandsgleichung aufgestellt werden

$$P \cdot v = R \cdot T, \quad \text{für 1 kg Gas} \quad (2)$$

und

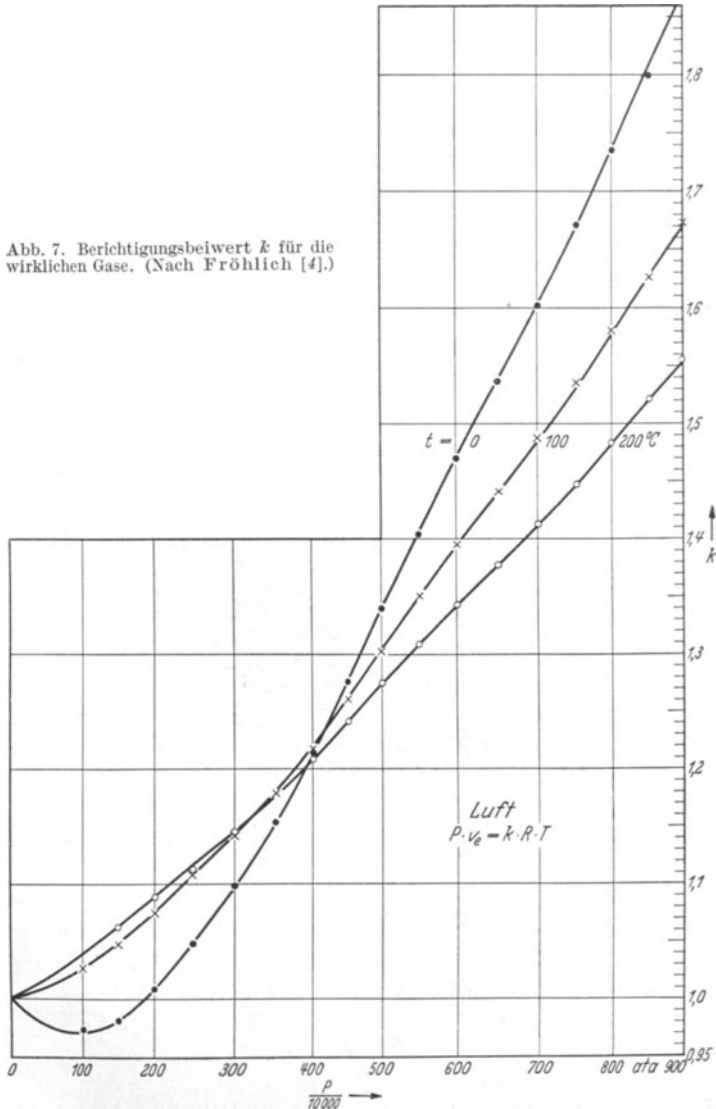
$$P \cdot V = G \cdot R \cdot T, \quad \text{für } G \text{ kg Gas.} \quad (3)$$

R ist eine für jedes Gas verschiedene, für ein und dasselbe Gas unveränderliche Größe (Gaskonstante). $R = \frac{P \cdot v}{T}$ in m°C . Für trockene Luft ist $R = 29,27 \text{ m}^{\circ}\text{C}$; zur Bestimmung von v und γ kann Abb. 5 benutzt werden.

* Unter einem Normkubikmeter Nm^3 Gas versteht man die in einem Kubikmeter enthaltene Gasmenge, wenn sich das Gas im Normzustand befindet. Als Normzustand eines Gases gilt der Zustand des trockenen Gases, der durch die Temperatur 0° und den Druck 760 Torr bestimmt ist. (1 Torr = 1 mm Q.-S. bei 0° .)

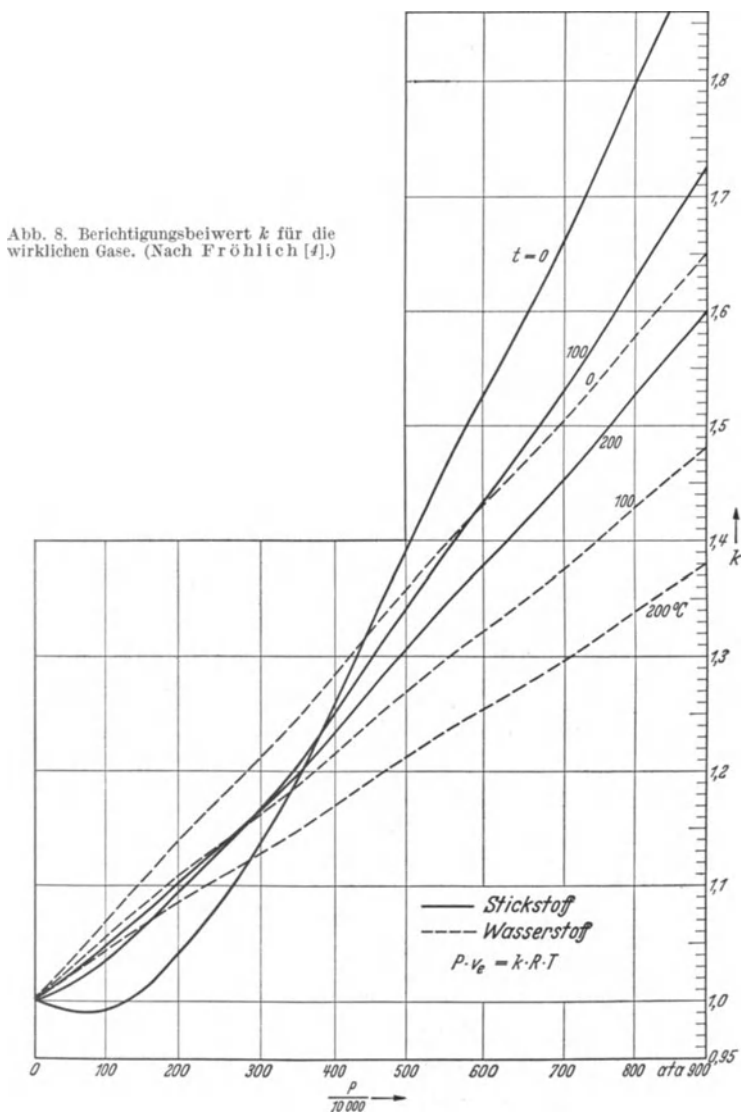
2. Zustandsgleichung der wirklichen Gase.

Für die wirklichen Gase gilt diese Zustandsgleichung nur bei niedrigen Drücken und mäßige Temperaturen. Für hohe Drücke kann



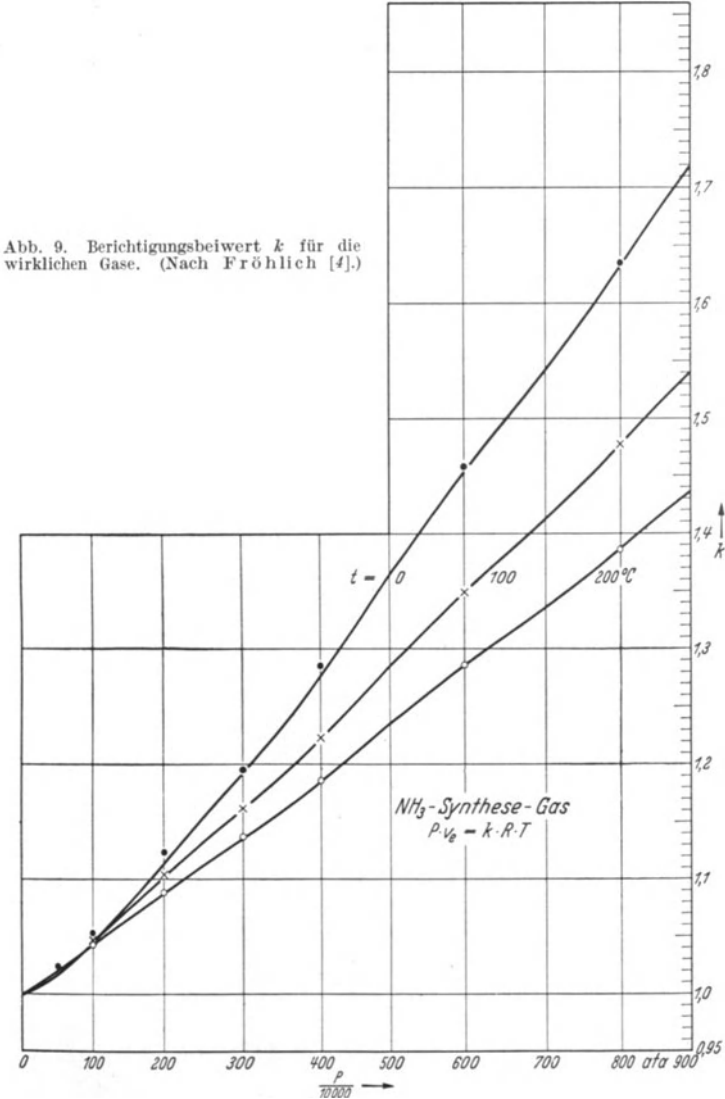
die Veränderung des spezifischen Volumens dadurch zum Ausdruck gebracht werden, daß die Zustandsgleichung für wirkliche Gase lautet

$P \cdot v_e = k \cdot R \cdot T$; v_e = spez. Volumen der wirklichen Gase;
 k = Berichtigungsbeiwert, der durch Versuche¹ bestimmt wurde.



¹ Holborn, L. u. J. Otto: Z. Physik Bd. 33 (1925) S. 1. — Amagat, E. H.: Ann. chim. phys. Bd. 29 (1893) S. 68. — Landolt u. Börnstein: Physik.-chem. Tabellen, 5. Aufl. Bd. 1 (1923) S. 103—113. Berlin: Julius Springer. — Claude: La Technique Moderne 1925 S. 452. — Schrifttumverzeichnis [4], [5], [6].

Abb. 6 gibt die Werte für k von Luft, Sauerstoff, Wasserstoff und Stickstoff bis zu 200 ata bei Temperaturen von 0 bis 50° C an.



Für Drücke bis 900 ata und Temperaturen bis 200° C können die Werte von k für Luft, Stickstoff, Wasserstoff und NH_3 -Synthese-Gas aus den Abb. 7, 8 und 9 entnommen werden.

Beispiel 4. Trockene Luft. $t = 50^\circ\text{C}$. $p = 200$ ata. Gesucht v_g . Nach Abb. 6 ist $k = 1,045$; also wird v_g um 4,5 vH größer, als es bei

einem idealen Gase sein würde, d. h. der Rauminhalt von 1 kg Luft ist bei diesem Zustand tatsächlich um 4,5 vH größer, als sich aus der Formel $v = \frac{R \cdot T}{P}$ ergeben würde. $v_e = \frac{1,045 \cdot 29,27 \cdot 323}{2\,000\,000} = 0,004935 \text{ m}^3/\text{kg}$.

Beispiel 5. Wasserstoff. $t = 0^\circ \text{ C}$. $p = 155 \text{ ata}$. Gesucht v_e . Nach Abb. 6 ist $k = 1,10$. $v_e = \frac{1,10 \cdot 420,6 \cdot 273}{1\,550\,000} = 0,0815 \text{ m}^3/\text{kg}$.

3. Zustandsgleichung von Gasgemischen.

Gesetz von Dalton. Nehmen die Gewichte G_1, G_2, G_3 usw. mehrerer verschiedener Gase mit den Kennzeichen 1, 2, 3, ... einen und denselben Raum V bei gleichem Druck ein, so erzeugen sie in diesem Raum zusammen einen Druck P , der gleich der Summe der Drücke ist, die jedes Gas für sich allein in diesem Raum hervorbringen würde. In Formeln

$$P_1 \cdot V = G_1 \cdot R_1 \cdot T, \quad P_2 \cdot V = G_2 \cdot R_2 \cdot T, \quad P_3 \cdot V = G_3 \cdot R_3 \cdot T. \quad (4)$$

$$P = P_1 + P_2 + P_3 + \dots = \frac{T}{V} (G_1 \cdot R_1 + G_2 \cdot R_2 + G_3 \cdot R_3 + \dots). \quad (5)$$

Zustandsgleichung der Mischung

$$P \cdot V = (G_1 \cdot R_1 + G_2 \cdot R_2 + G_3 \cdot R_3 + \dots) \cdot T = (G_1 + G_2 + G_3 + \dots) \cdot R \cdot T, \quad (6)$$

worin R die Gaskonstante des Gemisches ist;

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

Die Einzeldrücke der Gase sind

$$P_1 = P \cdot \frac{G_1 \cdot R_1}{G \cdot R}; \quad P_2 = P \cdot \frac{G_2 \cdot R_2}{G \cdot R} \dots$$

Sind nicht die Teilgewichte, sondern die Teilvolumina $V_1, V_2, V_3 \dots$ bekannt, so wird

$$\frac{1}{R} = \frac{V_1}{V \cdot R_1} + \frac{V_2}{V \cdot R_2} + \frac{V_3}{V \cdot R_3} + \dots \quad (7)$$

Beispiel 6. Es ist die Gaskonstante eines Gemisches aus 75 vH Raumteilen Wasserstoff und 25 vH Raumteilen Stickstoff zu berechnen. Wasserstoff $R = 420,6$; Stickstoff $R = 30,26$. Nach Gleichung (7) ist

$$\frac{1}{R} = \frac{0,75}{420,6} + \frac{0,25}{30,26} = 0,01004; \quad R = 99,6.$$

4. Gemisch von Luft und Wasserdampf.

Atmosphärische Luft enthält meist Wasserdampf. Der Gesamtdruck p der feuchten Luft ist nach Gl. (5) gleich dem Teildruck p_D des in der Luft enthaltenen Wasserdampfes + dem Teildruck der Luft p_L . Luft ist mit Wasserdampf gesättigt, wenn der Teildruck p_D des Wasserdampfes gleich dem Sättigungsdruck p_s von Wasserdampf bei der gemessenen Lufttemperatur ist. Ist dieser Teildruck $p_D < p_s$, dann ist die

Luft ungesättigt, sie kann also noch Wasserdampf aufnehmen. Der Wasserdampf ist dann im Zustand der Überhitzung. Werte für p_s können den Dampftabellen von Mollier [13; Bd. 1, S. 378] entnommen werden. Für eine Dampftemperatur $t = 20^\circ \text{C}$ ist z. B. $p_s = 0,0238 \text{ ata}$ und $\gamma_s = 0,01729 \text{ kg/m}^3 = 17,29 \text{ g/m}^3$. Demnach ist die größte Gewichtsmenge Wasserdampf, die feuchte Luft von 20°C aufnehmen kann, $17,29 \text{ g/m}^3$, unabhängig vom Druck.

Die in 1 m^3 ungesättigte Luft enthaltene Gewichtsmenge Wasserdampf γ_D in g ist ein Maß für den absoluten Feuchtigkeitsgehalt der Luft. Das Verhältnis der absoluten zur größten Gewichtsmenge gibt den relativen Feuchtigkeitsgehalt φ an.

$$\varphi = \frac{p_D}{p_s} = \frac{\gamma_D}{\gamma_s}. \quad (8)$$

Bestimmung des relativen Luftfeuchtigkeitsgehaltes φ mit dem Psychrometer nach August.

Das in der feuchten Luft befindliche trockene Thermometer zeige $t^\circ \text{C}$, das mit einem feuchten Lappen umwickelte feuchte Thermometer $t_f^\circ \text{C}$ an. Dann ist der relative Feuchtigkeitsgehalt

$$\varphi = \frac{p_{sf} - 0,00066 \cdot b(t - t_f)}{p_s}, \quad (9)$$

wobei p_s den dem trockenen Thermometer und p_{sf} den dem feuchten Thermometer entsprechenden Dampfdruck in mm Q.-S. angibt und $b = \text{Barometerstand}$ ist. Setzt man $b = 760 \text{ mm Q.-S.}$, so wird

$$\varphi = \frac{p_{sf} - 0,5(t - t_f)}{p_s} *, \quad (10)$$

gültig für geringe Abweichung von $b = 760$.

Wird feuchte Luft vom Zustand (p, t, p_s, φ) auf einen anderen Zustand (p', t', p'_s) gebracht, so wird im neuen Zustand

$$\varphi' \approx \varphi \cdot \frac{p_s \cdot p'}{p'_s \cdot p}. \quad (11)$$

Beispiel 7. Ein Kompressor sauge Luft bei 25°C und 750 mm Q.-S. an und drücke sie mit $p' = 2,50 \text{ ata}$ und 50°C in einen Windkessel. Die Temperatur des feuchten Thermometers sei $t_f = 20^\circ \text{C}$.

Wie groß ist der relative Feuchtigkeitsgehalt der Luft φ beim Ansaugzustand und φ' im Windkessel?

Nach der Dampftabelle ist [5; S. 42] für $t = 25^\circ$ $p_s = 0,0323 \text{ ata} = 23,73 \text{ mm Q.-S.}$; $\gamma_s = 23,05 \text{ g/m}^3$; und für $t = 20^\circ$ $p_{sf} = 0,0238 \text{ ata} = 17,48 \text{ mm Q.-S.}$ Daher ist nach Gl. (10)

$$\varphi = \frac{17,48 - 0,5(25 - 20)}{23,73} = \frac{17,48 - 2,50}{23,73} \approx 0,63.$$

* [5], S. 42. Das dort gezeichnete Diagramm Bild Nr. 9 gilt für $b = 760 \text{ mm}$. Ebenda, in Bild Nr. 10, sind Kurven zur Berechnung der Gaskonstanten R für feuchte Luft angegeben.

Im Windkessel entspricht $t = 50^\circ$ ein Sättigungsdruck $p'_s = 0,1258$ ata. Die relative Feuchtigkeit wird $\varphi' \approx 0,63 \cdot \frac{0,0323 \cdot 2,50}{0,1258 \cdot 1,015} \approx 0,63 \cdot 0,632 \approx 0,4$; wobei nach Abb. 3 $p = 1,015$ ata entsprechend 25° C und 750 mm Q.-S. ist.

In 1 m^3 Luft vom Ansaugzustand waren enthalten $\gamma_D = \varphi \cdot \gamma_s = 0,63 \cdot 23,05 \approx 14,5$ g (absoluter Feuchtigkeitsgehalt).

In 1 m^3 Luft im Windkessel sind enthalten $\gamma'_D = \varphi' \cdot \gamma'_s = 0,4 \cdot 83,0 \approx 32,3$ g (absoluter Feuchtigkeitsgehalt).

Kühlt sich die Luft in den anschließenden Rohrleitungen noch weiter ab, so kann sich Wasser niederschlagen (Taupunkt); dies tritt ein, wenn $\varphi' = 1$ wird, also $\gamma'_D = \gamma'_s = 32,3$; das ist nach den Dampftabellen bei $\approx 31,5^\circ$ C der Fall.

Die Gaskonstante R_f von feuchter Luft ist größer als die von trockener, daher wird das spezifische Gewicht γ_f kleiner. Soll ein bestimmtes Gewicht an trockener Luft geliefert werden; so ist bei feuchter Luft ein größeres Volumen anzusaugen. Es ist

$$R_f = \frac{R}{1 - 0,377 \cdot \varphi \cdot \frac{p_s}{p}}.$$

Beispiel 8. Luftzustand wie bei Beispiel 7, Ansaugzustand. Gesucht R_f und γ_f .

$$R_f = \frac{29,27}{1 - 0,377 \cdot 0,63 \cdot \frac{23,73}{750}} = \frac{29,27}{1 - 0,0075} = 29,5 \text{ m}^2/\text{C},$$

also um 0,75 vH größer als für trockene Luft.

$$\gamma_f = \frac{P}{R \cdot T} = \frac{10150}{29,5 \cdot (273 + 25)} = 1,156.$$

Die Vergrößerung des Volumens in Abhängigkeit des relativen Feuchtigkeitsgehaltes kann folgendermaßen bestimmt werden:

Die Temperatur der feuchten Luft sei 40° C und der Barometerstand 760 mm Q.-S.; der Sättigungsdruck p_s des Wasserdampfes ist für 40° C 0,0752 ata; bei 40° C entsprechen 740,9 mm Q.-S. einer ata nach Abb. 2; für $\varphi = 1$ ist $p_D = p_s$ und der Teildruck der Luft $p_l = \frac{760}{740,9} - 0,0752 = 1,025 - 0,075 = 0,950$ ata. Nach den Gasgesetzen nimmt die trockene Luft einen Raum ein, der im umgekehrten Verhältnis der Drücke größer ist. Die Zahl, die die Raumvergrößerung angibt, ist $\frac{1,025}{0,950} = 1,079$. Wird also einem m^3 trockener Luft vom Zustand 40° C und 760 mm Q.-S. soviel Wasserdampf zugeführt, daß die Luft vollkommen gesättigt ist ($\varphi = 1$), dann nimmt das Gemisch bei gleichem Druck einen Raum von $1,079 \text{ m}^3$ ein; die Raumzunahme beträgt 7,9 vH. In dem gleichen Maße steigt der Leistungsaufwand für die Verdichtung, siehe später Gl. (20); daher ist ein hoher Wasserdampfgehalt der Luft unerwünscht.

5. Wärmegleichungen und Zustandsänderungen, dargestellt im P-v-Diagramm.

Die Gleichwertigkeit von Wärme und Arbeit wird durch folgende Gleichung ausgedrückt.

$$\text{Wärmemenge } Q^{\text{kcal}} = A \frac{\text{kcal}}{\text{mkg}} \cdot L^{\text{mkg}}. \quad (12)$$

L = mechanische Arbeit, die bei einer Zustandsänderung des Gases gewonnen wird oder für eine Zustandsänderung aufgewandt werden muß.

A = Umrechnungswert = $\frac{1}{427}$.

Arbeitswert der Wärmeeinheit $\frac{1000 \cdot 3600}{9,806 \cdot 860} = 426,9 \text{ mkg/kcal}$.

1 kWh = 860 kcal = $860 \cdot 426,9 = 367\,100 \text{ mkg}$.

1 PSh = 632,5 kcal = $75 \cdot 3600 = 270\,000 \text{ mkg}$.

1 kW = 102,0 mkg/s = 0,2389 kcal/s = 1,360 PS.

1 PS = 75 mkg/s = 0,1757 kcal/s = 0,7355 kW.

Will man die Temperatur von 1 kg Gas bei gleichbleibendem

Rauminhalt von T_1 auf T_2

erhöhen (Abb. 10), so ist eine

Wärmemenge q zuzuführen;

die spezifische Wärme des

Gases für $V = \text{konstant}$ ist c_v

in kcal/kg und °C; also wird

$q = c_v (T_2 - T_1)$, für 1 kg Gas.

$\frac{P_2}{P_1} = \frac{T_2}{T_1}$; es wird keine äußere

Arbeit geleistet: $L = 0$.

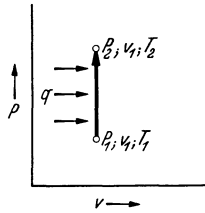


Abb. 10. Zustandsänderung bei $V = \text{konst}$.

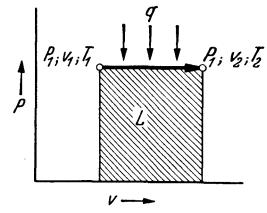


Abb. 11. Zustandsänderung bei $P = \text{konst}$.

Führt man dem Gas vom Zustand ($p_1; v_1; T_1$) eine Wärmemenge zu und läßt es sich bei gleichbleibendem Druck ausdehnen, so wird

1. seine fühlbare Wärme (Temperatur) erhöht und

2. von ihm eine mechanische Arbeit geleistet (Abb. 11).

Ist die spezifische Wärme des Gases für $P = \text{konstant}$ c_p in kcal/kg und °C, so wird

$$q = c_p (T_2 - T_1) = c_v (T_2 - T_1) + A \cdot L = c_v (T_2 - T_1) + A \cdot P \cdot (v_2 - v_1);$$

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{T_2}{T_1}.$$

Es ist $c_p > c_v$; $\frac{c_p}{c_v} = \kappa$;

$$c_p - c_v = A \cdot R = c_p \cdot \frac{\kappa - 1}{\kappa} = c_v (\kappa - 1); \quad c_v = \frac{A \cdot R}{\kappa - 1}; \quad c_p = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot A \cdot R.$$

Allgemeiner Fall.

Hier ist der bei der Verdichtung aufgewandte oder bei der Ausdehnung gewonnene Arbeitsbetrag nicht durch ein Rechteck wie bei $P = \text{konstant}$

(Abb. 11) dargestellt, sondern durch eine Fläche, deren obere Begrenzungslinie von der Form der Polytrope (Abb. 12 u. 20) abhängt. Man kann daher allgemein sagen

$$dq = c_v \cdot dT + A \cdot P \cdot dv. \tag{13}$$

$\int_1^2 P \cdot dv$ stellt die Fläche für die Zustandsänderung von 1 nach 2 dar; ihr Inhalt gibt die Größe des Arbeitsbetrages an.

Alle möglichen Zustandsänderungen zeigt Abb. 12 im P - v -Diagramm. Den Ausgangspunkt der Betrachtung bildet ein Gas vom Zustand 1,

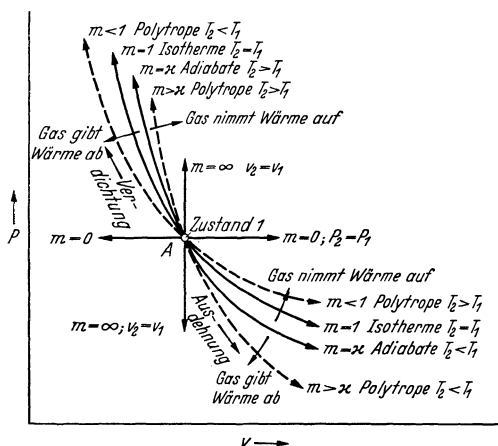


Abb. 12. Übersicht über die möglichen Zustandsänderungen, dargestellt im P - v -Diagramm.

Punkt A , der Endzustand 2 liegt bei der Ausdehnung rechts unten, bei der Verdichtung links oben.

Man kann die Beziehung zwischen P und v durch die Gleichung

$$P \cdot v^m = \text{konstant} = P_1 v_1^m = P_2 v_2^m = \dots \tag{14}$$

ausdrücken.

Dabei ist

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{m-1}{m}} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{m-1}. \tag{15}$$

Grenzwerte ergeben sich für

$m=1$, Isotherme: Wärmezufuhr bei Ausdehnung, Wärmeabfuhr bei Verdichtung, damit $T_2 = T_1$ bleibt,

$m = \kappa$, Adiabate: Wärmezufuhr weder bei Ausdehnung noch bei Verdichtung.

Übersicht über die erforderliche Wärmezufuhr (+) bzw. Wärmeabfuhr (—) bei verschiedenen Werten von m .

	$m = \infty$	$m > \kappa$	$m = \kappa$	$m = 1$	$m < 1$	$m = 0$
Ausdehnung . . .	—	—	0	+	+	+
Verdichtung . . .	+	+	0	—	—	—

Bestimmung des Exponenten m einer Polytrope.

1. Verfahren. Einzeichnen der Isotherme und Adiabate, Abb. 13, vom Beginn der Verdichtung (Zustand 1) ausgehend. Bezeichnet Zustand 2

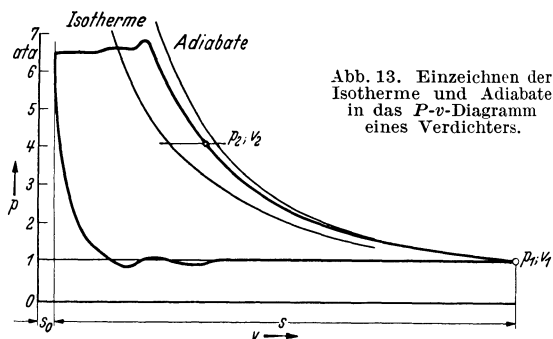


Abb. 13. Einzeichnen der Isotherme und Adiabate in das P-v-Diagramm eines Verdichters.

den neuen gesuchten Punkt der Polytrope, dann können diese Punkte nach Abb. 14 bestimmt werden. Ist z. B. $p_2 = 4$ ata und $\frac{p_2}{p_1} = 4$, so

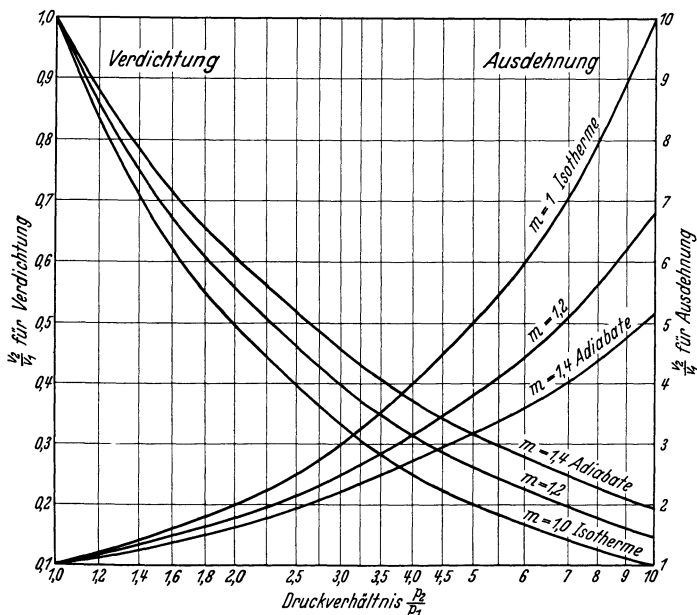


Abb. 14. Verdichtungs- und Ausdehnungslinien in Abhängigkeit vom Druckverhältnis.

wird für die Adiabate $v_2 : v_1 = 0,373$ und für die Isotherme $v_2 : v_1 = 0,25$. Die Lage der Diagrammlinie innerhalb dieser beiden Grenzkurven gestattet ungefähr eine Abschätzung von m .

Zum Einzeichnen der Kurve $P_1 \cdot v_1^m = P_2 \cdot v_2^m = \text{konstant}$ kann auch das in Abb. 15 dargestellte Verfahren benutzt werden.

Exponent m . . .	1,10	1,15	1,20	1,25	1,30	1,35	1,40
tg α	0,20	0,20	0,20	0,25	0,25	0,25	0,33
tg β	0,222	0,234	0,245	0,322	0,337	0,352	0,397

2. Verfahren. Man überträgt die Punkte der Kurve auf doppelt logarithmisch geteiltes Papier (Abb. 16) und verbindet diese Punkte

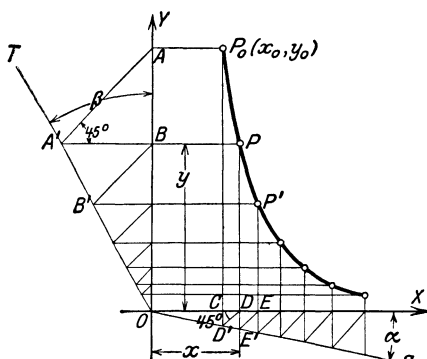


Abb. 15. Zeichnen einer Potenzkurve. (Aus Dubbel [13; Bd. 1.]

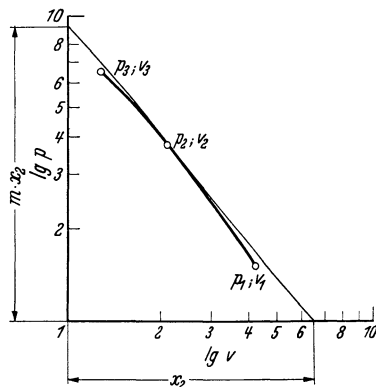


Abb. 16. Ermittlung des Exponenten m einer Potenzkurve.

durch eine Linie; ist diese eine Gerade, dann ist $m = \text{konstant}$; anderenfalls legt man Tangenten an diese Linie, deren Richtungskonstante ein Maß für die Größe von m ist.

6. Veränderlichkeit der spezifischen Wärmen.

Die spezifischen Wärmen der Gase sind bis etwa 100°C und 10 ata unveränderlich. Für einatomige Gase (Argon, Helium) ist $\kappa = 1,67$, für zweiatomige Gase und deren Gemische ist $\kappa \approx 1,4$. Für diesen Bereich gilt Zahlentafel 2.

Zahlentafel 2.

	Zeichen	R m^2/C	bei 0°C u. 1,033 ata kg/m^3	Bei 15°C		κ
				c_p kcal/kg u. $^\circ \text{C}$	c_v kcal/kg u. $^\circ \text{C}$	
Luft, trocken . .	—	29,27	1,293	0,241	0,172	1,401
Sauerstoff	O_2	26,50	1,429	0,218	0,156	1,400
Wasserstoff . . .	H_2	420,6	0,0899	3,408	2,42	1,407
Stickstoff	N_2	30,26	1,251	0,249	0,178	1,401
NH_3 -Synthese-Gas bei 0°C u. 1 ata [4]	—	99,55	0,3679	0,8055	0,573	1,406

Zahlentafel 2a gibt die Abhängigkeit der spezifischen Wärme c_p der Luft von höheren Temperaturen und Drücken an (Versuche von Holborn und Jakob).

Zahlentafel 2a. Werte für c_p von Luft.

° C	0°	60°	120°	180°	240°
ata					
1	0,2394	0,2416	0,2438	0,2460	0,2482
25	0,2463	0,2485	0,2507	0,2529	0,2551
50	0,2534	0,2556	0,2578	0,2600	0,2622
100	0,2672	0,2694	0,2716	0,2738	0,2760
150	0,2797	0,2819	0,2841	0,2863	0,2885
200	0,2903	0,2925	0,2947	0,2969	0,2991
300	0,3002	0,3024	0,3046	0,3068	0,3090

7. Zustandsänderungen, dargestellt im T-S-Diagramm.

Begriff der Entropie.

Hat 1 kg Gas den kleinen Wärmezuwachs dq erhalten, so hat es an Arbeitsvermögen zugenommen. Man kann den Wert dq darstellen als Produkt einer endlichen Größe T und einem kleinen Wert dS , wobei dS Entropiezuwachs genannt wird.

$$dq = T \cdot dS. \quad (16)$$

Abb. 17 zeigt dq als Flächenstreifen von der Höhe T und der Grundlinie dS . Die Fläche $abcd$ gibt die Größe der gesamten Wärmemenge q an.

Nach der allgemeinen Wärmegleichung (13) war

$$dq = c_v \cdot dT + A \cdot P \cdot dv = T \cdot dS.$$

Da $P = \frac{R \cdot T}{v}$ ist, so wird $dS = c_v \cdot \frac{dT}{T} + A \cdot R \cdot \frac{dv}{v}$.

Für eine endlich begrenzte Änderung des Gaszustandes von 1 nach 2 wird

$$\int_1^2 dS = S_2 - S_1 = c_v \cdot \ln \frac{T_2}{T_1} + A \cdot R \cdot \ln \frac{v_2}{v_1} *.$$

Wird für $c_v = c_p - A R$ eingesetzt, so wird

$$S_2 - S_1 = c_p \cdot \ln \frac{T_2}{T_1} - A \cdot R \cdot \ln \frac{P_2}{P_1}. \quad (17)$$

Wenn, wie oben angegeben, c_v und c_p veränderlich sind, gelten diese Gleichungen nur in bestimmten Grenzen.

Der Entropiezuwachs ist abhängig von der Art des Gases (c_v , c_p und R) und den Zustandsgrößen zu Anfang und Ende der Zustandsänderung, nicht dagegen vom Wärmefluß während der Zustandsänderung.

* Für Rechnungen beachte: $\ln x = 2,303 \cdot \lg x$.

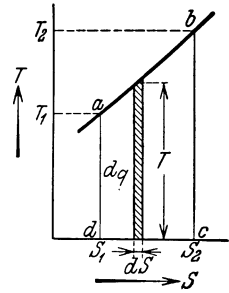


Abb. 17. T-S-Diagramm.

Aufzeichnung des T-S-Diagrammes.

Die Lage des Nullpunktes (Abb. 18) richtet sich nach dem Verwendungszweck; bei Kolbenverdichtern wird man mit 0,1 ata und $-25^\circ\text{C} = 248^\circ\text{K}$ auskommen, vielfach wird auch 0°C genügen.

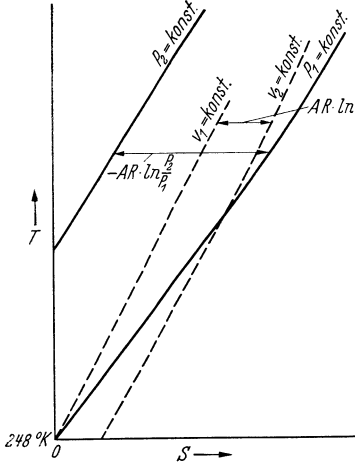


Abb. 18. Aufzeichnen des T-S-Diagrammes.

Kurven für Zustandsänderungen bei gleichbleibendem Rauminhalt, $v = \text{konst.}$ $S_2 - S_1 = c_v \cdot \ln \frac{T_2}{T_1}$; da $\frac{v_2}{v_1} = 1$ und $\ln 1 = 0$ ist. Da es bei der Benutzung des T-S-Diagrammes nicht auf die absoluten Werte von S_1 und S_2 ankommt, ist es zweckmäßig, $S_1 = 0$ zu setzen; dann wird $S_2 = S = c_v \cdot \ln \frac{T_2}{T_1}$; für $T_2 = T_1 = 248^\circ\text{K}$ wird $S = 0$. Die Kurve für $v_1 = \text{konst.}$ kann in einfacher Weise durch Einsetzen verschiedener Werte für T_2 gezeichnet werden.

Bei der Zustandsänderung mit gleichbleibendem Druck, $P_1 = \text{konstant}$, wird $S = c_p \cdot \ln \frac{T_2}{T_1}$; da $c_p > c_v$ ist, verläuft die Kurve flacher.

Für $T = \text{konstant}$ wird

$$S = A \cdot R \cdot \ln \frac{v_2}{v_1} = - A \cdot R \cdot \ln \frac{P_2}{P_1}.$$

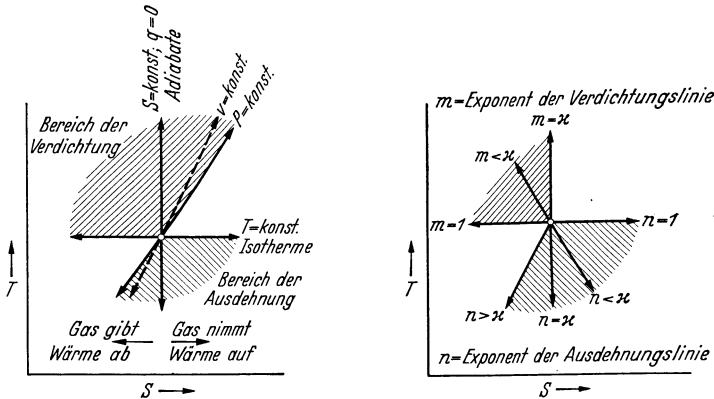


Abb. 19. Übersicht über die möglichen Zustandsänderungen, dargestellt im T-S-Diagramm.

Daraus folgt:

1. Soll eine zweite Linie für $v_2 = \text{konstant}$ gezeichnet werden, so wird die Linie für v_1 um den Betrag $A \cdot R \cdot \ln \frac{v_2}{v_1}$ waagrecht nach rechts verschoben, wenn $v_2 > v_1$ ist.

2. Eine zweite Linie für $P_2 = \text{konstant}$ wird gefunden, wenn die Linie für P_1 um den Betrag $-A \cdot R \cdot \ln \frac{P_2}{P_1}$ waagrecht nach links verschoben wird, wenn $P_2 > P_1$ ist.

Die hier gegebenen Ausführungen gelten nur im Bereich geringer Druckunterschiede, für die c_v und c_p als unveränderlich gelten können.

Eine Übersicht über die möglichen Zustandsänderungen und ihre Darstellung im T - S -Diagramm zeigt Abb. 19. Die schraffierten Flächen geben den ungefähren Bereich an, in dem sich beim wirklichen Verdichter Verdichtung und Ausdehnung vollziehen können. Links von der Senkrechten mit $q = 0$ ist mit Wärmeabfuhr des Gases, rechts davon mit Wärmezufuhr an das Gas zu rechnen.

III. Vorgänge im wirklichen Kolbenverdichter.

1. Energieumsatz im Kolbenverdichter, dargestellt im P-v-Diagramm.

Als Grundlage der Betrachtung diene das P - v -Diagramm eines Kreisprozesses für Verdichter, das den theoretischen Arbeitsvorgang einer verlustlosen Maschine darstellt. Die Voraussetzungen dafür sind folgende.

1. Der Zylinder hat keinen schädlichen Raum, d. h. Zylinderinhalt = Hubraum.

2. Ventile, Kolben und Stopfbüchsen sind dicht.

Das theoretische Diagramm, Abb. 20, setzt sich aus den Werten für die reine Verdichtungsarbeit (\equiv) + Auschieben ($\backslash\backslash\backslash$) - Ansaugen ($/\!/ /$) zusammen. Für 1 kg Gas ist diese Arbeit bei polytropischer Verdichtung:

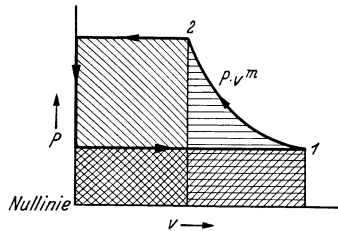


Abb. 20. Theoretisches P-v-Diagramm.

$$l_{\text{pol}} = \frac{P_1 \cdot v_1}{m-1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] + P_2 \cdot v_2 - P_1 \cdot v_1 \text{ in mkg/kg.}$$

Dabei ist $P_2 \cdot v_2^m = P_1 \cdot v_1^m$; wird für $P \cdot v = R \cdot T$ und $\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{m-1}{m}}$ gesetzt, so erhält man

$$l_{\text{pol}} = R \cdot T_1 \cdot \frac{m}{m-1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] \text{ in mkg/kg.} \quad (18)$$

Die Verdichtungsarbeit im Kolbenkompressor l_{pol} ist also abhängig vom Anfangszustand des Gases ($T_1; P_1$), der Gasart (R), dem Druckverhältnis ($P_2: P_1$) und dem Verlauf der Verdichtungslinie (m); sie ist das m -fache der reinen Verdichtungsarbeit.

Bei adiabatischer Verdichtung ist $m = \kappa$. Für isothermische Verdichtung vereinfacht sich die Gleichung in

$$l_{\text{is}} = R \cdot T_1 \cdot \ln \frac{P_2}{P_1} \text{ in mkg/kg,} \quad (19)$$

hier ist die Arbeit für Ausschieben gleich der für Ansaugen.

Es bezeichne V_1 in m^3/min die Ansaugemenge vom Zustand P_1 , T_1 und v_1 . Dann wird die Leistung

$$N_{\text{pol}} = \frac{V_1 \cdot l_{\text{pol}}}{60 \cdot 75 \cdot v_1} \text{ in PS und, wenn } \frac{R \cdot T_1}{v_1} \text{ durch } P_1 \text{ ausgedrückt wird,}$$

$$N_{\text{pol}} = \frac{1}{4500} \cdot V_1 \cdot P_1 \cdot \frac{m}{m-1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] \text{ in PS,} \quad (20)$$

$$N_{\text{is}} = \frac{1}{4500} \cdot V_1 \cdot P_1 \cdot \ln \frac{P_2}{P_1} \text{ in PS.} \quad (21)$$

Die isothermische Verdichtungsarbeit ergibt, abgesehen von den Werten für $m < 1$, den kleinsten theoretischen Arbeitsbedarf, der sich jedoch im Kolbenverdichter nicht erreichen läßt; sie stellt einen idealen Kreisprozeß dar. Daher wird die isothermische Verdichtungsarbeit als Vergleich herangezogen zu der im wirklichen Verdichter aufgewandten Arbeit.

Die Gleichung für die Leistung N_{pol} sagt noch folgendes aus: Falls es sich um Gase gleicher Atomzahl (m oder $\kappa = \text{konstant}$) handelt, ist bei diesen der Leistungsaufwand je m^3/min gleich groß, sofern P_1 und $P_2 : P_1$ denselben Wert behalten.

Berechnung von N_{pol} und N_{is} nach den Gl. (20) und (21). In Abb. 21 ist der Ausdruck $\frac{1}{4500} \cdot P_1 \cdot \frac{m}{m-1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right]$ in Abhängigkeit vom Druckverhältnis $P_2 : P_1$ für $m = 1,4$ und $m = 1$ in zwei Kurven dargestellt; für P_1 ist der Wert 10000 kg/m^2 eingesetzt.

Aus dem Verlauf der Kurven folgt, daß bei großem Verdichtungsverhältnis der Leistungsaufwand bei adiabatischer Verdichtung wesentlich größer ist als bei isothermischer. Da im Zylinder die Verdichtung fast adiabatisch erfolgt, muß bei hohem Verdichtungsdruck mehrstufig mit zwischengeschalteten Kühlern gearbeitet werden.

Beispiel 9. Ein Kolbenverdichter saugt $2 \text{ m}^3/\text{min}$ Luft vom Zustand $p_1 = 1 \text{ ata}$ an und verdichtet sie auf $3,5 \text{ ata}$. Gesucht N_{ad} und N_{is} in PS. Nach der Kurve für $m = 1,4$ ist

$$N_{\text{ad}} = 3,35 \cdot 2 = 6,7 \text{ PS}$$

und

$$N_{\text{is}} = 2,80 \cdot 2 = 5,6 \text{ PS.}$$

Der Mehraufwand an Leistung bezogen auf N_{is} , beträgt $1,1 \text{ PS}$, d. h. $\approx 20 \text{ vH}$.

Abb. 22 gestattet für Druckverhältnisse bis 5 genauere Ablesungen. Wird in Gl. (20) der Ausdruck

$$\frac{m}{m-1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] = C_1$$

gesetzt, so wird

$$N_{\text{pol}} = \frac{V_1 \cdot P_1}{4500} \cdot C_1 \text{ in PS; } V_1 \text{ m}^3/\text{min und } P_1 \text{ in kg/m}^2. \quad (22)$$

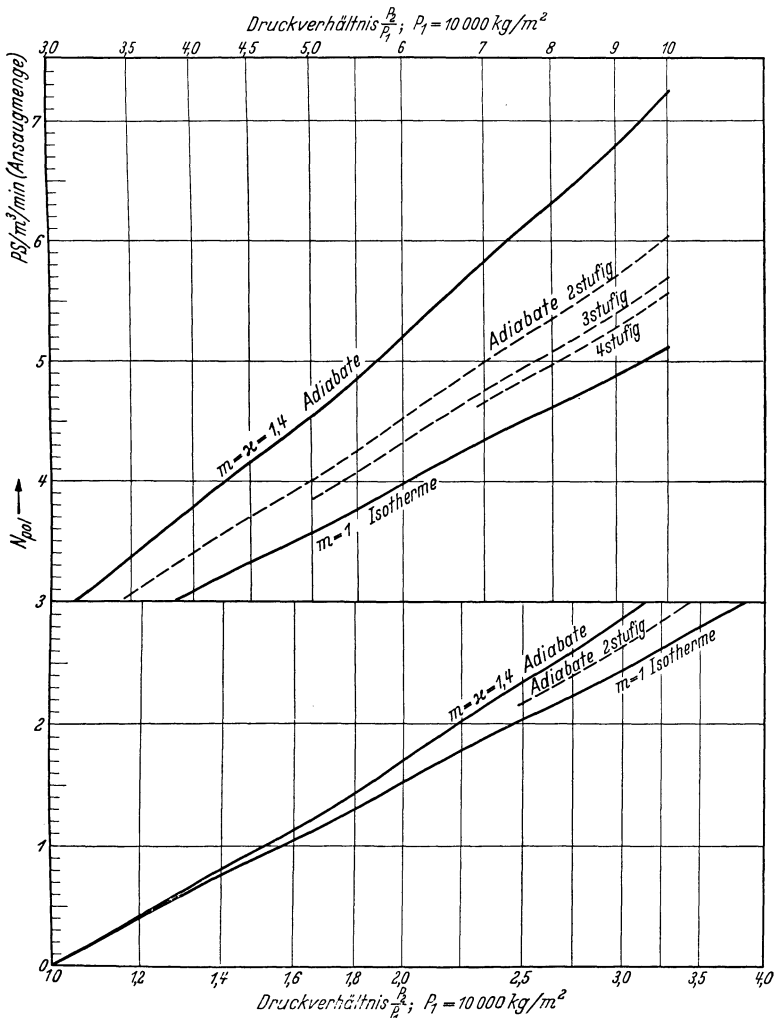


Abb. 21. N_{pol} in Abhängigkeit vom Druckverhältnis und dem Exponenten m der Verdichtungsline.

Beispiel 10. Ansaugemenge $2 \text{ m}^3/\text{min}$ Luft vom Zustand $1,12 \text{ ata}$. Verdichtungsdruck $4,8 \text{ ata}$. Gesucht N_{ad} in PS.

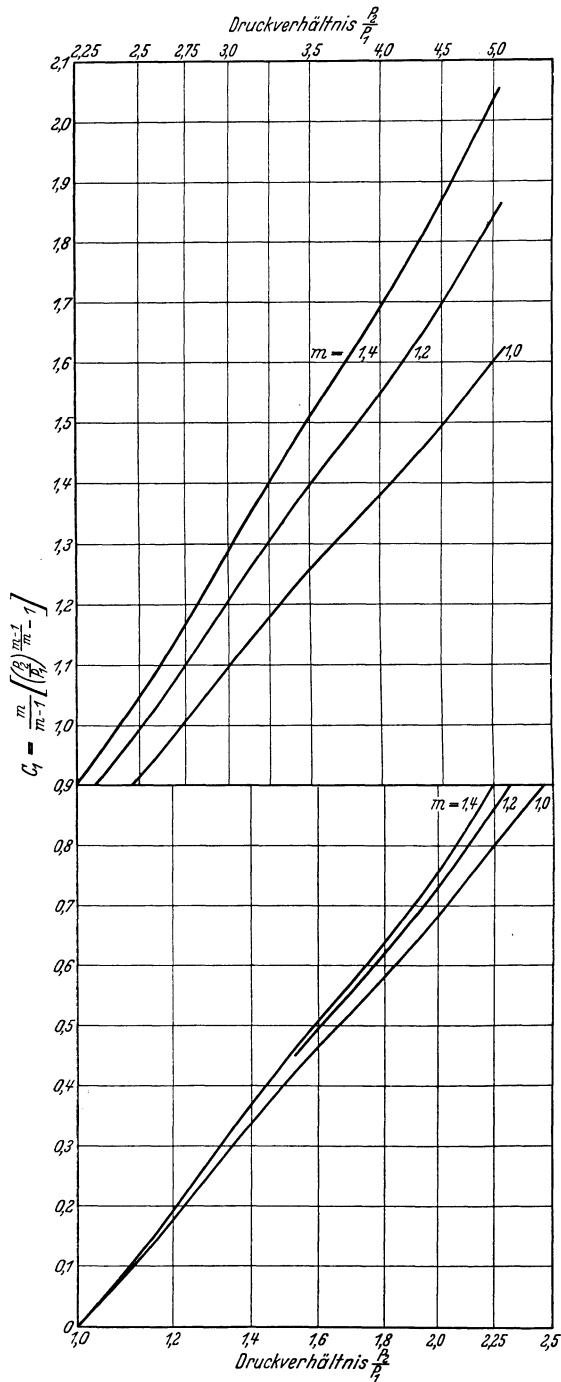


Abb. 22. Werte für C_1 der Gleichung (22).

Es ist $P_2 : P_1 = 4,8 : 1,12 \approx 4,28$; für $m = 1,4$ wird in Abb. 22 abgelesen $C_1 = 1,8$; also wird $N_{ad} = \frac{2 \cdot 11200}{4500} \cdot 1,8 = 8,96$ PS.

Die Temperaturerhöhung des Gases ist bei ungenügender Kühlung, also adiabatischer Verdichtung und größeren Druckverhältnissen, außerordentlich groß. Den Zusammenhang zwischen der Ansaugtemperatur t_1 , dem Druckverhältnis $P_2 : P_1$ und der Endtemperatur bei adiabatischer Verdichtung geben die Kurven in Abb. 23 an. So wird z. B. $t_2 = 186^\circ \text{C}$ für $t_1 = 20^\circ \text{C}$ und $P_2 : P_1 = 5$. Nächst dem höheren Leistungsaufwand kann auch die starke Temperaturerhöhung bei einer derartigen Verdichtungsart die zulässige Höhe des Verdichtungsdruckes bestimmen.

2. Ansaugemenge, schädlicher Raum, Füllungsgrad, Liefermenge, Liefergrad und Ausnutzungsgrad.

Nach den Verdichterregeln [5; S. 2 und 3] versteht man unter Ansaugemenge V_1 das in der Zeiteinheit tatsächlich angesaugte Gasvolumen, bezogen auf den im Saugstutzen des Verdichters herrschenden Zustand des Gases (Druck und Temperatur) (Abb. 24). Im allgemeinen läßt sich die Ansaugemenge nicht messen, weil im Saugstutzen infolge der periodischen Kolbenbewegung ein schwankender Druck herrscht, der eine Messung mittels Düsen oder Blenden [10] ungenau werden läßt und weil der Einbau derartiger Meßgeräte einen in der Saugleitung unzulässigen Widerstand erzeugt, also den Verdichter ungünstig beeinflusst.

Schädlicher Raum. Aus konstruktiven Gründen ist der Zylinderinhalt größer als der Hubraum; der Unterschied wird schädlicher Raum genannt. Die Größe des Hubraumes V_H ist durch das Produkt aus wirksamer Kolbenfläche und Kolbenhub gegeben. Im Diagramm (Abb. 24) stellt die Strecke s den Hubraum und die Strecke s_0 den schädlichen Raum dar.

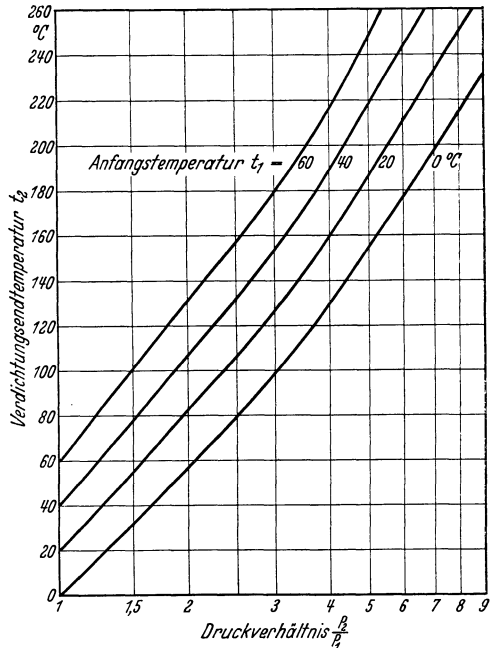


Abb. 23. Verdichtungs-Endtemperatur bei adiabatischer Verdichtung in Abhängigkeit vom Druckverhältnis.

Man bezeichnet die Größe des schädlichen Raumes mit ε ; es ist $\varepsilon = s_0 : s$.

Man wird ε so klein wie möglich machen. Aus baulichen Gründen hängt seine Größe von folgendem ab:

1. Die Erwärmung von Zylinder mit den Deckeln einerseits und Kolbenstange und Kolben andererseits führt zu Längenänderungen, die bei der Wahl des erforderlichen Spielraumes zwischen dem Kolben und den Deckeln berücksichtigt werden müssen. Die Größe des Spielraumes hängt weitgehend vom Wärmezustand und der Bauart ab.

2. Ist der Kolbendurchmesser im Vergleich zum Hub groß, dann wird der unter 1. genannte Einfluß groß sein.

3. Die Zuleitungswege vom Zylinder zu den Steuerorganen, Ventilen und Schiebern beanspruchen einen bestimmten Teil des Zylinder-

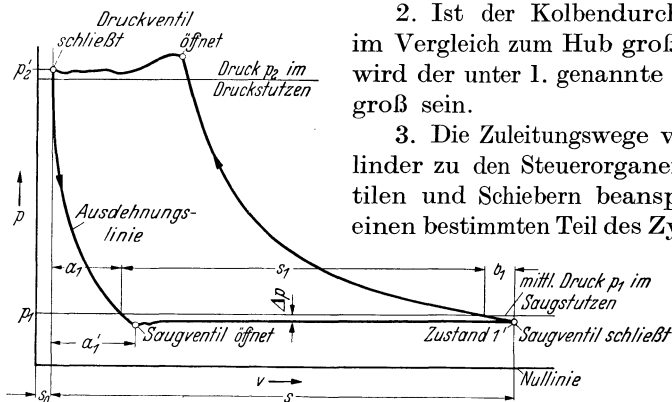


Abb. 24. Wirkliches P - v -Diagramm.

inhaltes. Bei Ventilen, die flach in den Deckeln angeordnet werden können, ist dieser Anteil sehr gering. Meist ist man gezwungen, die Ventile am Umfang des Zylinders, vor allem bei mehrstufigen Verdichtern, unterzubringen; dann schneidet die ebene Fläche des Ventils aus dem kreisförmigen Zylinderumfang einen recht erheblichen Raum heraus. Bei normalen Bauarten findet man $\varepsilon = 0,03$ bis $0,08$. Bei hohen Drücken und kleinen Kolbendurchmessern lassen sich die Ventile nicht so günstig anordnen, und es wird dann $\varepsilon = 0,05$ bis $0,15$.

Bei Schiebersteuerungen, die fast ausschließlich für Vakuumpumpen verwandt werden, steigt der Wert für ε bis auf $0,15$ an.

Einfluß des schädlichen Raumes auf die Ansaugmenge¹.

Wenn sich das Druckventil geschlossen hat und sich der Kolben aus der Totlage herausbewegt, dehnt sich das im schädlichen Raum eingeschlossene Gas aus (Abb. 25). Das Saugventil kann sich erst dann öffnen, wenn der Druck im Zylinder kleiner geworden ist, als der Druck im Saugstutzen. Dieser Druckunterschied dient dazu, die Ventilplatte des Saugventils aus der Ruhelage zu beschleunigen, die Belastungsfeder

¹ Diese Ausführungen beziehen sich nur auf Verdichter mit selbsttätigen Ventilen.

zusammenzudrücken und dem durchströmenden Gas die erforderliche Geschwindigkeit zu erteilen.

Bei langsamlaufenden Maschinen wird die Ansaugelinie meist so verlaufen, wie in Abb. 24 dargestellt ist. Im mittleren Teil bis gegen Ende des Hubes stellt sich ein fast gleichbleibender Druckunterschied Δp ein; Δp ist im Diagramm übertrieben dargestellt, vielfach ist $\Delta p = 0,02$ bis $0,03$ von p_1 , also im aufgenommenen Diagramm der Maschine kaum feststellbar.

Handelt es sich um schnelllaufende Verdichter und um längere Saugleitungen, dann kann die im strömenden Gas enthaltene Energie dazu

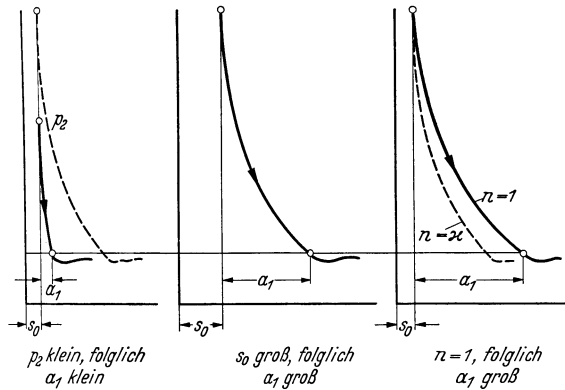


Abb. 25. Einfluß des schädlichen Raumes auf die Ansaugemenge.

führen, daß gegen Ende des Saughubes, also bei bereits langsamlaufenden Kolben, im Zylinder ein Druck entsteht, der gleich oder sogar größer als der mittlere Druck im Saugstutzen ist.

Ohne den folgenden Ausführungen vorzugreifen, kann festgestellt werden, daß sich das Saugventil um so später öffnet, je größer der schädliche Raum ist; dadurch wird der nutzbare Saughub verringert.

Einfluß der Wärmeaufnahme beim Ansaugen auf die Ansaugemenge.

Beim Eintritt in den Zylinder mischt sich das neu ankommende Gas mit dem Restgas aus dem schädlichen Raum und nimmt während des langen Ansaughubes Wärme von den Zylinderwandungen auf, da deren Temperatur höher ist als die der Ansaugeluft. Zu Beginn der Verdichtung wird die Temperatur T'_1 des Gases um $\Delta t'_1$ größer als die Temperatur T_1 im Ansaugestutzen sein. $T'_1 = T_1 + \Delta t'_1$.

Der nutzbare Saughub ist durch die Strecke $s - \alpha'_1$ gegeben (Abb. 24), bezogen auf den Zustand $1'$; während der Kolben diese Strecke durchläuft, ist das Saugventil geöffnet. Der Zustand $1'$ des Gases ist gekennzeichnet durch:

$$1. T'_1 = T_1 + \Delta t'_1 \quad \text{und} \quad 2. p'_1 = p_1 - \Delta p.$$

Das je Hub angesaugte Volumen ist verhältnismäßig dem nutzbaren Hub $s - a'_1$.

Da die Ansaugmenge auf den Zustand im Saugstutzen bezogen werden soll, sind die Schnittpunkte der Ausdehnungs- und Verdichtungs-
linien mit der Geraden p_1 zu beachten. Dann ist der nutzbare Saughub $s_1 = s - a_1 - b_1$. Das Gas hat den Zustand p_1 und $T''_1 = T_1 + \Delta t''_1$; wobei der Temperaturanstieg $\Delta t''_1$ entstanden sein kann

1. durch Wärmeaufnahme während des Ansaugens; die hierbei entstandene Temperaturerhöhung ist, wie vorher angegeben, $\Delta t'_1$, und

2. durch Wärmeaufnahme während dieser geringen Verdichtungszeit.

Der Einfluß unter 2. wird bei jeder Maschine verschieden zu beurteilen sein. Eine Wärmeübertragung kann nur stattfinden, wenn ein Temperaturunterschied vorhanden ist; es kommt also darauf an, ob die mittleren Wandungstemperaturen um einen wirksamen Betrag über der Gastemperatur im betrachteten Zeitpunkt liegen. Würde dagegen die Wandungstemperatur niedriger sein, so käme eine gewisse Wärmeabgabe des Gases in Frage.

Umrechnung der Gasmenge vom Zustand $(p_1; T''_1)$ auf den Zustand $(p_1; T_1)$. Bezogen auf den Zustand im Saugstutzen wird der nutzbare Hub im umgekehrten Verhältnis der absoluten Temperaturen kleiner, also gleich $s_1 \cdot \frac{T_1}{T''_1}$; bezieht man diesen neu erhaltenen Wert auf den eigentlichen Kolbenhub s , so kommt man zum Begriff des Füllungsgrades λ_F , auch als räumlicher oder volumetrischer Wirkungsgrad η_v bezeichnet.

$$\lambda_F = \frac{s_1}{s} \cdot \frac{T_1}{T''_1} = \frac{s - a_1 - b_1}{s} \cdot \frac{T_1}{T''_1}. \quad (23)$$

Mit zunehmenden Werten für ε und $p_2 : p_1$ wird a_1 größer und λ_F kleiner (s. Abb. 25).

Das im schädlichen Raum eingeschlossene, stark erhitzte Restgas gibt im ersten Teil des Kolbenrücklaufs, also bei noch sehr geringer Kolbengeschwindigkeit, sehr viel von seiner Wärme an die kühleren Wandungen ab. Der Exponent n der Ausdehnungslinie ist dann größer als \varkappa (vgl. Abb. 12 und 19).

Geht der Kolben mit zunehmender Geschwindigkeit weiter zurück, dann wird die Wärmeabgabe des Gases an die Wandung geringer; denn der Temperaturunterschied zwischen Gas und Wandung ist infolge der bereits erfolgten Gasabkühlung kleiner geworden; dann wird $n < \varkappa$. Erfahrungsgemäß liegt bei kurzem Verlauf der Ausdehnungslinie — also ε und $p_2 : p_1$ klein — der Mittelwert für n bei 1,3 bis 1,4, dagegen bei langer Ausdehnungsstrecke — also ε und $p_2 : p_1$ groß — bei etwa 1,3 bis 1,2. Zur Vorausberechnung normaler Maschinen kann der Wert

der eckigen Klammer in Gl. (25) aus Abb. 26 entnommen werden, wenn für

$$\begin{array}{cccccc} p_2 : p_1 = & 1,5 & 2 & 2,5 & 3 & > 4 \\ n = & 1,4 & 1,35 & 1,3 & 1,25 & 1,2 \end{array}$$

gesetzt wird.

Ist das Saugventil undicht, dann kann die im schädlichen Raum eingeschlossene Luft in den Saugstutzen zurückströmen; die Ausdehnungslinie verläuft steiler und λ_F ist scheinbar größer. Ist dagegen das Druckventil oder sind die Kolbenringe bei doppeltwirkendem Verdichter

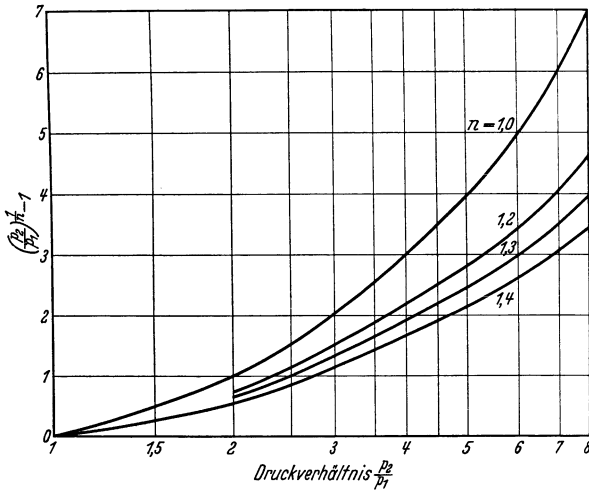


Abb. 26. Zur Bestimmung des Füllungsgrades.

undicht, so kann Luft höheren Druckes in den schädlichen Raum eintreten; dann wird die Strecke a_1 größer und λ_F kleiner.

3. Einfluß von $T_1 : T_1''$. Allgemein gültige Zahlenwerte für T_1'' können nicht angegeben werden, da T_1'' vom Wärmezustand der Maschine abhängt, der seinerseits durch das Druckverhältnis und Art der Kühlung (Wirksamkeit) gegeben ist. Vielfach findet man, daß bei einem Druckverhältnis von etwa 4 der Temperaturunterschied $T_1'' - T_1 \approx 20^\circ$ beträgt; dann wird für $t_1 = 20^\circ$, $T_1 = 293^\circ$ und $T_1'' = 293^\circ + 20^\circ$ der Wert $T_1 : T_1'' = 293 : 313 \approx 0,94$ sein.

Aus den eben gemachten Ausführungen folgt auch noch eine andere Begriffsbestimmung des Füllungsgrades: Verhältnis der Ansaugemenge (bezogen auf den Zustand im Saugstutzen $p_1 ; T_1$) zur theoretisch größtmöglichen Ansaugemenge (gegeben durch Hubraum und Drehzahl). Aber dieser Begriff hat nur dann Bedeutung, wenn man die tatsächliche Ansaugemenge wirklich messen kann; vgl. die Ausführungen S. 23.

Der Füllungsgrad wird fast ausschließlich zur Vorausberechnung der Abmessungen der Maschine benutzt. Da es schwierig ist, für eine

neu zu entwerfende Maschine mit noch unbekanntem Verhalten im Betriebe λ_F einigermaßen richtig zu schätzen, seien an Hand der Gl. (23) noch einige Betrachtungen angestellt.

1. Auf S. 25 war angegeben, daß der Verlauf der Ansaugelinie in ihrem letzten Teil stark von der Bauart der Maschine abhängt, und daß $\Delta p = 0$ oder sogar negativ werden kann; für $\Delta p = 0$ wird $b_1 = 0$; für $\Delta p = 0,03$ wird $b_1 \approx 0,03 \cdot s$. Wird für die folgenden Ausführungen

$\Delta p = 0$ gesetzt, so vereinfacht sich

$$\lambda_F \approx \frac{s - a_1}{s} \cdot \frac{T_1}{T_1''}. \quad (24)$$

2. Das erste Glied $\frac{s - a_1}{s}$ kann durch den Verlauf der Ausdehnungslinie ermittelt werden, wenn mit ε der schädliche Raum und mit n der Exponent der Ausdehnungslinie bezeichnet wird; einfachheitshalber werde noch die Annahme gemacht, daß $p_2' \approx p_2$ ist.

$$\frac{s - a_1}{s} \approx 1 - \varepsilon \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right]. \quad (25)$$

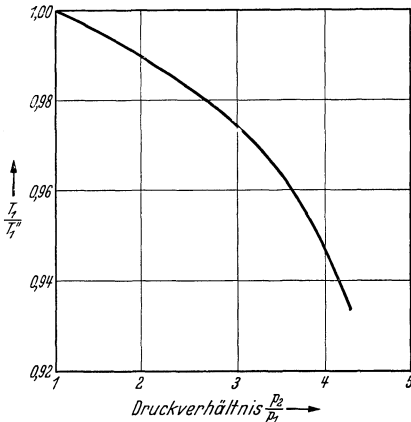


Abb. 27. Zur Bestimmung des Füllungsgrades.

Auf Grund der Ausarbeitungen von Kollmann [9] ist für eine bestimmte Maschine der Wert $T_1 : T_1''$ für verschiedene Druckverhältnisse $p_2 : p_1$ in Abb. 27 aufgetragen. Es liegt im Wesen derartiger Untersuchungen begründet, daß diese Kurve nur für ähnlich gebaute Maschinen bei ähnlichen Betriebsverhältnissen (Kühlwassertemperatur!) zur Vorausberechnung herangezogen werden darf.

Zusammenfassung.

Die wahre Ansaugemenge kann nur dann aus dem Diagramm bestimmt werden, wenn

1. sämtliche Ventile, Kolbenringe und Stopfbuchsen dicht sind und
2. gleichzeitig die Temperatur des Gases zu Beginn der Verdichtung bekannt ist.

Einfluß des Füllungsgrades auf den Kraftbedarf.

Aus den Gl. (20) und (21) folgt, daß der theoretische Leistungsbedarf linear von der Ansaugemenge V_1 abhängig ist, also unabhängig von den Zylinderabmessungen. Da man jedoch die wirksame Kolbenfläche oder den Hub der Maschine um den Füllungsgrad größer machen muß, um die erforderliche Ansaugemenge fördern zu können, wird die Reibungsarbeit entsprechend vergrößert. Mittelbar erhöht daher ein schlechter

Füllungsgrad die Antriebsleistung. Außerdem wird die Maschine größer, schwerer und teurer.

Liefermenge.

Nach den Verdichterregeln ist die Liefermenge V_λ das hinter dem Druckstutzen des Verdichters in der Zeiteinheit gemessene Gasvolumen, umgerechnet auf den Gaszustand im Ansaugestutzen. Meist kann die Liefermenge hinter dem Druckstutzen nur durch Einbau von genormten Blenden oder Düsen bestimmt werden [10].

Liefergrad.

Bezieht man die Liefermenge V_λ auf die Ansaugemenge V_1 , so erhält man den Liefergrad

$$\lambda = \frac{V_\lambda}{V_1}. \quad (26)$$

Der Unterschied zwischen V_1 und V_λ stellt die Gasverluste durch Undichtheiten der Maschine dar; diese Verluste sind Energieverluste. Bei mittlerem Druckverhältnis $p_2 : p_1 \approx 3$ ist $\lambda = 0,98$ bis $0,95$.

Ausnutzungsgrad.

Setzt man die Liefermenge V_λ in Beziehung zur theoretisch größtmöglichen Ansaugemenge, deren Größe durch Hubraum und Drehzahl gegeben ist, so kommt man zum Begriff des Ausnutzungsgrades

$$\lambda_H = \frac{V_\lambda}{V_H \cdot n}; \quad V_\lambda \text{ in m}^3/\text{min}; \quad (27)$$

$$V_H \text{ in m}^3; \quad n = \text{U}/\text{min}.$$

Aus den gegebenen Begriffsbestimmungen folgt, daß

$$\lambda_H = \lambda \cdot \lambda_F \quad (28)$$

ist.

Zur Vorausberechnung der Maschinenabmessungen ist die Kenntnis des Ausnutzungsgrades λ_H wichtig. In Abb. 28 sind Werte für λ_H in Abhängigkeit des Druckverhältnisses $p_2 : p_1$ dargestellt.

Innerhalb der Kurven *a* und *b* liegen Werte, die sich bei kleinem ε und einstufiger Verdichtung erreichen lassen. Die Kurve *a* gibt sehr günstige Werte an, wie sie vielfach in Angeboten der Hersteller kleiner und mittlerer Maschinen genannt werden.

Die Werte der Kurve *c* sind untere Grenzwerte für mehrstufige Verdichter, bei denen sich die Undichtheiten und die Aufheizung vor allem bei höherem Druckverhältnis bemerkbar machen.

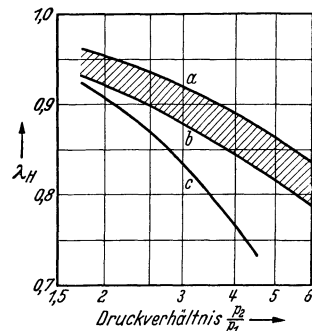


Abb. 28. Ausnutzungsgrad in Abhängigkeit des Druckverhältnisses.

Um Mißverständnisse bezüglich der Gasmengen bei Angebot, Lieferung und Abnahme von Kolbenverdichtern auszuschließen, halte man sich an die, in den Verdichterregeln angegebenen und hier benutzten Begriffsbestimmungen; sind aus bestimmten Gründen Abweichungen davon erforderlich, so sollten die Bezugswerte für die Gasmengen, Druck und Temperatur angegeben werden.

3. Energieumsatz im Kolbenverdichter, dargestellt im T-S-Diagramm.

Die Darstellung des Arbeitsvorganges eines Verdichters im T - S -Diagramm hat den Zweck, die thermischen Vorgänge näher zu unter-

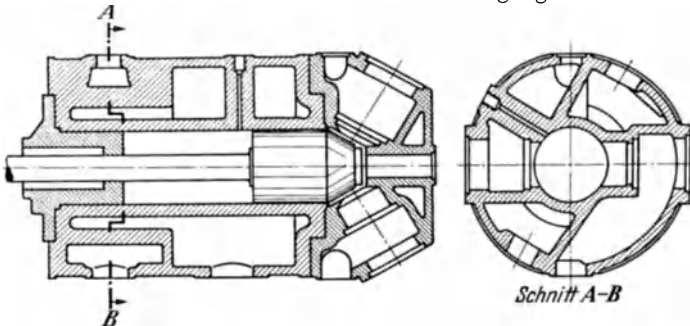


Abb. 29. Hochdruckzylinder im Schnitt. Abmessungen: Zylinderdmr. 120 mm, Kolbenstangendmr. 40 mm. Kurbelseite: Kolbenfläche 100,53 cm², Hubvolumen 2,21 dm³, schädlicher Raum 8,9 vH = 2,21 · 0,089 = 0,1966 dm³. Deckelseite: Kolbenfläche 113,1 cm², Hubvolumen 2,486 dm³, schädlicher Raum 9,81 vH. Kolbenhub 220 mm.

suchen. Das P - v -Diagramm gibt naturgemäß keine unmittelbare Auskunft über die Gastemperaturen und über den Wärmeübergang vom Gas

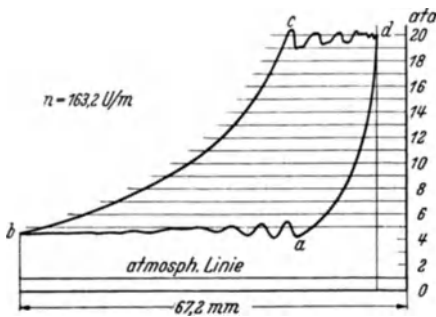


Abb. 30. Hochdruckdiagramm vom Versuch Nr. 1.

an die Wandung. Erst die Übertragung des P - v -Diagramms mittels der Gasgleichung $P \cdot v = R \cdot T$ in das T - S -Diagramm gestattet einen näheren Einblick in die verwickelten Vorgänge des Wärme- flusses in der Maschine. Da jedoch die Rechnungsgrößen aus dem Diagramm abgegriffen und zur Durchführung der Rechnung noch bestimmte Annahmen gemacht werden müssen, ist die Übertragung verhältnismäßig ungenau.

Beispiel 11. Im folgenden sollen Indikatordiagramme (Abb. 30 u. 33) eines von Kollmann [9] untersuchten zweistufigen Luftverdichters ausgewertet werden, und zwar die der Kurbelseite der Hochdruckstufe.

Vom Versuch Nr. 1 liegt in Abb. 30 das Diagramm vor (Kollmann, Abb. 38).

Versuchsangaben: Gemessenes stündliches Gesamtluftgewicht beider Kolbenseiten 175,5 kg/h, Drehzahl 163,2 U/min. Lufttemperatur im Saugstutzen 22,3° C; Lufttemperatur hinter dem Druckventil der Deckelseite 147,2° C (Messung hinter dem Druckventil der Kurbelseite liegt nicht vor). Kühlwasser-Eintritt 8,8° C, -Austritt 18,1° C.

Auswertung.

Es soll zunächst das im schädlichen Raum enthaltene Restgewicht G_r bestimmt werden; es wird angenommen, daß die hinter dem Druckventil der Deckelseite gemessene Lufttemperatur von 147° C ebenfalls für die Austrittsseite der Kurbelseite Gültigkeit hat. Ferner wird die Annahme gemacht, daß die Lufttemperatur im Zylinder im Augenblick des Druckventilschlusses ebenfalls gleich der Lufttemperatur hinter dem Druckventil ist. Unter diesen Bedingungen wäre die Lufttemperatur im Augenblick des beginnenden Ausdehnungshubes, Punkt d (Abb. 30) bekannt. $T_d \approx 273 + 147 \approx 420^\circ \text{K}$. Ein Irrtum in der Höhe dieser Temperatur von rund 4° würde 1 vH Fehler bedeuten. Nach dem Diagramm ist der Druck im Punkt d 20 ata.

Somit wird das spezifische Volumen $v_d = \frac{29,27 \cdot 429}{20 \cdot 10000} = 0,0614 \text{ m}^3/\text{kg}$ und das Restgewicht $G_r = \frac{0,1966 \cdot 163,2 \cdot 60}{1000} \approx 31,3 \text{ kg/h}$.

Bestimmung des spezifischen Gewichtes v_b zu Beginn der Verdichtung, im Punkt b (Abb. 30). Das geförderte Luftgewicht von 175,5 kg/h verteilt sich auf die einzelnen Kolbenseiten entsprechend der Größe der Kolbenflächen; für die Kurbelseite ergibt sich dann $G_f = 175,5 \cdot \frac{100,53}{100,53 + 113,1} = 82,6 \text{ kg/h}$. Dann wird das Gesamtgewicht $G = G_f + G_r = 82,6 + 31,3 = 113,9 \text{ kg/h}$. Dieses Gewicht entspricht dem Zustand im Punkt b .

Der Zylinderinhalt setzt sich aus dem Hubraum $V_H = 2,21$ und dem schädlichen Raum $\varepsilon \cdot V_H = 0,1966 \text{ dm}^3$ zusammen; $\frac{2,21 + 0,1966}{1000} = \frac{2,407}{1000} \text{ m}^3$.

Mithin wird $v_b = \frac{2,407 \cdot 163,2 \cdot 60}{1000 \cdot 113,9} = 0,2069 \approx 0,207 \text{ m}^3/\text{kg}$.

Ausgehend vom Punkt d — Ausdehnungslinie —, von dem Temperatur T_d und spezifisches Volumen v_d festliegen, sind in Zahlentafel 3 für die verschiedenen Drücke p die Rauminhalte, abgegriffen aus dem Diagramm, eingetragen und die Werte für v berechnet, z. B. $p = 16 \text{ ata}$. $v_{16} = v_d \cdot \frac{6,0}{5,5} = 0,0670$. Die Temperaturberechnung wurde nach der Formel $P \cdot v = R \cdot T$ durchgeführt, die in diesem Druckbereich noch gültig ist, z. B. $T_{16} = \frac{16 \cdot 10000 \cdot 0,0670}{29,27} = 366^\circ \text{K}$. Der mittlere Druck der Ansaugelinie wurde aus dem Diagramm zu 4,6 ata bestimmt.

Ausgangspunkt für die Verdichtungsline ist Zustand b , von dem der Druck $p_b = 4,6 \text{ ata}$ und $v_b = 0,207 \text{ m}^3/\text{kg}$ festliegen. Aus den vom

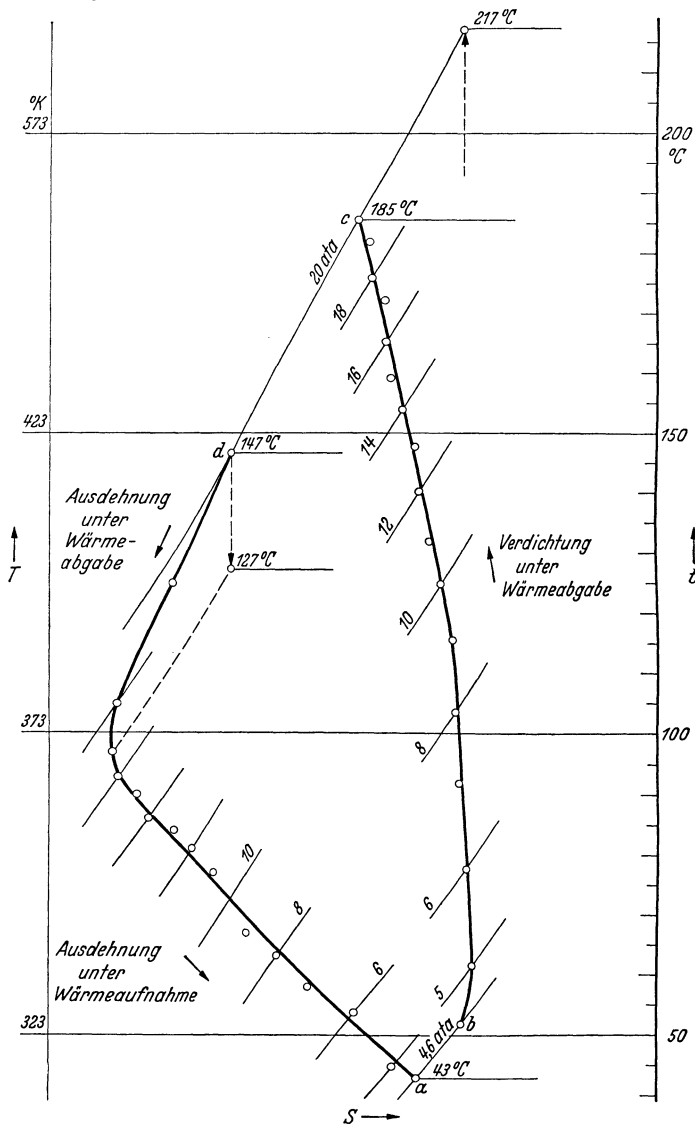


Abb. 31. Übertragung des P - v -Diagrammes der Abb. 30 in das T - S -Diagramm. Versuch Nr. 1. Kurbelseite. $n = 163,2 \text{ U/min}$; Kühlwasser-Eintritt $8,8^\circ \text{ C}$; Kühlwasser-Austritt $18,1^\circ \text{ C}$.

Diagramm abgegriffenen Rauminhalten lassen sich v und T , wie oben gezeigt, berechnen, z. B.

$$v_{10} = v_b \cdot \frac{37,8}{67,2} = 0,1164. \quad T_{10} = \frac{10 \cdot 10000 \cdot 0,1164}{29,27} = 398^\circ \text{ K}.$$

Die so erhaltenen Einzelwerte sind in die T-S-Tafel von Fröhlich [4] übertragen (Abb. 31).

Zahlentafel 3.

Auswertung des Diagrammes Abb. 30 (Kollmann, Versuch Nr. 1, Abb. 38).

Ausdehnungslinie $d \rightarrow a$					Verdichtungslinie $b \rightarrow c$				
Druck p	Raum- inhalt	Spez. Volumen v	T	t	Druck p	Raum- inhalt	Spez. Volumen v	T	t
ata	mm	m ³ /kg	° K	° C	ata	mm	m ³ /kg	° K	° C
20	5,5	0,0614	420	147	4,6	67,2	0,2069	325	52
19	5,5	0,0614	398	125	5	63,7	0,1960	335	62
18	5,5	0,0614	378	105	6	55,7	0,1715	351	78
17	5,7	0,0636	370	97	7	49,5	0,1523	365	92
16	6,0	0,0670	366	93	8	44,8	0,1380	377	104
15	6,35	0,0708	363	90	9	41,4	0,1266	389	116
14	6,7	0,0750	359	86	10	37,8	0,1164	398	125
13	7,2	0,0804	357	84	11	35,0	0,1078	405	132
12	7,75	0,0868	354	81	12	32,7	0,1007	413	140
11	8,35	0,0932	350	77	13	30,8	0,0949	421	148
10	9,05	0,1010	345	72	14	29,0	0,0893	427	154
9	9,9	0,1105	340	67	15	27,5	0,0847	434	159
8	11,0	0,1228	336	63	16	26,0	0,0801	438	165
7	12,4	0,1385	331	58	17	24,9	0,0766	445	172
6	14,3	0,1596	327	54	18	23,7	0,0730	449	176
5	16,7	0,1865	318	45	19	22,8	0,0702	455	182
4,6	18,0	0,2010	316	43	20	21,8	0,0671	458	185

Ergebnisse aus dem T-S-Diagramm.

Ausdehnungslinie. Während des ersten Teiles der Ausdehnung bis $p = 17$ ata gibt das Restgas viel Wärme an die kältere Wandung ab; die Gastemperatur beträgt nur noch 97° C, während sie bei adiabatischer Ausdehnung noch 127° C betragen würde. Bei weiter fortschreitender Ausdehnung nimmt die Luft Wärme von der Wandung auf (vgl. auch Abb. 19).

Während des Ansaugens, Punkt a bis b , und noch während des Verdichtens bis auf etwa 5 ata nimmt die Luft Wärme von der Wandung auf und erst bei höherer Verdichtung, von etwa 9 ata an, gibt die Luft mit zunehmendem Temperaturgefälle nennenswerte Beträge von Wärme ab. Wie man aus Abb. 31 erkennt, verläuft die Verdichtung bis etwa 9 ata fast adiabatisch; würde die Luft genau adiabatisch von Punkt b aus verdichtet werden, so erhielte man als Schnittpunkt mit der Linie 20 ata die Verdichtungstemperatur von 217° C; derselbe Wert ergibt sich, wenn man in Abb. 23 für $t = 52°$ C und $p_2 : p_1 = 20 : 4,6 = 4,35$ einsetzt.

Ausschublinie. Von innen heraus wird der Luft keine Wärme zugeführt, da keine Verdichtung mehr stattfindet; die Luft findet Zeit, sich an den kühleren Wandungen von 185° auf 147° C abzukühlen.

In Abb. 32 sind die Temperaturen über dem fortlaufenden P - v -Diagramm aufgetragen. Die gestrichelten Geraden zeigen den mutmaßlichen Verlauf der Temperaturen beim Ausschieben und Ansaugen.

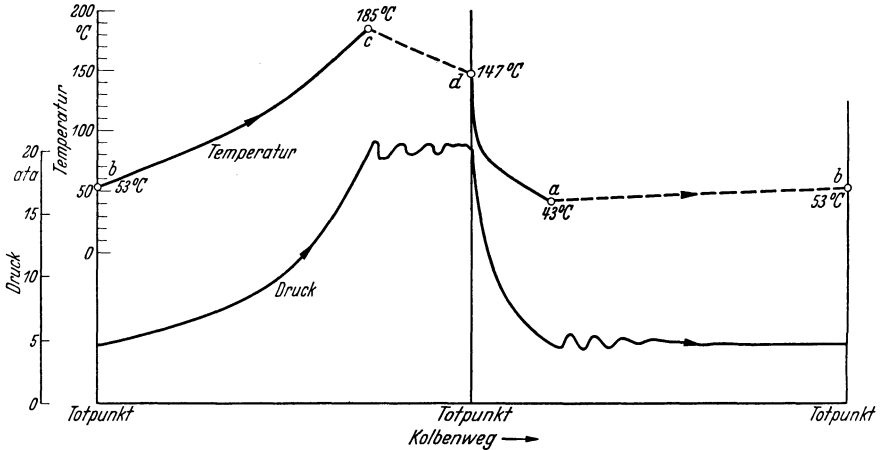


Abb. 32. Temperatur- und Druckverlauf in Abhängigkeit des Kolbenweges bei Versuch Nr. 1.

Wärmefluß bei niedriger Drehzahl.

Für die gleiche Maschine liegen von Kollmann Versuchsergebnisse bei $n = 62,9$ U/min vor, Versuch Nr. 5. Indikatordiagramm Abb. 33.

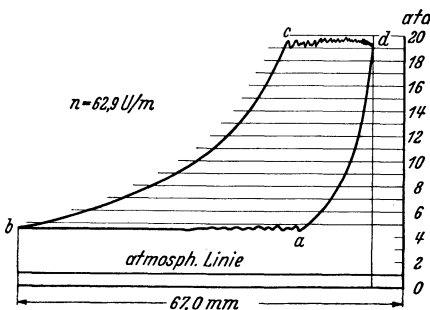


Abb. 33. Hochdruckdiagramm vom Versuch Nr. 5.

Beispiel 12. Versuchangaben.

Gemessenes stündliches Gesamtluftgewicht 65,7 kg/h. Lufttemperatur im Saugstutzen 12,8° C; Lufttemperatur hinter dem Druckventil der Deckelseite 109,3° C. Kühlwasser-Eintritt 8,8° C, -Austritt 12,3° C.

Auswertung.

Bestimmung des Restluftgewichtes G_r unter den gleichen Annahmen wie vorher bei Beispiel 11.

$T_a \approx 273 + 109 \approx 382^\circ \text{K}$. Nach Diagramm ist $p_d = 19,25 \text{ ata}$.
Damit wird $v_d = \frac{29,27 \cdot 382}{19,25 \cdot 10000} = 0,0580 \text{ m}^3/\text{kg}$. Restluftgewicht $G_r = \frac{0,1966 \cdot 62,9 \cdot 60}{1000 \cdot 0,0580} = 12,8 \text{ kg/h}$.

Das von beiden Zylinderseiten geförderte Luftgewicht ergibt für die Kurbelseite einen Anteil von $G_f = 65,7 \cdot \frac{100,53}{100,53 + 113,1} = 30,9 \text{ kg/h}$. Gesamtgewicht $G = G_f + G_r = 30,9 + 12,8 = 43,7 \text{ kg/h}$ (Punkt b).

Daher wird bei einem Zylinderinhalt von $\frac{2,407}{1000} \text{ m}^3$ das spezifische Volumen $v_b = \frac{2,407 \cdot 62,9 \cdot 60}{1000 \cdot 43,7} = 0,2077 \text{ m}^3/\text{kg}$.

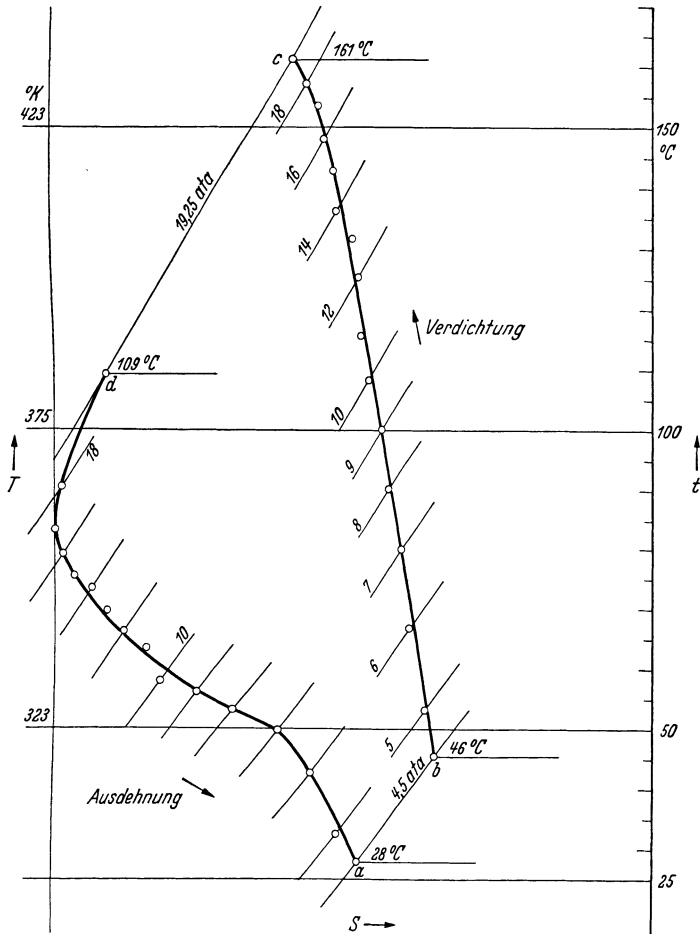


Abb. 34. Übertragung des P-v-Diagrammes der Abb. 33 in das T-S-Diagramm. Versuch Nr. 5. Kurbelseite $n = 62,9 \text{ U/min}$. Kühlwasser-Eintritt $8,8^\circ \text{ C}$; Kühlwasser-Austritt $12,3^\circ \text{ C}$.

Der mittlere Ansaugdruck ist aus dem Diagramm zu $p_a = p_b = 4,5 \text{ ata}$ bestimmt worden. Temperatur im Punkt b $T_b = \frac{P_b \cdot v_b}{R} = \frac{4,5 \cdot 10000 \cdot 0,2077}{29,27} = 319^\circ \text{ K} = 46^\circ \text{ C}$.

Die Zahlentafel 4 und die Abb. 34 geben die Ergebnisse der Auswertung wieder.

Zahlentafel 4.

Auswertung des Diagrammes Abb. 33 (Kollmann, Versuch Nr. 5, Abb. 40).

Ausdehnungslinie $d \rightarrow a$					Verdichtungslinie $b \rightarrow c$				
Druck p	Rauminhalt	Spez. Volumen v	T	t	Druck p	Rauminhalt	Spez. Volumen v	T	t
ata	mm	m ³ /kg	° K	° C	ata	mm	m ³ /kg	° K	° C
19,25	5,5	0,0580	382	109	4,5	67,0	0,2077	319	46
18	5,6	0,0590	363	90	5	61,5	0,1906	326	53
16	6,2	0,0643	352	79	6	53,5	0,1657	340	67
14	6,85	0,0722	346	73	8	42,85	0,1327	362	89
12	7,85	0,0828	339	66	10	36,0	0,1115	381	108
10	9,2	0,0970	331	58	12	31,3	0,0970	398	125
8	11,3	0,1192	326	53	14	27,6	0,0855	409	136
6	14,6	0,1540	316	43	16	24,9	0,0770	421	148
5	16,7	0,1794	306	33	18	22,6	0,0700	430	157
4,5	19,0	0,1962	301	28	19,25	21,3	0,0660	434	161

Infolge der niedrigeren Drehzahl 62,9 gegenüber 163,2 bei Versuch Nr. 1 ist die im Verdichter abzuführende Wärmemenge in der Zeiteinheit geringer; bei gleicher Kühlwassermenge liegen die Temperaturen der arbeitenden Luft tiefer.

Aufheizung des Gases durch Zylinderwandungen und Kolben.

Bereits in Abb. 31 und 34 wurde dargelegt, daß das Gas am Ende der Ausdehnung, während des Ansaugens und zum Teil zu Beginn der

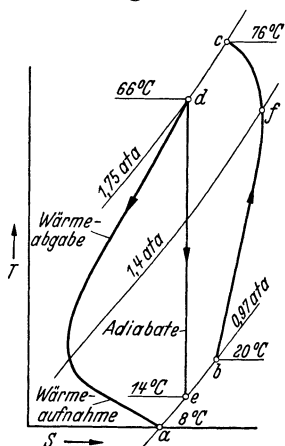


Abb. 35. T-S-Diagramm eines Gebläses nach Ostertag [1].

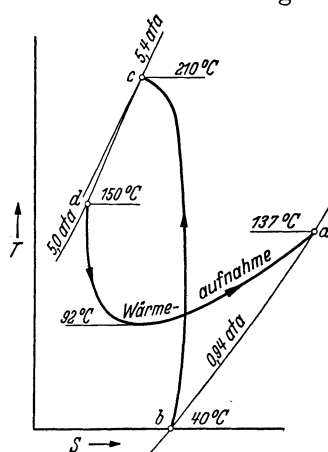


Abb. 36. T-S-Diagramm eines Verdichters nach Ostertag.

Verdichtung Wärme von den Wandungen und vom Kolben aufnehmen kann: Aufheizung des Gases.

In Abb. 35 ist der Temperaturverlauf bei einem Kolbengebläse dargestellt (Kolbendurchmesser 2070 mm, Hub 1500 mm, Drehzahl 65 U/min)

[1; S. 75]. Die Wärmeabgabe der Luft an die Wandungen während der Ausdehnung ist so groß, daß die Endtemperatur von 8°C im Punkt *a* niedriger ist, als sie bei adiabatischer Ausdehnung der Luft vom Punkt *d* aus sein würde (Punkt *e* mit 14°C); mithin ist der mittlere Exponent der Ausdehnungslinie größer als κ (vgl. Abb. 19).

Diese steile Ausdehnungslinie ergibt einen guten Füllungsgrad. Setzt man voraus, daß die Temperatur von 20°C zu Beginn der Verdichtung (Punkt *b*) richtig bestimmt ist, so ergibt sich eine beträchtliche Aufheizung der Luft während der Verdichtung von *b* bis *f*.

Die andere Möglichkeit der starken Aufheizung während der Ausdehnung der Luft zeigen die Abb. 36 und 37 [1; S. 77]. Einstufiger

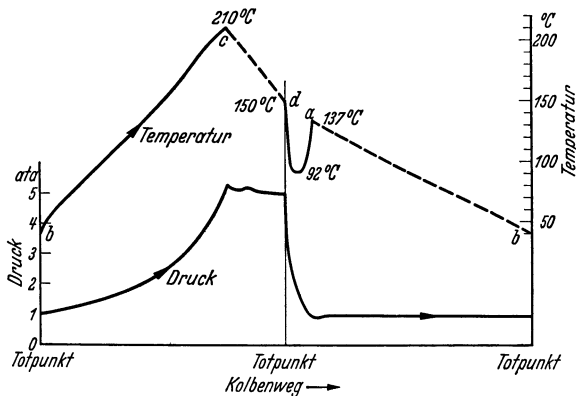


Abb. 37. Temperatur- und Druckverlauf in Abhängigkeit des Kolbenweges.

Luftverdichter Kolbendurchmesser 450 mm, Hub 500 mm, Drehzahl 145 U/min. Die Wärmezufuhr an die Luft während der Ausdehnung ist so groß, daß die Temperatur von 150°C zu Beginn der Ausdehnung auf 92°C herabgeht und gegen Ende der Ausdehnung auf 137°C ansteigt. Die Zustandsänderung ist also fast isothermisch; der Einfluß auf den Füllungsgrad ist also sehr ungünstig. Die heißen Restgase aus dem schädlichen Raum ($\varepsilon = 3$ vH) mischen sich mit der kalten Ansaugeluft von 20°C ; Ostertag berechnet die Mischtemperatur zu 34°C , so daß sich die gesamte Luftfüllung während des Einströmens noch um 6° auf 40°C erwärmen müßte, Punkt *b*.

Die Verdichtungslinie verläuft über einen großen Teil des Hubes adiabatisch.

Wärmeübergang bei den einzelnen Arbeitsvorgängen im Kolbenverdichter.

Einen gewissen Überblick über die zu- und abgeführten Wärmemengen bei den vier Arbeitsspielen, der Ausdehnung, beim Ansaugen, Verdichten und Ausschieben, kann man aus der Untersuchung von

Kollmann erhalten. In Abb. 38 sind die Wärmemengen in kcal/h in Abhängigkeit vom Druckverhältnis bei $n = 160 \div 180$ U/min dargestellt. Bei höherem Druckverhältnis nehmen die Wärmemengen für Ansaugen, Verdichten und Ausschleiben stark zu, jedenfalls in stärkerem Maße als die Wärmemengen, die während der Ausdehnung an das Gas übergehen. Auch bei niedrigerer Drehzahl (Abb. 39) ergibt sich ein ähnliches Bild. Die hierbei stündlich abgegebenen Wärmemengen sind der Größe nach

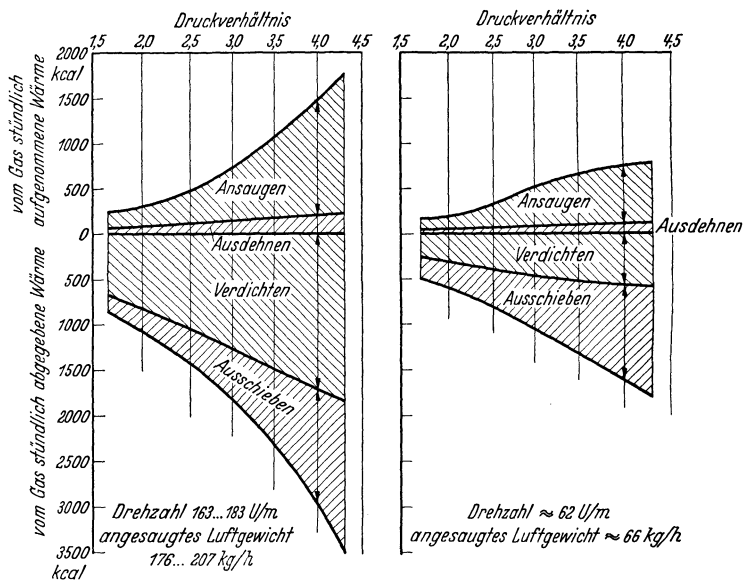


Abb. 38 u. 39. Wärmeübergang beim Hochdruckzylinder. (Versuch Nr. 1 und 5 von Kollmann.)

wesentlich niedriger als die bei höherer Drehzahl. Erwähnt sei noch, daß die bei $n \approx 62$ in der Stunde durch die Maschine fließende Kühlwassermenge um etwa 30 vH größer war.

Wenn man die hier angegebenen Werte auch nicht verallgemeinern darf, so ist doch die Erkenntnis der Abhängigkeit zwischen stündlicher Wärmemenge, Druckverhältnis und Drehzahl wichtig.

Wärmeübergangszahl für die Wände des Kolbenverdichters.

Durch den Wärmeaustausch zwischen Gas und Wandung wird eine bestimmte Wärmemenge Q in kcal ab- bzw. zugeführt. Man pflegt Q durch die Wärmeübergangszahl α in kcal/m² h °C auszudrücken nach der Gleichung

$$Q = \alpha \cdot F \cdot (t - \vartheta) \cdot z. \quad (29)$$

Darin bedeutet:

F in m^2 die vom Gas bestrichene Wandfläche,

t in $^{\circ}C$ die Gastemperatur,

ϑ in $^{\circ}C$ die Wandtemperatur,

z in Stunden die Zeit.

Entsprechend den verschiedenen Kolbenstellungen im Zylinder ist bei den einzelnen Arbeitsspielen die Größe der vom Gas berührten Zylinderwandfläche stark veränderlich; ebenfalls ist der Temperaturunterschied $t - \vartheta$ im Verlauf der einzelnen Kolbenstellungen sehr verschieden. Daher kann man unter α nur einen Mittelwert während eines bestimmten Arbeitsvorganges, z. B. während des Verdichtens, verstehen. Ist der Wert

für $(t - \vartheta)$ positiv, dann wird Wärme vom Gas an die Wandung abgeführt; ist er negativ, dann wird dem Gas von der Wandung Wärme zugeführt.

Einen Überblick über die mittleren Werte von α für die einzelnen Arbeitsspiele beim Hochdruckzylinder gibt Abb. 40, in der die von Kollmann berechneten Werte für ein bestimmtes Verdichtungsverhältnis in Abhängigkeit der Drehzahl aufgetragen sind. Für die Arbeitsspiele Ausdehnen, Ansaugen und Verdichten ergibt sich eine starke Zunahme der α -Werte mit der Drehzahl, während für das Ausschieben α fast gleich groß bleibt.

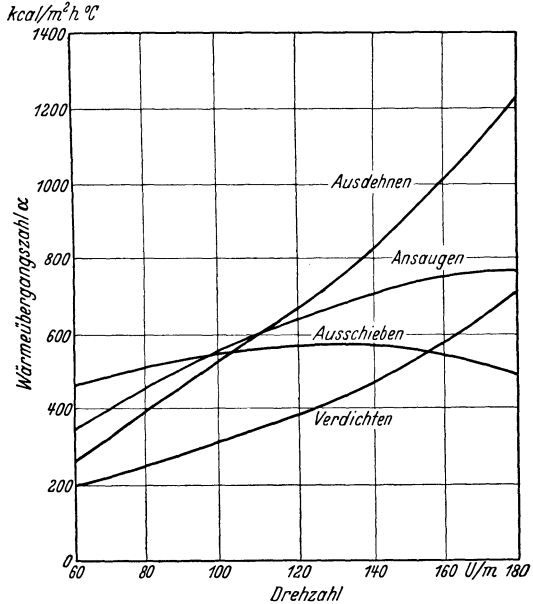


Abb. 40. Wärmeübergangszahl α bei einem Druckverhältnis von 4,3 beim Hochdruckzylinder in Abhängigkeit der Drehzahl. (Nach Kollmann.)

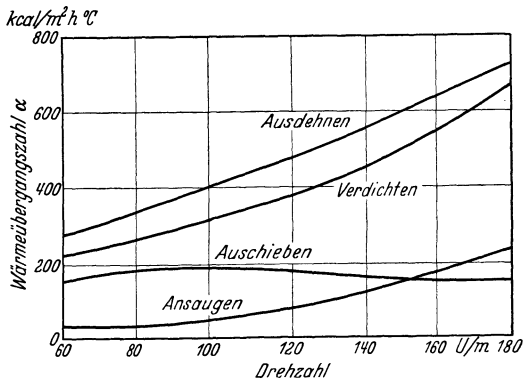


Abb. 41. Wärmeübergangszahl α bei einem Druckverhältnis von 3,7 beim Niederdruckzylinder in Abhängigkeit der Drehzahl. (Nach Kollmann.)

Auch beim Niederdruckzylinder (Abb. 41) zeigen die α -Werte einen ähnlichen Verlauf wie beim Hochdruckzylinder, jedoch liegen sie zahlenmäßig erheblich niedriger.

IV. Leistungen und Wirkungsgrade.

Die Begriffe für den theoretisch erforderlichen Leistungsaufwand N_{is} , N_{ad} , N_{pol} sind bereits durch die Gl. (20), (21) und (22) gegeben.

Der Zusammenhang der folgenden Begriffsbestimmungen kann an Hand der Abb. 42 verfolgt werden.

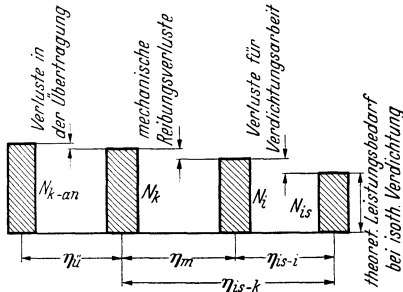


Abb. 42. Leistungsbegriffe und Wirkungsgrade.

1. Indizierte Leistung.

Es bedeute:

F wirksame Kolbenfläche in m^2 .

s Hub in m .

p_i mittlerer Druck, aus dem Indikatorgramm entnommen, in kg/cm^2 .

Die vom Kolben an das Gas übertragene innere Leistung, auch indizierte Leistung genannt, ist

$$N_i = \frac{10000 \cdot F \cdot p_i \cdot s \cdot n}{75 \cdot 60} = \frac{10000 \cdot F \cdot p_i \cdot s \cdot n}{4500} = 2,222 \cdot F \cdot p_i \cdot s \cdot n \text{ in PS.} \quad (30)$$

Bei mehreren Kolbenflächen ist $N_i = 2,222 \cdot \sum (F \cdot p_i) \cdot s \cdot n$; N_i ist $> N_{is}$.

2. Kupplungsleistung.

Zum Antrieb des Verdichters ist eine Antriebs- oder Kupplungsleistung N_k erforderlich, die größer als N_i ist; sie wird dem Verdichter an der Welle (Schwungrad, Riemenscheibe oder Zahnkranz) oder bei unmittelbarer Kupplung der Welle oder Kolbenstange zugeführt.

3. Kupplungsleistung der Antriebsmaschine.

Bei mittelbarem Antrieb (Riemen oder Zahnrad) muß die Antriebsmaschine eine Kupplungsleistung N_{k-an} aufweisen, die um die Verluste im Übertragungsmittel größer ist als N_k .

4. Wirkungsgrad der Übertragung.

$\eta_{\bar{u}} = \frac{N_k}{N_{k-an}}$; $\eta_{\bar{u}} = 0,96$ bis $0,99$ je nach Übertragungsmittel. Für unmittelbaren Antrieb ist $N_{k-an} = N_k$; $\eta_{\bar{u}} = 1$.

5. Mechanischer Wirkungsgrad.

$\eta_m = \frac{N_i}{N_k}$; $\eta_m = 0,88$ bis $0,98$. η_m hängt stark von der Anordnung, Bauart und Güte der Ausführung ab. Nur bei unmittelbarer Kupplung der Kolbenstangen von Verdichter und Antriebsmaschine lassen sich die höheren Werte von $0,95$ bis $0,98$ erreichen, da dabei der Kurbeltrieb mit seinen Reibungsverlusten fortfällt. Bei stehender Bauart und guter Ausführung kann $\eta_m = 0,90$ bis $0,95$ werden. Für liegende mehrstufige Verdichter kann man mit $\eta_m = 0,88$ bis $0,92$ rechnen. Kleine billige schnellaufende Verdichter erreichen oft nur einen Wert von $0,85$.

6. Isothermischer indizierter Wirkungsgrad.

$\eta_{is-i} = \frac{N_{is}}{N_i}$. Er gibt das Verhältnis der Leistung bei isothermischer Verdichtung in der verlustlosen Maschine zu der vom Kolben an das Gas abgegebenen Leistung an. Naturgemäß hängt seine Größe stark

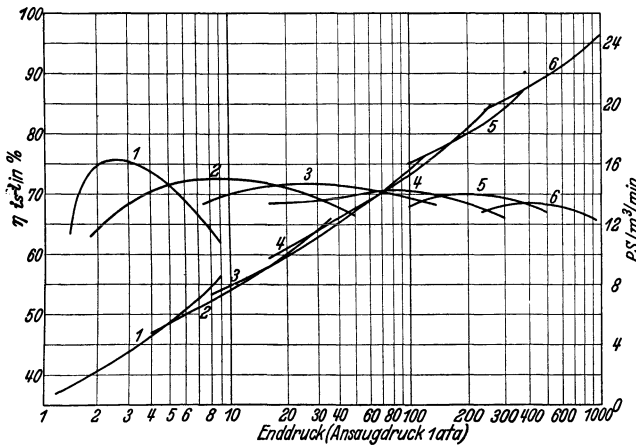


Abb. 43. η_{is-i} in Abhängigkeit des Enddruckes und der Stufenzahl. (Nach Berl [6; S. 418].)

vom Druckverhältnis ab (Abb. 43). Die Kurve mit der Zahl 1 gilt für die bisher besprochene einstufige Verdichtung.

η_{is-i} gibt die Verluste an, die beim Verdichtungsprozess in der wirklichen Maschine entstehen, bezogen auf den Leistungsaufwand bei isothermischer Verdichtung. Im wesentlichen bestehen diese Verluste

1. in der erhöhten Ausschubarbeit, die dadurch zustande kommt, daß der Druck im Zylinder während des Ausschubens um den Betrag Δp größer ist als der Druck im Druckstutzen (Abb. 44);

2. im Mehraufwand an Verdichtungsarbeit bei z. B. adiabatischer Verdichtung gegenüber isothermischer.

Zu 1. Abb. 44 zeigt übereinander gezeichnet die Diagramme eines Verdichters bei 3 verschiedenen Gegendrücken (Drücke im Druckstutzen gemessen) 1,5, 4 und 7 ata. Nimmt man den Druckverlust Δp erfahrungsgemäß für alle Druckstufen gleich groß an, so ergibt sich, daß mit steigendem Druck die Ver-lustarbeit, durch die schraffi-erten Flächen dargestellt, abnimmt¹. Bezogen auf den Flächeninhalt der einzelnen Diagramme beträgt die Ver-lustfläche bei einem Gegen-druck von 1,5 ata ≈ 30 vH; bei 4,0 ata ≈ 5 vH und bei 7 ata ≈ 3 vH. Infolgedessen fällt der Wert für η_{is-i} der Kurve 1 bei niedrigem Druck außerordentlich ab.

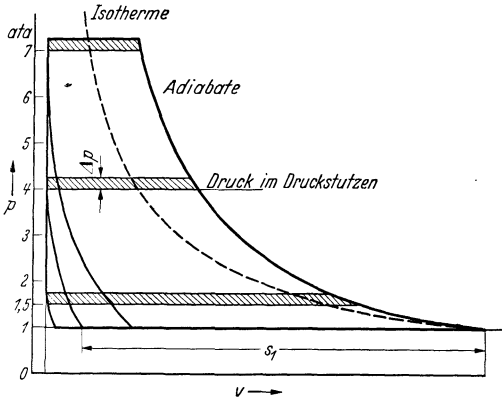


Abb.44. Abhängigkeit der Verlustarbeit vom Gegendruck.

Bei großem Druckverhältnis war bereits auf S. 20 und in Abb. 21 aufmerk-sam gemacht. Daher nimmt η_{is-i} bei hohem Druckverhältnis stark ab.

Zu 2. Auf den Mehrauf-wand an Verdichtungsarbeit

7. Isothermischer Wirkungsgrad.

η_{is} ist ein rein theoretischer Begriff.

In der verlustlosen Maschine nimmt der Unterschied zwischen L_{ad} und L_{is} bzw. N_{ad} und N_{is} mit zunehmendem Druckverhältnis stark zu,

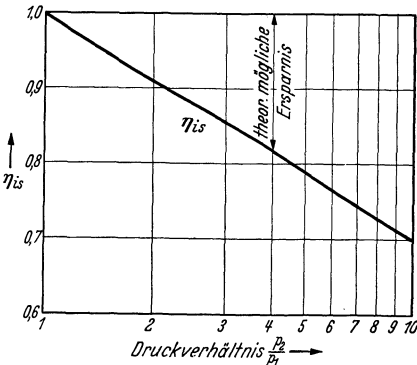


Abb. 45. η_{is} in Abhängigkeit des Druckverhältnisses.

siehe Abb. 21. Bezieht man diesen Mehraufwand an Arbeit bzw. Lei-stung auf den günstigsten Fall, den der Isotherme, dann erhält man den isothermischen Wirkungsgrad

$$\eta_{is} = \frac{L_{is}}{L_{ad}} = \frac{N_{is}}{N_{ad}},$$

der vom Druckverhältnis abhängig ist; Abb. 45 gibt an, wieviel an Verdichtungsarbeit theoretisch gespart werden kann, wenn iso-thermisch statt adiabatisch ver-dichtet würde. Da im Kolben-verdichter die Verdichtungslinie

meist nach einer Adiabate verläuft, wäre z. B. bei $p_2:p_1 = 4,5$, d. h. $p_1 = 1$ ata, $p_2 = 4,5$ ata = 3,5 atü der Arbeitsaufwand rund 20 vH

¹ Auf die Einzeichnung der Verlustarbeit in Abb. 44 beim Ansaugen wurde verzichtet; sie ist verhältnismäßig der Ansaugstrecke s_1 .

geringer. Wieviel sich von dieser theoretischen Ersparnis verwirklichen läßt, wird im Abschnitt V „Mehrstufige Verdichtung“ gezeigt.

8. Isothermischer Kupplungswirkungsgrad.

$\eta_{is-k} = \eta_{is-i} \cdot \eta_m = \frac{N_{is}}{N_k}$. Er gibt die Summe der Verluste aus mechanischer Reibung und Verdichtungsarbeit an.

9. Adiabatische Wirkungsgrade.

Bei ungekühlten Verdichtern und auch unter Umständen bei einstufigen Verdichtern, bei denen der Einfluß der Gehäusekühlung auf den Arbeitsaufwand für die Verdichtung gering ist, ist man berechtigt, die adiabatische Verdichtungsleistung zum Vergleich heranzuziehen. Dann ist der indizierte adiabatische Wirkungsgrad

$$\eta_{ad-i} = \frac{N_{ad}}{N_i}$$

und der adiabatische Kupplungswirkungsgrad

$$\eta_{ad-k} = \frac{N_{ad}}{N_k}.$$

Beispiel 13. Ein Luftverdichter hat eine Liefermenge $V_l = 2,2 \text{ m}^3/\text{min}$ bezogen auf den Ansaugzustand im Saugstutzen. Lufttemperatur $t_1 = 20^\circ \text{ C}$. Barometerstand 755 mm Q.-S., gemessen mit einem Metallbarometer. Unterdruck im Saugstutzen 40 mm Wassersäule. Stehende Bauart, einstufig. Kühlwasserzuflußtemperatur 15° C . Gegendruck im Druckstutzen 5 atü.

Verlangt wird die Berechnung von N_{is} , N_i und N_k .

Ansaugzustand der Luft. Der Luftdruck im Raum ist $P = \frac{755}{735,5} = 10260 \text{ kg/m}^2$. Da 1 mm W.-S. = 1 kg/m^2 sind, ist der Druck im Saugstutzen $P_1 = P - 40 = 10220 \text{ kg/m}^2$. $P_2 = 50000 + 10260 = 60260 \text{ kg/m}^2$; $P_2 : P_1 = 5,90$.

Ansaugemenge V_1 . Der Ableitung der Gl. (21) für N_{is} lag ein theoretisches Diagramm (Abb. 20), zugrunde. Will man möglichst genau rechnen, so ist zu beachten, daß die Größe der Ansaugemenge V_1 in Gl. (21) erstens beeinflußt wird von den Gasverlusten durch Undichtheit (Liefergrad λ) und zweitens von der Aufheizung des Gases beim Ansaugen. λ kann mit 0,97 angenommen werden. Der Einfluß der Aufheizung der Luft ist in Gl. (23) durch den Wert $T_1 : T_1''$ gegeben. Nach den dort gemachten Angaben und den Ausführungen im Abschnitt III 3 kann $T_1'' = 273^\circ + 45^\circ = 318^\circ \text{ K}$ geschätzt werden; dann wird $T_1 : T_1'' = (273 + 20) : 318 \approx 0,92^*$. Es wird dann $V_1 = \frac{2,2}{0,97 \cdot 0,92} \approx 2,47 \text{ m}^3/\text{min}$.

* In den Verdichterregeln [5] ist eine andere Berechnungsart angegeben.

Berechnung von N_{is} . Wird Abb. 21 benutzt, so ist für $P_1 = 10000 \text{ kg/cm}^2$ und $P_2 : P_1 = 5,90$ die isothermische Verdichtungsleistung je $\text{m}^3/\text{min} = 3,95$; dann ist $N_{is} = \frac{10220}{10000} \cdot 3,95 \cdot 2,47 = 9,97 \text{ PS}$.

Berechnung von N_i . Aus Abb. 43 kann für η_{is-i} bei $P_2 : P_1 = 5,9$ der Wert 0,69 entnommen werden. $N_i = N_{is} : \eta_{is-i} = 9,97 : 0,69 = 14,45 \text{ PS}$.

Mit $\eta_m = 0,90$ kann $N_k = 14,45 : 0,9 \approx 16,1 \text{ PS}$ werden.

Bezogen auf die Adiabate ergeben sich folgende Werte:

Nach Abb. 21 ist für das Druckverhältnis von 5,9 der Faktor 5,15 für adiabatische gegenüber 3,95 bei isothermischer Verdichtung.

$N_{ad} = \frac{10220}{10000} \cdot 5,15 \cdot 2,47 \approx 13,0 \text{ PS}$. Es war $N_i = 14,45 \text{ PS}$; also $\eta_{ad-i} = \frac{13,0}{14,45} \approx 0,90$ und $\eta_{ad-k} = \frac{13,0}{16,1} \approx 0,81$.

Bildet man den Wert $N_{is} : N_{ad} = 9,97 : 13,0 \approx 0,77$, so ist dieser $= \eta_{is}$, vgl. Abb. 45.

10. Hauptabmessungen.

Mit den im Abschnitt IV, 1 gegebenen Bezeichnungen und Gl. (27) wird der Hubraum der ersten Stufe

$$V_H = F_1 \cdot s = \frac{V_\lambda}{i_1 \cdot \lambda_H \cdot n} \text{ in m}^3; \quad (31)$$

$i_1 =$ Anzahl der Hubräume, bei mehrstufiger Verdichtung diejenigen der ersten Stufe. Sind die wirksamen Kolbenflächen verschieden groß, dann ist für F_1 der Mittelwert zu setzen. Der Ausdruck $i_1 \cdot F_1$ bedeutet daher die Summe aller wirksamen Kolbenflächen der ersten Stufe.

Führt man den Begriff der mittleren Kolbengeschwindigkeit ein $c_m = s \cdot n / 30 \text{ m/s}$, so wird

$$i \cdot F_1 = \frac{V_\lambda}{30 \cdot c_m \cdot \lambda_H} \text{ in m}^2. \quad (32)$$

Werte für die mittlere Kolbengeschwindigkeit.

Für die Wahl von Drehzahl und Hub und der sich daraus ergebenden mittleren Kolbengeschwindigkeit sei kurz auf die im Kolbenmaschinenbau üblichen Gesichtspunkte hingewiesen.

Hohe Drehzahlen lassen sich nur bei kleinen Hüben durchführen, da sonst die Massenkräfte im Triebwerk und in den Steuerungsteilen (Ventilen) nicht mehr beherrscht werden können. Bezeichnet m die Masse der hin- und hergehenden Triebwerksteile, λ das Schubstangenverhältnis und r den halben Hub, so ist die Massenkraft in den Totpunkten $M = m \cdot r \cdot \omega^2 (1 \pm \lambda)$. Man kann daher für ähnliche Maschinen den Wert für $r \cdot \omega^2$ oder $s \cdot n^2$ als Vergleichswert für die Beurteilung der

Größe der Massenkräfte heranziehen. In der folgenden Aufstellung sind übliche Werte für c_m und $s \cdot n^2$ angegeben.

a) Kleinste Verdichter, ein- und zweistufig, stehende Bauart.

Liefermenge je Zylinder	m ³ /min	0,1 . . . 0,8
Hub	m	0,03 . . . 0,06
Drehzahl	U/min	1500 . . . 1000
c_m	m/s	1,5 . . . 2,0
$s \cdot n^2$	m/min ²	$70 \cdot 10^3 \dots 60 \cdot 10^3$

b) Kleine und mittlere Größen, ein- und zweistufig, stehende Bauart. Liefermenge 1 bis 2 m³/min je Zylinder. Drehzahl 600 bis 300; $c_m = 1,5$ bis 2,5. Hub 0,08 bis 0,18. $s \cdot n^2 = 35 \cdot 10^3$ bis $15 \cdot 10^3$. Besonders schnellaufende Maschinen, die nach den Grundsätzen des Leichtbaues ausgeführt sind, zeigen folgende Höchstwerte: $c_m = 3$ bis 6; $s \cdot n^2 = 50 \cdot 10^3$ bis $150 \cdot 10^3$.

c) Kleine liegende einfachwirkende Verdichter, einstufig. Liefermenge 0,5 bis 2,5 m³/min. $c_m = 1,5$ bis 2,0. $s \cdot n^2 = 16 \cdot 10^3$ bis $18 \cdot 10^3$.

d) Liegende doppeltwirkende Verdichter, einstufig.

Liefermenge bei 4 bis 6 atü	m ³ /min	3 . . . 8	12 . . . 35
Hub	m	0,15 . . . 0,25	0,3 . . . 0,5
Drehzahl	U/min	350 . . . 270	250 . . . 180
c_m	m/sec	1,8 . . . 2,2	2,5 . . . 3,0
$s \cdot n^2$	m/min ²	$18 \cdot 10^3 \dots 16 \cdot 10^3$	

e) Liegende zweistufige Verdichter, Liefermenge 2,5 bis 30 m³/min; $c_m = 1,8$ bis 3,0 und $s \cdot n^2 = 16 \cdot 10^3$ bis $18 \cdot 10^3$ wie unter d.

f) Mittlere und große mehrstufige Verdichter, liegende Bauart. $c_m = 2,5$ bis 3,5 m/s, in Sonderfällen bis 4 m/s. $s \cdot n^2 = 16 \cdot 10^3$ (bis $40 \cdot 10^3$).

Beispiel 14. Für den im Beispiel 13 genannten Verdichter sind Hub- und Kolbendurchmesser zu bestimmen, wenn die Drehzahl mit $n = 500$ angenommen wird.

Als Einzylindermaschine werden die Abmessungen zu groß. Gewählt $i = 2$ und $c_m = 2,5$; für das Druckverhältnis $P_2 : P_1 = 5,9$ kann nach Abb. 28 und den erläuternden Ausführungen S. 29 $\lambda_H = 0,80$ angenommen werden. Dann wird nach Gl. (32)

$$F = \frac{2,2}{2 \cdot 30 \cdot 2,5 \cdot 0,8} = 0,0183 \text{ m}^2 = 183 \text{ cm}^2. \text{ Kolbendurchmesser } D = 153 \text{ mm.}$$

$$s = \frac{30 \cdot c_m}{n} = \frac{30 \cdot 2,5}{500} = 0,150 \text{ m} = 150 \text{ mm. } s \cdot n^2 = 37 \cdot 10^3; D : s \approx 1.$$

Größte Kolbenkraft $P = 183 \cdot 5 = 915 \text{ kg.}$

Beispiel 15. Es soll dieselbe Maschine besonders schnelllaufend ausgeführt werden. Gewählt: $n = 800$, $i = 2$, $c_m = 3,4$, $\lambda_H = 0,80$.

$$F = \frac{2,2}{2 \cdot 30 \cdot 3,4 \cdot 0,8} = 0,0135 \text{ m}^2 = 135 \text{ cm}^2. \quad D = 132 \text{ mm}. \quad s = \frac{30 \cdot 3,4}{800} = 0,11 \text{ m} = 110 \text{ mm}. \quad s \cdot n^2 = 70 \cdot 10^3. \quad D : s = 1,2. \quad \text{Größte Kolbenkraft} = 135 \cdot 5 = 675 \text{ kg}.$$

V. Mehrstufige Verdichtung.

1. Zweck der Mantel- und Deckelkühlung.

Im Abschnitt III wurde darauf hingewiesen, daß die Kühlung des Zylindermantels und der Deckel nicht zur wirkungsvollen Kühlung des Gases während der Verdichtung ausreicht. Mag auch die unmittelbar an den gekühlten Wandungen vorbeistreichende Luft in geringem Maße gekühlt werden, der eigentliche Gaskern bleibt davon unberührt. Demnach hat die Mantel- und Deckelkühlung die Aufgabe, den Temperaturzustand der gesamten Maschine möglichst niedrig zu halten; dadurch geht erstens beim Ansaugen möglichst wenig Wärme an das Gas über: die Aufheizung ist gering und der Füllungsgrad wird günstig beeinflusst. Zweitens werden die Laufflächen schmierfähig gehalten: die Neigung zur Ölkohlebildung in den Kolbenringen wird herabgesetzt. Drittens wird den Ventilplatten- und -federn Wärme entzogen: die Verschmutzung wird geringer und die Lebensdauer größer.

2. Zweck der Zwischenkühlung.

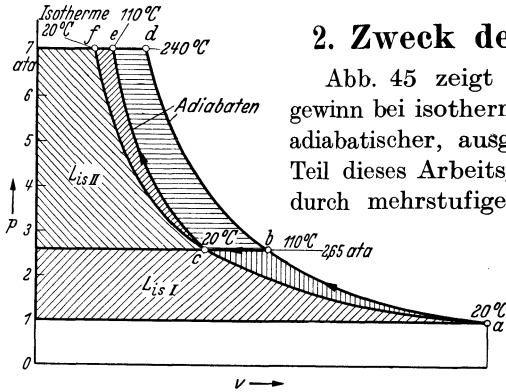


Abb. 46. Theoretisches P - v -Diagramm für 2stufige Verdichtung.

Abb. 45 zeigt den größtmöglichen Arbeitsgewinn bei isothermischer Verdichtung gegenüber adiabatischer, ausgedrückt durch η_{is} . Ein großer Teil dieses Arbeitsgewinnes läßt sich tatsächlich durch mehrstufige Verdichtung erzielen, wenn das Gas nach jeder Stufe durch wirkungsvolle Zwischenkühlung auf die Anfangstemperatur gebracht wird.

Diesen Vorgang bringt Abb. 46 im theoretischen P - v -Diagramm. Wird in einer Stufe auf 7 ata adiabatisch verdichtet a — b — d , so steigt die Temperatur von 20 auf 240° C. Geht man dagegen in der 1. Stufe mit der Verdichtung auf $\sqrt[3]{7} \approx 2,65$ ata, so ist die Endtemperatur in b nur 110° C. Wird das Gas vom Zustand b in einem Kühler auf die Anfangstemperatur von 20° C zurückgekühlt, so ergibt sich der Ausgangspunkt der Verdichtung für die 2. Stufe in c .

Diesen Vorgang bringt Abb. 46 im theoretischen P - v -Diagramm. Wird in einer Stufe auf 7 ata adiabatisch

Geht in der 2. Stufe die Verdichtung ebenfalls adiabatisch vor sich, so ist im Punkt e die Temperatur ebenfalls 110°C , da das Druckverhältnis in jeder Stufe gleich ist, nämlich $7,0 : 2,65 = 2,65 : 1$.

Bei dieser Druckunterteilung ist der Arbeitsaufwand $L_{\text{is I}} = L_{\text{is II}}$; denn für beide Stufen hat entsprechend Gl. (19) $L_{\text{is}} = R \cdot T_1 \cdot \ln \frac{P_2}{P_1}$ der Ausdruck $T_1 \cdot \ln \frac{P_2}{P_1}$ den gleichen Wert. Aber auch der Arbeitsaufwand bei adiabatischer, oder auch bei polytropischer Verdichtung ist in beiden Stufen gleich groß, sofern für Gl. (18) die Bedingung erfüllt ist, daß die Anfangstemperatur und der Exponent m gleich groß ist.

Die theoretische Arbeitersparnis bei dieser zweistufigen Verdichtung ist durch die Größe der Fläche $b-c-e-d$ gegeben. Die Größe dieser Ersparnis kann unter Benutzung der folgenden Gl. (33) bestimmt werden. Ist P_1 der Ansaugedruck der 1. Stufe und P_e der verlangte Enddruck bei z Stufen, so ist der Leistungsaufwand für alle Stufen zusammen entsprechend der abgeänderten Gl. (20)

$$N_{\text{pol-z}} = \frac{z}{4500} \cdot V_1 \cdot P_1 \cdot \frac{m}{m-1} \left[\left(\frac{P_e}{P_1} \right)^{\frac{m-1}{m} \cdot \frac{1}{z}} - 1 \right] \text{ in PS} \dots \quad (33)$$

Für $m = \kappa$ können die Werte für die 2stufige, 3stufige und 4stufige adiabatische Verdichtung aus Abb. 21 entnommen werden. Dort sind z. B. für ein Gesamtdruckverhältnis von $P_e : P_1 = 7$ folgende Werte abzulesen:

	Leistungs- aufwand PS/m ³ /min	Leistungsgewinn in vH bezogen auf die 1stufige Adiabate	Mehraufwand an Leistung in vH bezogen auf die Isotherme
1stufige adiabatische Verdichtung .	5,78	—	33,5
2stufige adiabatische Verdichtung .	4,98	13,84	15,0
3stufige adiabatische Verdichtung .	4,74	18,0	9,47
4stufige adiabatische Verdichtung .	4,63	19,9	6,93
Isothermische Verdichtung	4,33	25,1	—

Bei diesem niedrigen Gesamtdruckverhältnis von 7 ist die Zunahme des Leistungsgewinnes bei 3- und 4stufiger Verdichtung gegenüber 2stufiger Verdichtung so gering, daß eine Bauart von 3 und 4 Stufen nicht in Frage kommt. Selbst 2stufige Verdichtung wird man hier nur dann anwenden, wenn die zu erwartende tatsächliche Endtemperatur von etwa 180 bis 200°C , gegenüber adiabatisch 230°C , aus Betriebsgründen zu hoch erscheint.

3. Zweck der mehrstufigen Verdichtung.

a) Vermeidung hoher Gastemperaturen. Wie bereits gesagt, können die bei großem Druckverhältnis entstehenden hohen Gastemperaturen nur durch Zwischenkühlung vermieden werden. Der Zwischenkühler ist dabei so zu bemessen, daß tatsächlich eine vollständige Rückkühlung

auf die Ansaugtemperatur erfolgt; sonst ist der Wert der Zwischenkühlung stark vermindert.

Bei hohen Temperaturen der verdichteten Luft besteht die Gefahr der Öldampfexplosion, wenn ungeeignetes Schmieröl benutzt wird; daher

ist für ausreichende Ölabscheidung in den Zwischenkühlern und Verbindungsleitungen zu sorgen. Bei Maschinen, die im Bergbau Verwendung finden, ist die zulässige Höchsttemperatur mit 140°C vorgeschrieben.

b) Leistungsgewinn gegenüber der einstufigen Adiabate. Der in Abschnitt 2 angegebene Leistungsgewinn wird jedoch infolge der zusätzlichen Druckverluste in den bei mehrstufiger Verdichtung noch hinzukommenden Ventilen, Rohrleitungen und Kühlern stark herabgesetzt. Die dadurch verminderte Ausbeute setzt ebenfalls einer zu weit gehenden Stufenzahl eine Grenze.

c) Erhöhung des Ausnutzungsgrades. Den Einfluß des schädlichen Raumes auf die Liefermenge bei großem Druckverhältnis zeigte Abb. 25. Bei niedrigen Temperaturen in der Maschine ist auch die Aufheizung beim Ansaugen geringer. Die Erhöhung von

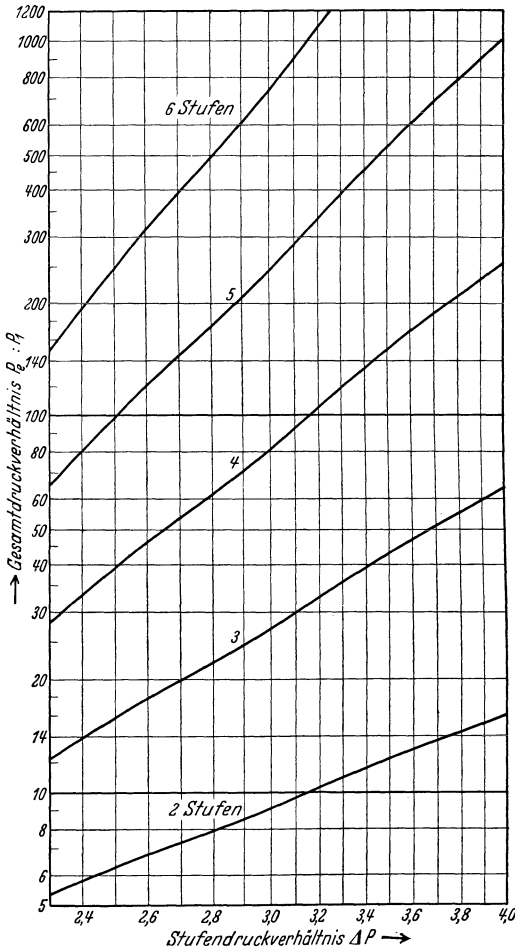


Abb. 47. Wahl der Stufen von mehrstufigen Verdichtern.

λ_H mit abnehmendem Druckverhältnis ist aus Abb. 28 zu ersehen.

d) Bei geeigneter Anordnung der Stufen ist die Wirkung der Kolbenkräfte auf das Triebwerk günstig (s. S. 55).

4. Bestimmung des Stufendruckverhältnisses.

Aus den Abb. 43 und 47 ist zu ersehen, welche Stufenzahlen bei den verschiedenen Verdichtungsendrücken in Frage kommen können.

Ein Verdichter mit vielen Stufen wird teuer; bei großen Leistungen und Dauerbetrieb kann die dauernde Leistungersparnis ausschlaggebend sein für die Wahl einer größeren Stufenzahl mit höherem Anschaffungspreis. Bei kleineren und mittleren Maschinen, die nicht dauernd im Betrieb sind, wird man billigere Bauarten mit geringerer Stufenzahl wählen. Allgemein gültige Grenzen für die Zahl der Stufen lassen sich kaum angeben. Billige Maschinen sind einstufig sogar bis 8 atü, also einem Druckverhältnis von 9, im Handel erhältlich, bei einer Liefermenge von etwa 3 m³/min.

Wählt man für alle z -Stufen gleiches Druckverhältnis ΔP , so ist $\Delta P = \sqrt[z]{\frac{P_e}{P_1}}$ bei Vernachlässigung der erwähnten Druckverluste; sollen diese berücksichtigt werden, so ist das Stufen-Druckverhältnis $\Delta P' = k \cdot \sqrt[z]{\frac{P_e}{P_1}}$, wobei P_e der verlangte Enddruck und P_1 der Ansaugdruck im Saugstutzen ist. k gibt die Größe des Druckverlustes an. Naturgemäß schwanken die Werte für k bei ausgeführten Maschinen sehr stark, da sie von den Bauarten der Ventile, Rohrleitungen und Kühler abhängen. Durchschnittswerte sind für $k = 1,08$ bis $1,15$; bei den Niederdruckstufen von Hochdruckverdichtern ist oft $k \approx 1,20$, bei den Hochdruckstufen geht k unter Umständen bis auf $1,05$ herab. Für Vorausberechnung kann man im Mittel $k = 1,10$ setzen.

Es bezeichnen die Zeiger 1, 2, 3 ... den Ansaugzustand der 1., 2., 3. ... Stufe, die Zeiger 1', 2', 3' ... den Endzustand der 1., 2., 3. ... Stufe. Dann ist

$$\Delta P' = \frac{P'_1}{P_1} = \frac{P'_2}{P_2} = \frac{P'_3}{P_3} = \dots k \cdot \sqrt[z]{\frac{P_e}{P_1}}. \quad (34)$$

Die Werte für P' (Zähler) und P (Nenner) sind Glieder zweier geometrischer Reihen mit dem gleichen Quotienten $\Delta P = \sqrt[z]{\frac{P_e}{P_1}}$ für Zähler und Nenner.

5. Bestimmung der wirksamen Kolbenflächen der einzelnen Stufen.

In Gl. (32) war die Größe der nutzbaren Kolbenfläche $i_1 \cdot F_1$ der ersten Stufe angegeben. Macht man die Voraussetzung, daß das in jeder Stufe minutlich verarbeitete Gasgewicht gleich groß ist, so erhält man durch Teilung der Gl. (32) durch v_1 in kg/m³ $\frac{i_1 \cdot F_1}{v_1} = \frac{1}{30 \cdot c_m \cdot \lambda_H} \cdot \frac{V_i}{v_1}$ = Festwert für alle Stufen. Setzt man voraus, daß für alle Stufen λ_H gleich groß ist, und daß der gleiche Kurbeltrieb benutzt wird, so wird

$$\frac{i_1 \cdot F_1}{v_1} = \frac{i_2 \cdot F_2}{v_2} = \frac{i_3 \cdot F_3}{v_3} = \dots \text{Festwert}. \quad (35)$$

Bei höheren Drücken ist entsprechend Abschnitt II, 1 für v der Wert von v_e einzusetzen. In allen anderen Fällen kann gesetzt werden

$v = R \cdot T/P$ und, wenn bei günstiger Rückkühlung die Ansaugtemperaturen $T_1 = T_2 = T_3 = \dots$ sind, $v_1 = R \cdot T_1/P_1$; $v_2 = R \cdot T_1/P_2$; $v_3 = \dots$. Damit erhält Gl. (35) folgende Form:

$$i_1 \cdot F_1 \cdot P_1 = i_2 \cdot F_2 \cdot P_2 = i_3 \cdot F_3 \cdot P_3 = \dots \text{Festwert} \quad (36)$$

und

$$i_2 \cdot F_2 = i_1 \cdot F_1 \frac{P_1}{P_2}; \quad i_3 \cdot F_3 = i_2 \cdot F_2 \cdot \frac{P_2}{P_3}. \quad (37)$$

Darin ist

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{P_3}{P_2} = \dots = \sqrt[z]{\frac{P_e}{P_1}}.$$

Beispiel 16. Ein vierstufiger Verdichter soll bei einer Liefermenge $V_L = 19,5 \text{ m}^3/\text{min}$ Luft von $p_1 = 1 \text{ ata}$ und $t_1 = 25^\circ \text{ C}$ auf $p_e = 90 \text{ ata}$ und 25° C verdichten. Druckverlust in jeder Stufe 10 vH , also $k = 1,10$. Drehzahl $n = 130 \text{ U/min}$, Hub = 750 mm . Es sind die Drücke und die wirksamen Kolbenflächen in den einzelnen Druckstufen zu berechnen.

Bestimmung der Drücke.

$p_e = 90 \text{ ata}$. $\Delta P = \sqrt[4]{\frac{90}{1}} = 3,08$. Vgl. auch Abb. 47. $\Delta P' = 1,1 \cdot 3,08 = 3,39$. Man berechnet zunächst die Ansaugdrücke $p_1 = 1,0$; $p_2 = 3,08$; $p_3 = 9,49$; $p_4 = 29,22$ und erhält durch Multiplizieren mit $1,1$ die Enddrücke $p'_1 = 1,1 \cdot p_2 = 3,39$; $p'_2 = 1,1 \cdot 9,49 = 10,44$ usw. Der Druck $p_e = 90 \text{ ata}$ ist hinter dem Nachkühler zu messen, der hinter der 4. Stufe eingebaut ist. Zahlentafel 5 gibt die Übersicht darüber.

Zahlentafel 5.

	Stufe				
	I	II	III	IV	
Ansaugdrücke bei Beginn der Verdichtung ata	1,0	3,08	9,49	29,2	90,0
Drücke am Ende der Verdichtung ata	3,39	10,44	32,14	99,0	
Druckverhältnis	3,39	3,39	3,39	3,39	
Spez. Volumen zu Beginn der Verdichtung m^3/kg	0,872	0,283	0,0919	0,0298	0,00969
Nutzbare Kolbenfläche $i \cdot F$ cm^2	2440	792	257,2	83,5	

Berechnung der Kolbenflächen.

Mit $\lambda_H = 0,82$ für $\Delta P' = 3,39$ nach Abb. 28, Kurve c, und $c_m = s \cdot n/30 = 0,75 \cdot 130/30 = 3,25 \text{ m/s}$ wird nach Gl. (32)

$$i_1 \cdot F_1 = \frac{19,5}{30 \cdot 3,25 \cdot 0,82} = 0,244 \text{ m}^2 = 2440 \text{ cm}^2$$

$$i_2 \cdot F_2 = 2440 : 3,08 = 792 \text{ cm}^2$$

$$i_3 \cdot F_3 = 792 : 3,08 = 257,2 \text{ cm}^2$$

$$i_4 \cdot F_4 = 257,2 : 3,08 = 83,5 \text{ cm}^2.$$

Berechnung des spezifischen Volumens v zu Beginn der Verdichtung.
 $v_1 = R \cdot T_1 / P_1 = 29,27 (273 + 25) : 10000 = 0,872 \text{ m}^3/\text{kg}$. Mit $R \cdot T_1 = 8720$
 wird $v_2 = 8720 : 3,08 = 0,283$; $v_3 = \dots$

Die adiabatische Verdichtungsendtemperatur liegt nach Abb. 23 bei $\approx 147^\circ \text{ C}$; die tatsächliche Temperatur dürfte 130° C nicht überschreiten.

Sofern die vorher gemachten Annahmen und Vereinfachungen im Betriebe zutreffen und die vorgeschriebenen Kolbenflächen tatsächlich ausgeführt sind, bilden sich bei einem Gegendruck von 90 ata im Rohrnetz die errechneten Drücke in den einzelnen Stufen von selbst. Fällt der Druck im Rohrnetz z. B. auf 80 ata, so wird sich in den Stufen ein Druckverhältnis $\Delta p' = 3,29$ einstellen.

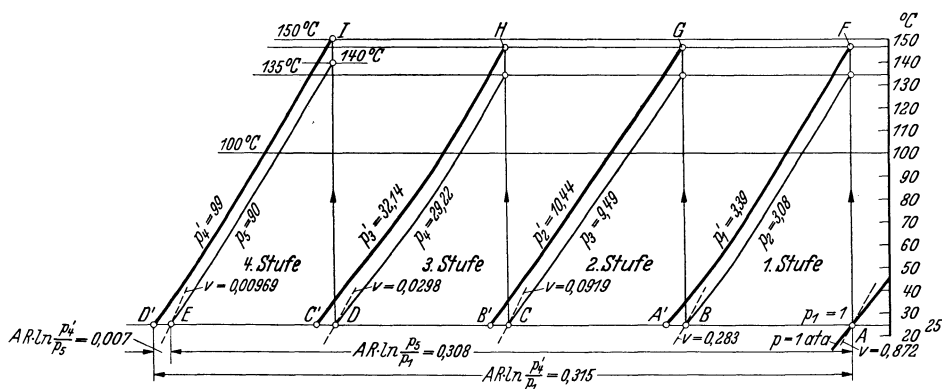


Abb. 48. Theoretisches T - S -Diagramm für einen 4stufigen Verdichter.

Beispiel 17. Die im Beispiel 16 ermittelten Werte sollen in einem theoretischen T - S -Diagramm dargestellt werden.

Entsprechend den Ausführungen im Abschnitt II 7 und Abb. 18 wird der Entropiewert für die Strecke AD' (Abb. 48)¹ berechnet zu $A \cdot R \cdot \ln \frac{p'_4}{p_1} = \frac{29,27 \cdot 4,595}{427} = 0,315$ und für die Strecke AE zu $A \cdot R \cdot \ln \frac{p_5}{p_1} = \frac{29,27 \cdot 4,499}{427} = 0,308$. Die Strecke AE wird in 4 Teile, entsprechend der Stufenzahl, geteilt. Es ist $A'B = B'C = C'D = D'E = A \cdot R \cdot \ln \frac{p'_4}{p_5} = 0,007$; diese Strecken entsprechen dem in allen 4 Stufen gleichbleibend angenommenen Druckverlust von 10 vH.

Wird adiabatische Verdichtung in allen Stufen angenommen, so sind die Verdichtungslinien durch Senkrechte in den Punkten A, B, C und D bis zu den Schnittpunkten F, G, H und I mit den entsprechenden Drucklinien dargestellt; die Verdichtungsendtemperatur beträgt bei den ersten 3 Stufen 147° C , bei der 4. Stufe 151° C . Hier macht sich bereits das

¹ Benutzt wurde die Entropietafel für Luft nach Fröhlich [4].

im Abschnitt II 1 erwähnte unterschiedliche Verhalten der wirklichen Gase gegenüber den idealen bemerkbar.

In Abb. 49 ist der Versuch gemacht worden, durch Schätzung der Temperaturen in Anlehnung an das T - S -Diagramm der Abb. 31 den

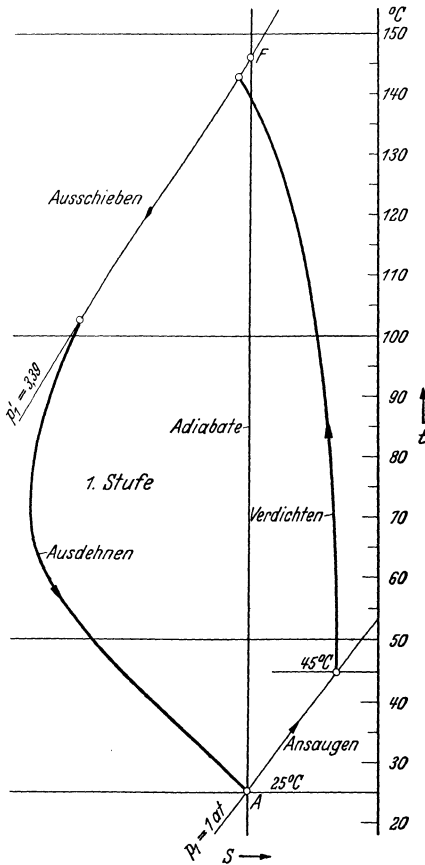


Abb. 49. T - S -Diagramm zum Beispiel 17.

mutmaßlichen Verlauf des Kreisprozesses der 1. Stufe aufzuzeichnen. Die Lufttemperatur sei zu Beginn der Verdichtung infolge Aufheizung 45°C . Die Verdichtungsendtemperatur sei $\approx 145^{\circ}\text{C}$, die Luft kühle sich beim Ausschleiben auf $\approx 105^{\circ}\text{C}$ ab.

VI. Grundsätzliche Bauarten der Kolbenverdichter.

Kleine und mittlere schnelllaufende Maschinen werden stehend ausgeführt, da hierbei die Zugänglichkeit aller Teile am besten und der Platzbedarf am geringsten ist. Die Grenze für stehende Bauart ist unter anderem durch das Gewicht und die Größe der nach oben auszubauenden Teile wie Kolben, Zylinderdeckel usw. gegeben. Größere Verdichter werden grundsätzlich liegend gebaut.

Aus der Vielzahl der möglichen Bauarten seien die wichtigsten und verbreitetsten an Hand sinnbildlicher Darstellungen

wiedergegeben; bauliche Einzelheiten werden im Abschnitt X gebracht.

1. Einstufige Verdichter.

Stehende Bauart wird für kleine und mittlere Leistungen bevorzugt; Vorteil: für die Aufstellung ist nur eine geringe Grundfläche erforderlich. Um bei mittleren Leistungen keine zu großen Zylinderabmessungen zu erhalten, werden diese Maschinen in Mehrzylinderbauart ausgeführt, und zwar als Schnellläufer in Leichtbauweise bis zu 2×4 Zylinder, unmittelbar mit dazwischenliegendem Elektromotor gekuppelt, vergl. Abb. 108.

Bei dieser werden die Kolbenkräfte falls das Druckverhältnis in beiden

bei Hin- und Rückgang ungleich, Stufen gleich groß ist. Will man gleiche Kolbenkräfte erhalten, dann muß entweder das Druckverhältnis ungleich gewählt werden oder der mit I_v bezeichnete Zylinderraum bekommt keine Ventile, sondern er wird mit der Atmosphäre verbunden (Ausgleichsraum).

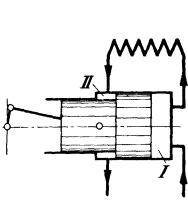


Abb. 53.

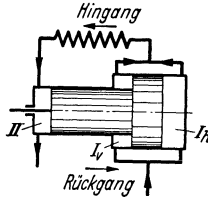


Abb. 54.

Abb. 53 u. 54. Liegende 2stufige Verdichter kleiner und mittlerer Leistung.

Beispiel 18. Es sei für einen zweistufigen Verdichter nach Abbildung 54, also ohne Ausgleich,

für 9 ata Enddruck das Druckverhältnis in beiden Stufen gleich groß mit $\sqrt[3]{9} = 3$ gewählt. Kolbenfläche $F_{1h} = 900 \text{ cm}^2$; Kolbenstangenfläche = 40 cm^2 ; Kolbenfläche $F_2 = 900 : 3 = 300 \text{ cm}^2$; Kolbenfläche $F_{1v} = 900 - 300 - 40 = 560 \text{ cm}^2$.

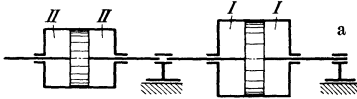


Abb. 55 a u. b. Liegende 2stufige Verdichter großer Leistung.

Überschlagsrechnung zur Bestimmung der größten Kolbenkräfte. Kolben geht nach rechts (Rückgang): $P = 3 \cdot 900 = 2700 \text{ kg}$. Kolben geht nach links (Hingang): $P = 9 \cdot 300 + 3 \cdot 560 = 4380 \text{ kg}$.

Maschinen nach Abb. 53 werden bis zu Liefermengen von $25 \text{ m}^3/\text{min}$ gebaut; die doppelte Liefermenge erhält man durch eine Zwillingsmaschine, die von einer gemeinsamen Kurbelwelle angetrieben wird.

Abb. 55 zeigt die Ausführungsformen für große und größte Leistungen; es werden je ein doppelwirkender Niederdruck- und Hochdruckzylinder hintereinander — a — oder nebeneinander — b — angeordnet. Es kommen

wegen der großen Gewichte nur Schwebekolben in Betracht. Die Vorteile der Ausführung b bestehen in leichterem Ausbau der Kolben und gleichmäßigerem Drehmoment an der Kurbelwelle bei geeigneter Kurbelversetzung.

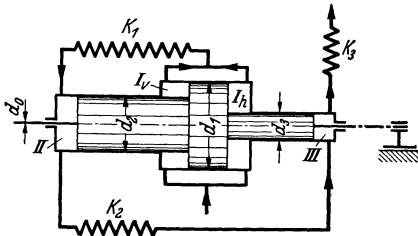


Abb. 56. Liegende 3stufige Verdichter.

3. Dreistufige Verdichter.

Die Bauart nach Abb. 54 ist, trotzdem drei Kolbenflächen vorhanden sind, für dreistufige Verdichtung nicht brauchbar; denn die drei Kolbenflächen lassen sich nicht mit den Stufendrücken, die dem Gesetz der geometrischen Reihe folgen, in Einklang bringen.

Erst durch Hinzufügung einer weiteren Kolbenstufe und Unterteilung der 1. auf zwei Zylinderräume (Abb. 56) entsteht der dreistufige Verdichter in der Bauart des mehrfach-abgesetzten Kolbens.

Wie sich bei gleichem Stufendruckverhältnis die größten Kolbenkräfte bei Hin- und Rückgang verhalten, zeigt

Beispiel 19. Ansaugedruck $p_1 = 1$ ata, Enddruck $p_e = 35$ ata. Liefermenge $35 \text{ m}^3/\text{min}$. λ_H geschätzt $= 0,85$. Hub $s = 600$ mm, Drehzahl $n = 150 \text{ U/min}$. $c_m = 3,0 \text{ m/s}$.

$$\text{Nach Gl. (32) ist } i_1 \cdot F_1 = \frac{35}{30 \cdot 3 \cdot 0,85} = 0,458 \text{ m}^2 = 4580 \text{ cm}^2.$$

Zahlentafel 6.

	Stufe				
	I _v	I _h	II	III	
Ansaugedrucke bei Beginn der Verdichtung ata	1		3,3	10,9	35
Drücke am Ende der Verdichtung ata	3,63		12	38,5	
Druckverhältnis	3,63		3,63	3,63	
Erforderliche nutzbare Kolbenflächen cm ²	4580		1387	420	
Kolbendurchmesser mm	645		435	232	
Tatsächliche nutzbare Kolbenflächen cm ²	4625		1391	423	
	1781	2844			

Die Ansaugedrucke der einzelnen Stufen lassen sich unmittelbar aus Abb. 47 auf der Senkrechten durch $\Delta P = 3,3$ ablesen. Der Kolben werde selbsttragend, also ohne hintere Stange ausgeführt. Der Durchmesser der vorderen Kolbenstange sei $d_0 = 110$ mm; seine Fläche ist $F_0 = 95 \text{ cm}^2$. Die Kolbendurchmesser der einzelnen Stufen werden in folgender Reihenfolge berechnet: Stufe III. $d_3 = 232$ mm. Stufe II. $\pi \cdot d_2^2/4 = 1387 + 95 = 1482 \text{ cm}^2$. $d_2 = 435$ mm. Stufe I. $2 \cdot \pi \cdot d_1^2/4 = 4580 + 1482 + 420 = 6482 \text{ cm}^2$. $d_1 = 645$ mm. In der letzten Zeile der Zahlentafel sind die Werte für die wahren Kolbenflächen eingetragen, wie sie sich durch abgerundeten Kolbendurchmesser ergeben.

Die größten Kolbenstangenkräfte ergeben sich beim Hingang: Zugkraft $P_z = 1 \cdot 95 + 12 \cdot 1391 + 3,63 \cdot 1781 - 1 \cdot 2844 - 10,9 \cdot 423 = 23260 - 7460 = 15800 \text{ kg}$. Rückgang: Druckkraft $P_d = 38,5 \cdot 423 + 3,63 \cdot 2844 - 1 \cdot 1781 - 3,3 \cdot 1391 - 1 \cdot 95 = 26630 - 6470 = 20160 \text{ kg}$. Der Unterschied beider größten Kolbenkräfte beträgt 4360 kg . Sollen diese Kräfte möglichst gleich sein, so kann man das Druckverhältnis der 3. Stufe verringern, muß dafür aber die der ersten beiden vergrößern. Zahlentafel 7 zeigt die Veränderung.

Kolbenkraft beim Hingang: Zugkraft $P_z = 1 \cdot 95 + 14,3 \cdot 1270 + 3,96 \cdot 1772 - 1 \cdot 2784 - 13 \cdot 353 = 17890 \text{ kg}$. Beim Rückgang: Druckkraft $P_d = 38,5 \cdot 353 + 3,96 \cdot 2784 - 1 \cdot 1772 - 3,6 \cdot 1270 - 1 \cdot 95 = 18180 \text{ kg}$. Unterschied nur 290 kg .

Zahlentafel 7.

	Stufe				
	I _v	I _h	II	III	
Ansaugdrücke bei Beginn der Verdichtung p_a	1		3,6	13	35
Drücke am Ende der Verdichtung p_e		3,96	14,3	38,5	
Druckverhältnis		3,96	3,97	2,97	
Erforderliche nutzbare Kolbenflächen cm^2	4580		1272	352	
Kolbendurchmesser mm	632		402	212	
Tatsächliche nutzbare Kolbenflächen cm^2	4556		1270	353	
	1772	2784			

Der Nachteil des ungleichen Druckverhältnisses liegt in der höheren Endtemperatur, der Vorteil im Ausgleich der größten Stangenkräfte; der Leistungsaufwand dürfte in beiden Fällen der gleiche sein.

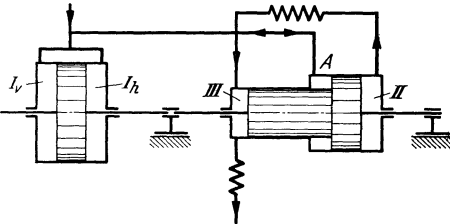


Abb. 57. Liegende 3stufige Verdichter.

Für große Leistungen können zwei Zylinder hintereinander angeordnet werden (Abb. 57); die 1. Stufe wird durch einen doppeltwirkenden Zylinder gebildet; die 2. und 3. Stufe sind in einem Drei-Raum-Zylinder untergebracht, der in seinem

Aufbau der Abb. 54 entspricht; der darin arbeitende Stufenkolben wird wegen der großen Abmessungen als Schwebekolben ausgeführt.

Zwischen Stufe II und III befindet sich der Ausgleichraum A, der mit der Atmosphäre verbunden ist; bei dieser Ausführung können die größten Stangenkräfte bei Hin- und Rückgang gleich groß gemacht werden.

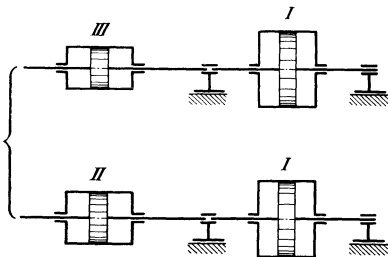


Abb. 58. Liegende 3stufige Verdichter.

Für sehr große Liefermengen wird der Verdichter als Zweikurbelmaschine gebaut, wobei die Antriebsleistungen an beiden Kurbeln gleich groß sind (Abb. 58).

Bei stehender Bauart müssen die Stufen auf mehrere Zylinder verteilt werden, wie auf S. 53 angegeben.

4. Vierstufige Verdichter.

Stehend werden diese vielfach in Zweizylinderbauart ausgeführt (Abb. 59). Über dem Maschinengestell befindet sich der Kühlwasserbehälter; er umgibt die Zylinder; in dem Raum zwischen den Zylindern und dem Behältermantel sind die Kühlerrohrschlangen untergebracht.

Bei liegender Ausführung kommen für Einkurbelmaschinen nicht nur die Bauarten der Abb. 60 und 61 in Betracht, sondern auch noch verschiedene andere Variationen bezüglich der Reihenfolge der Stufenanordnung. Von den vielen Gesichtspunkten, die bei der endgültigen Wahl der Stufenanordnung zu berücksichtigen sind, seien folgende genannt:

1. Gleichheit der größten Kolbenkräfte bei Hin- und Rückgang.
2. Möglichst gleichbleibendes Drehmoment; das gilt insbesondere für Zweikurbelmaschinen, bei der die Kurbelversetzung dementsprechend aus dem Drehkraftdiagramm zu ermitteln ist.
3. Gleiche Leistungsverteilung bei Zweikurbelmaschinen.
4. Gleiches Stufendruckverhältnis.
5. Leichter Ausbau schwerer Stufenkolben.
6. Vermeiden von Stopfbuchsen für hohe Drücke, zum mindesten aber eines großen Dichtungsumfanges, da sonst die Reibung zu groß wird.

Beispiel 20. Es sollen für den in Beispiel 16 und Zahlentafel 5 durchgerechneten Verdichter die Kolbendurchmesser bestimmt werden, wenn zunächst eine Bauart nach Abb. 60 gewählt wird. Kolbenstangendurchmesser sei $d_0 = 100$ mm; Fläche = 78,5 cm². Zahlentafel 8 zeigt das Ergebnis.

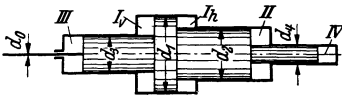


Abb. 60.

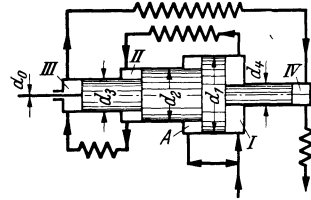


Abb. 61.

Abb. 60 u. 61. Liegende 4stufige Verdichter.

Unter Berücksichtigung der Kolbenstangenfläche wird die größte Kolbenstangenkraft beim Hingang (Zugkraft) $P_z \approx 7580$ kg und beim Rückgang (Druckkraft) $P_d \approx 16040$ kg. Mittelwert $P_m = 11810$; Unterschied ± 4230 kg, bezogen auf Mittelwert.

Um diese ungleiche Kraftwirkung auszugleichen, sei eine Ausführung nach Abb. 61 gewählt; Zahlentafel 9.

Größte Kolbenstangenkraft bei Hingang $P_z \approx 13180$ kg, bei Rückgang $P_d \approx 10470$ kg. Mittelwert $P_m = 11825$ kg. Unterschied ± 1355 kg, bezogen auf den Mittelwert; der Unterschied der Kräfte ist bei Ausführung nach Abb. 61 bedeutend kleiner als bei Abb. 60. Dafür ist der Mittelwert größer geworden, da infolge des Wegfalls der 1. Teilstufe der Kolbendurchmesser größer geworden ist.

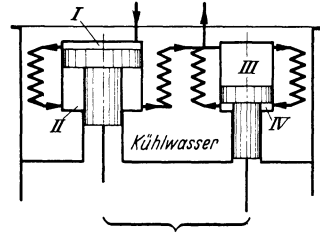


Abb. 59. Stehender 4stufiger Verdichter.

Zahlentafel 8.

	Stufe				
	I _p	I _h	II	III	IV
Ansaugdrücke bei Beginn der Verdichtung ata	1,0		3,08	9,49	29,2
Drücke am Ende der Verdichtung ata . . .	3,39		10,44	32,14	99,0
Erforderliche nutzbare Kolbenflächen cm ² . . .	2440		792	257,2	83,5
Kolbendurchmesser mm	482		335	208	105
Tatsächliche nutzbare Kolbenflächen cm ² . . .	1485	944	795	261	86,6
		2429			
Kolbenkräfte bei Hingang kg	+ 3,39 · 1485 = + 5090	- 1 · 944 = - 944	- 3,08 · 795 = - 2450	+ 32,14 · 261 = + 8390	- 29,2 · 86,6 = - 2530
Kolbenkräfte bei Rückgang kg	- 1 · 1485 = - 1485	+ 3,39 · 944 = + 3200	+ 10,44 · 795 = + 8300	- 9,49 · 261 = - 2480	+ 99 · 86,6 = + 8580

Zahlentafel 9.

	Stufe				Ausgleich + Kolbenstange
	I	II	III	IV	
Kolbendurchmesser mm	568	380	208	105	—
Tatsächliche nutzbare Kolbenfläche cm ² . . .	2447	794	261	86,6	1400 + 78
Kolbenkräfte bei Hingang kg	- 1 · 2447 = - 2447	+ 10,44 · 794 = + 8290	+ 32,14 · 261 = + 8390	- 29,2 · 86,6 = - 2530	+ 1 · 1478 = + 1478
Kolbenkräfte bei Rückgang kg	+ 3,39 · 2447 = + 8290	- 3,08 · 794 = - 2450	- 9,49 · 261 = - 2480	+ 99 · 86,6 = + 8580	- 1 · 1478 = - 1478

Vollkommener Ausgleich ließe sich erzielen, wenn das Druckstufenverhältnis einer Stufe abgeändert würde.

Die Bauart nach Abb. 61 hat gegenüber der nach Abb. 60 den Vorteil, daß zum Herausziehen des Kolbens nur der Zylinder der Stufe 4 abzunehmen ist.

Im übrigen braucht der Ausgleichraum *A* nicht an der in Abb. 61 eingezeichneten Stelle zu liegen; er kann an die Stelle der Stufe III rücken; dann sind die Stufenräume in der Reihenfolge von links nach rechts: *A*, III, II, I und IV. Eine Maschine derartiger Bauart hat Fröhlich [4] untersucht. Der Verdichter saugte NH_3 -Synthese-Gas von 10 atü an und verdichtete es auf 250 bis 300 atü.

Bei großen Leistungen muß die Unterteilung auf zwei Kurbeln vorgenommen werden, z. B. nach Abb. 62. Hierbei ist der Ausgleichraum *A.R.* mit dem Saugstutzen der 3. Stufe verbunden; die Aufteilung der 3. und 4. Stufe erfolgt also in einem Drei-Raum, ähnlich Abb. 54, wobei, wie auf S. 54 ausgeführt, die eine Kolbenfläche nicht zum Verdichten, sondern zum Kräfteausgleich herangezogen wird. Für die 1. und 2. Stufe kann dieses durch ungleichmäßiges Druckverhältnis erreicht werden.

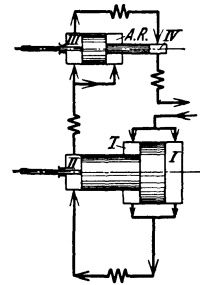


Abb. 62. Liegende 4stufige Verdichter. (Aus Döbel [13; Bd. 2].)

5. Fünfstufige Verdichter.

Für einachsige Bauart wird meist die Anordnung nach Abb. 63 angewandt. Sie ergibt kurze Leitungen zwischen der 2. und 3. Stufe und zwischen der 4. und 5. Jedoch sind größere Pufferräume zur Aufnahme der Gase aus der 2. bzw. 4. Stufe erforderlich, da die 3. und 5. Stufe das ausgeschobene Gas nicht sofort aufnehmen kann. Die Anordnung verlangt nur eine Stopfbuchse an der 3. Stufe.

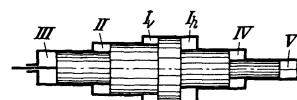


Abb. 63. Liegender 5stufiger Verdichter.

Zweiachsige führt z. B. die DEMAG die Maschine so aus, daß die 1. bis 3. Stufe auf einer Seite nach dem Schema der Abb. 56 untergebracht ist, während die andere Seite bei kleinerem Hub die 4. und 5. Stufe und den Ausgleichraum *A* trägt (Abb. 129).

6. Sechsstufige Verdichter.

In ähnlicher Weise ist die Unterbringung der Stufen bei einem größeren zweiachsigen Verdichter von Rheinemetal-Borsig durchgeführt (Abb. 132). Die Niederdruckseite umfaßt die Stufen I, II und III, entsprechend Abb. 57, die Hochdruckseite die Stufen IV, V, VI und den Ausgleichraum *A*, der mit der 5. Stufe verbunden ist.

Durch die Aufteilung in Niederdruck- und Hochdruckseite ist die Rohrleitungsführung zwischen den beiden Maschinenseiten einfach, vergleiche dagegen die Ausführungsart nach Abb. 64. Da bei den Hochdruckstufen eher mit Betriebsstörungen zu rechnen ist, kann die Verlegung dieser auf eine Seite zweckmäßig sein; man braucht dann nicht die schweren Niederdruckkolben auszubauen.

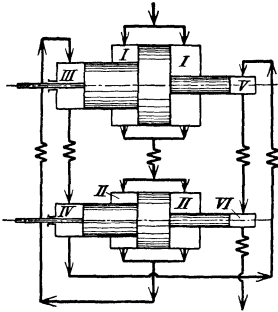


Abb. 64. Liegender 6stufiger Verdichter. (Aus Dubbel [13; Bd. 2].)

Im Gegensatz dazu steht die Anordnung nach Abb. 64, bei der die Stufen wechselseitig auf beide Zylinderachsen verteilt sind. Derartige Maschinen werden häufig zur Erzeugung von Druckluft von 200 bis 300 at gebaut. Das Stufendruckverhältnis und die Verdichtungs- endtemperatur sind dabei sehr niedrig.

VII. Steuerungen der Kolbenverdichter.

Die Steuerungen haben die Aufgabe, den rechtzeitigen und sicheren Ein- und Austritt der Gase zu erzwingen. In den meisten Fällen verwendet man selbsttätige Ventile, und zwar in der Bauart der Ringventile mit ebenen Platten.

1. Selbsttätige Ventile.

a) Allgemeine Grundlagen.

In ihrem grundsätzlichen Aufbau unterscheiden sich die von verschiedenen Fabriken gebauten Ringventile nicht voneinander. Jedes Ringventil besteht aus folgenden Hauptteilen:

Ventilsitz mit erhabenen, geschliffenen Dichtflächen; Werkstoff hochwertiges Gußeisen mit besonders dichtem Gefüge in den Dichtflächen, damit die Schlagarbeit der Ventilplatte und die mit großer Geschwindigkeit vorbeiströmenden Gase den Werkstoff nicht zu schnell zerstören. Für hohe Drücke wird der Ventilsitz aus Stahl geschmiedet.

Ventilplatte mit geschliffenen Oberflächen, als Abschlußkörper, aus bestem Stahl von großer Zähigkeit und Widerstandskraft gegen Schlagwirkung; meist legierter Stahl, z. B. Chrom-Nickel-Stahl.

Die Masse der Ventilplatte soll möglichst gering sein, vor allem bei schnellaufenden Maschinen, damit einerseits die zur Einleitung der Ventilbewegung beim Öffnen erforderlichen Unter- bzw. Überdruckkräfte klein werden; diese Kräfte stellen Verluste dar. Andererseits wird auch die Schlagarbeit beim Auftreffen der Platte auf den Ventilsitz und den Hubfänger gering.

Die erforderliche Stärke der Platte, meist 0,8 bis 4 mm, richtet sich nach dem auf ihr lastenden Druck und der Stärke der zu erwartenden Schlagarbeit. Die Ventilplatten sollten nicht gestanzt werden, da sich die Werkstoffspannungen im Betriebe auslösen; derartige Platten verziehen sich leicht, werden undicht und reißen am Rande ein.

Belastungsfeder, aus bestem Federstahl. Die Betriebssicherheit des Verdichters hängt im wesentlichen von der Güte und Verarbeitung des Werkstoffes der Platten und Belastungsfedern ab. Die Federn haben folgende Aufgaben zu erfüllen: Schneller und sicherer Abschluß des Ventils, damit die Verdichtung bzw. Ausdehnung des Gases rechtzeitig einsetzen kann. Abfangen der vom strömenden Gas aufgestoßenen Ventilplatte, damit diese mit geringerer Gewalt auf den Hubfänger auftritt. Inwieweit dies möglich ist, hängt von der Charakteristik der Federkräfte ab.

Die Zwischenräume zwischen den einzelnen Windungen sollten so bemessen sein, daß die Federgänge bei größtem Plattenhub nicht auf einander schlagen können; bei den äußersten Federgängen, die durch Abschleifen und gleichzeitiges Umlegen eben sein müssen, läßt sich das nicht erreichen.

Eine zu große Federkraft führt zu Kraftverlusten beim Öffnen; ist die Federkraft zu gering, so neigen die Platten zum Flattern. Sie springen nach dem ersten Aufsetzen auf den Ventilsitz wieder von diesem ab und lassen das Gas zurückströmen, wodurch die Liefermenge wie bei einem undicht gewordenen Ventil herabgesetzt wird.

Der Hubfänger, meist aus Gußeisen hergestellt, dient zur Unterbringung der Belastungsfedern und vielfach auch zur Führung der Ventilplatte. Seine Hauptaufgabe besteht im Abfangen der Ventilplatte, also zur Hubbegrenzung. Diese ist bei Verwendung mehrerer Ventile, in Gruppen für eine Zylinderseite, unbedingt erforderlich; denn es ist unmöglich zu erreichen, daß bei der unvermeidlichen Ungleichheit der Federcharakteristik und der Reibungswiderstände an den Plattenführungen alle Ventilplatten einer Gruppe genau gleiche Bewegungen ausführen, also gleichen Hub haben. Vielmehr wird dasjenige Ventil am weitesten aufgestoßen, das den kleinsten Widerstand bietet.

Da die Ventilplatten im Verdichterbau in allen möglichen Ebenen arbeiten müssen, ist ihrer reibungsfreien und sicheren Führung besondere Aufmerksamkeit zu schenken. Das Durchmesserspiel zwischen Führung und Platte sei $> 0,2$ und $< 1,0$ mm, je nach Größe der Platte.

b) Berechnung der Ventile.

Abb. 65 zeigt den grundsätzlichen Aufbau eines selbsttätigen Ringventils mit 2 konzentrischen Ventilplatten.

Bezeichnungen.

f_v = Durchgangsfläche im Ventilsitz (Sitzfläche) in cm^2 .

B = Breite der ringförmigen Ausflußstelle im Ventilsitz in cm.

c_v = Gasgeschwindigkeit im Ventilsitz (Sitzgeschwindigkeit) in m/s.

f_s = Durchgangsfläche im Ventilspalt (Spaltfläche) in cm^2 .

c_s = Gasgeschwindigkeit im Ventilspalt (Spaltgeschwindigkeit) in m/s.

h = Ventilhub in cm.

F = Wirksame Kolbenfläche in cm^2 .

c_m = mittlere Kolbengeschwindigkeit in m/s.

x = Öffnungsverhältnis des Ventils = $\frac{\text{größte Spaltfläche}}{\text{Sitzfläche}}$ bei größtem Ventilhub.

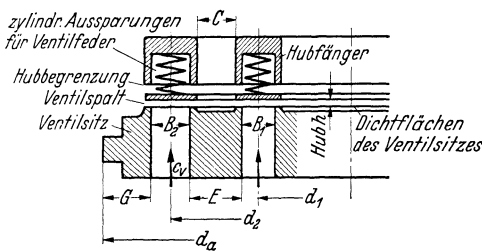


Abb. 65. Ringventil mit 2 Ringen.

Unter Vernachlässigung der Versteifungsgruppen¹ im Ventilsitz ist die Sitzfläche $f_v = \pi \cdot \sum B \cdot d$; in Abb. 65 ist $\sum B \cdot d = B_1 \cdot d_1 + B_2 \cdot d_2$. Größte Spaltfläche $f_{s \max} = 2 \cdot \pi \cdot h_{\max} \cdot \sum d$. Öffnungsverhältnis des einzelnen Ringes $x = \frac{2 h_{\max}}{B}$ und $h_{\max} = 0,5 \cdot x \cdot B$.

Die Berechnung der Ventilabmessungen (Sitzfläche) erfolgt bei den Saugventilen, die fast während des ganzen Saughubes geöffnet sind, nach der Gleichung der Stetigkeit der Gasströmung. Bezogen auf die mittleren Geschwindigkeiten ist

$$f_v = F \cdot \frac{c_m}{c_v}. \quad (38)$$

Mit Rücksicht auf die Druckverluste im Ventilsitz wählt man $c_v < 40$ m/s und zwar bei

Gebäsen $c_v = 20 \div 25$, da bei diesen Maschinen der Druckverlust auf den Leistungsbedarf starken Einfluß hat. Bei Drücken bis zu

at	15	50	200	500	> 500
sei $c_v =$	35 ... 25	25 ... 20	20 ... 15	15 ... 12	< 12 m/s.

Für schnellaufende Maschinen sind niedrigere Werte zu nehmen. Je größer die Dichte des Gases ist, um so geringer sollte c_v sein. Im Ventilspalt muß die rechnungsmäßige Gasgeschwindigkeit $c_s > c_v$ sein, da sonst der Hub der Platte zu groß wird und der Abschluß des Ventils nicht rechtzeitig erfolgt. Man macht $x = 0,3$ bei Schnellauf bis $x = 0,7$ bei Langsamlauf. Ist z. B. $B = 1,0$ cm, so wird $h_{\max} = 0,5 \cdot x \cdot B = x \cdot 0,5$ cm; also $h_{\max} = 0,15$ bis $0,35$ cm.

¹ Aus Gründen der einfacheren Rechnung soll für die Berechnung von f_v die Verkleinerung der Durchgangsfläche infolge der Rippen, die etwa 10 bis 13 vH je nach Bauart ausmacht, vernachlässigt werden. Die rechnerische Gasgeschwindigkeit c_v im Ventilsitz würde daher entsprechend größer sein.

Damit das Gas beim Durchströmen durch den zwischen den Ventilplatten gelegenen Ringspalt und die Öffnungen im Hubfänger nicht zu stark gedrosselt wird, ist $C \approx 1,2 B$ zu machen.

Die Breite der Dichtleisten a richtet sich nach der Größe des auf der Platte ruhenden Druckes und nach dem Werkstoff; meist ist $a = 1,0$ bis $2,5$ mm.

Bei den Druckventilen sind die Strömungs- und Bewegungsverhältnisse etwas andere, da hier die Platte je nach dem Druckverhältnis nur $\approx \frac{1}{2}$ bis $\frac{1}{3}$ des Druckhubes geöffnet ist. Die durchströmende Gasmenge ist entsprechend geringer, die Zeit zum Durchströmen jedoch ebenfalls und die Dichte des Gases, mithin die Druckverluste, größer. Im allgemeinen macht man die Größe und Anzahl der Druckventile gleich der der Saugventile.

In besonderen Fällen jedoch, in denen es auf die Höhe der Druckverluste in den Druckventilen nicht ankommt, oder in denen es baulich nicht möglich ist, die erwünschte Zahl von Ventilen unterzubringen, wird die Anzahl der Druckventile kleiner als die der Saugventile gemacht.

Der Werkstoff der Druckventilplatten und Federn ist durch die dauernde Beheizung infolge des heißen Gasstromes ungünstig beansprucht; die Druckventile sollten so angeordnet sein, daß eine Wärmeableitung durch die kühlere Ansaugluft möglich ist.

Die Stärke der Ringplatten hängt vom Werkstoff, der Breite B und dem auf ihnen lastenden Druck ab^1 .

c) Bewegungsverhältnisse der Ventilplatten.

Lanzendörfer [II]² hat die Strömungsvorgänge und Bewegungsverhältnisse eines Druckventils eines stehenden Verdichters untersucht; Hub 100 mm, Kolbendurchmesser 127 mm; Drehzahl bis 600 U/min; $f_v = 22 \text{ cm}^2$; $F = 127 \text{ cm}^2$.

Es sei vorweg bemerkt, daß eine weitgehende Verwendung der im folgenden kurz wiedergegebenen Versuchsergebnisse für die Berechnung von Ventilen deshalb nicht möglich ist, weil die Gasgeschwindigkeit im Ventilsitz auch bei höchster Drehzahl sehr gering war, nämlich $c_v \approx 10 \text{ m/s}$. Außerdem war kein Hubfänger vorhanden, sondern der auf die Ventilplatte wirkende Strömungsdruck wurde durch die Belastungsfedern aufgenommen; die Ventilplatte befand sich also bei h_{\max} in der Schwebe, ein Zustand, der bei den meisten Ventilen im Betriebe nicht auftritt.

Abb. 66 zeigt den Verlauf der statischen Drücke p_1 im Zylinder und p_2 hinter dem Druckventil. Die Ventilplatte erhebt sich vom Sitz, sobald $p_1 > p_2$ geworden ist. Das Ventil schließt erst nach Erreichung des Totpunktes, diese Erscheinung wird Schlußverspätung genannt. Sie

¹ Über die Festigkeitsrechnung von Ventilplatten und Ventilsitz siehe Röt-scher: Die Maschinenelemente Bd. I S. 433. Berlin: Julius Springer 1927.

² Die Abb. 66, 67 und 68 sind der Arbeit von Lanzendörfer entnommen und teilweise durch weitere Zusätze ergänzt.

soll möglichst klein sein, ihre Größe hängt von der gewählten Belastungsfeder ab. Lanzendörfer kommt zu folgenden Überlegungen:

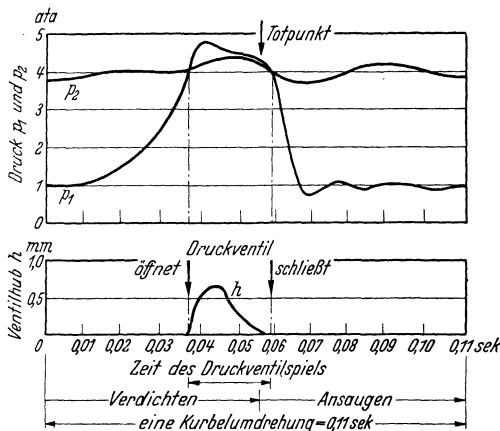


Abb. 66. Ergebnisse des Versuchs von Lanzendörfer an einem Druckventil. Drehzahl 550 U/min. Belastungsfeder III. p_1 Druck im Zylinder; p_2 Druck hinter dem Druckventil.

wieder in den Zylinder zurückströmende Druckluft bedingt eine flachere Rückexpansion und vermindert damit die Ansaugmenge.

Aus den Abb. 67 und 68 folgt die Abhängigkeit von h_{\max} von den verschiedenen Betriebsbedingungen: Drehzahl und Gegendruck.

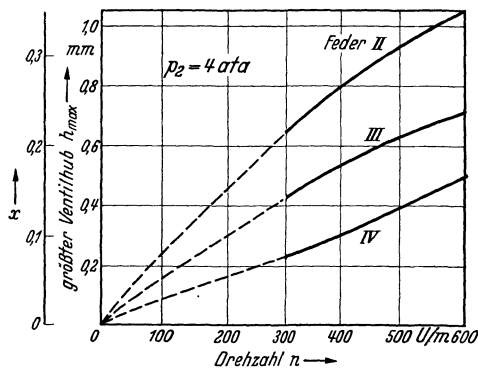


Abb. 67. Größter Ventilhub h_{\max} in Abhängigkeit der Drehzahl und der Federkräfte bei gleichbleibendem Druck p_2 hinter dem Druckventil.

Werte sind bei großen Drücken und hohen Drehzahlen zu nehmen. Bei geschlossenem Ventil sei die Belastung 0,6 bis 0,8 dieser Werte, so daß eine steile Federcharakteristik entsteht¹.

Das Druckventil wird bei einer Verspätung seines Schlusses sofort nach Kolbenumkehr von dem durch steile Rückexpansion im Zylinder schnell anwachsenden Druckunterschied und durch die rückströmende, verdichtete Luft erfaßt und gewaltsam zuwerfen.

Ein verspäteter Schluß des Druckventils bedingt besonders hartes, schlagartiges Aufsetzen des Ventilringes auf den Sitz, das um so heftiger erfolgt, je größer beim Schließen der Druckunterschied und damit die Ventilgeschwindigkeit geworden ist. Außer der Zerstörungswirkung dieser Ventilschläge zeigt sich noch ein anderer Nachteil der Schlußverspätung: Die durch das zu lange geöffnete Druckventil

günstige Arbeitsweise der Ventile, aber geringe Druckverluste und geringe Schlagarbeit, zu erhalten, müßte man den sich verändernden Betriebsbedingungen entsprechend die Federkräfte verändern. In der Praxis hilft man sich durch Ausschuchen einer geeigneten Feder. Für die Vorausberechnung der Federkräfte kann man davon ausgehen, die Federkraft P_F auf die Sitzfläche f_r zu beziehen. Es sei bei ganz geöffnetem Ventil $P_{F \max} = f_v = 0,05$ bis $0,25 \text{ kg/cm}^2$; die höheren

¹ Festigkeitsrechnung der Federn siehe Eusslin: Z. Maschinenbau — Der Betrieb 1931 Heft 15 S. 496. — Göhner: Z. VDI 1932 Nr. 11 S. 269. — Wunderlich: Z. VDI 1936 Nr. 25 S. 787.

Fehlerhafte Ventilbewegung kann durch Verkokung schlechten Zylinderöls oder durch Übersmierung entstehen; die Ventilplatten bleiben am Hubfänger kurze Zeit kleben, schließen zu spät und werden mit Schlag geschlossen; was mit dem Gehör wahrzunehmen ist; außerdem kann man es im Diagramm an einer Hakenbildung erkennen. Ferner kann ein Ventilschlag entstehen, wenn sich infolge schlechter Ausführung oder Anordnung Ölnester am Ventil bilden, derart, daß das sich fortlaufend ansammelnde Öl — beim Einlaufen der Maschine — nicht fortgeblasen wird, sondern sich zwischen Hubfänger und Ventilplatte fängt; dann tritt das oben erwähnte Klebenbleiben auf. Das Schlagen kann auch auf gebrochene Ventildedern zurückzuführen sein; eine gebrochene Feder kann auch zur Zerstörung der Laufflächen führen, wenn die Bruchstücke in den Zylinder fallen.

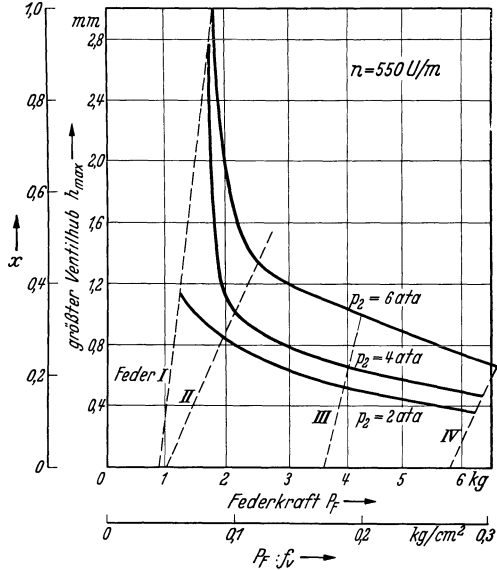


Abb. 68. Größter Ventilhub h_{\max} in Abhängigkeit der Federkräfte P_F und dem Druck p_2 hinter dem Druckventil bei gleichbleibender Drehzahl.

d) Konstruktive Einzelheiten mit Rücksicht auf den Einbaudurchmesser.

Bei normal gebauten Ventilen für mittlere und höhere Drücke nach Abb. 65 wählt man, falls $f_v > 10 \text{ cm}^2$ ist, $B = 0,7$ bis $1,1 \text{ cm}$; dabei ist zu beachten, daß mit zunehmendem Wert für B auch h_{\max} größer werden muß, wenn gleiche Drosselverluste im Ventilspalt vorausgesetzt sind; diese Drosselverluste können dem Öffnungsverhältnis x verhältnisgleich gesetzt werden.

Für Gebläseventile wählt man B bis $1,5 \text{ cm}$, da hier die die Ventilplatte beanspruchenden Drücke niedriger sind. Je größer nämlich B gemacht wird, um so stärker und schwerer fällt die Ringplatte aus.

Häufig wird bei mehrringigen Ventilen nach Abb. 72 B nach außen zunehmend größer, z. B. $B_1 = 0,8$; $B_2 = 0,9$; $B_3 = 1,0 \text{ cm}$; aus konstruktiven Gründen ist aber h_{\max} für alle Ringe gleich groß.

Sollen die Ventile möglichst gedrängt gebaut werden, so muß der Einbaudurchmesser d_a (Abb. 65) möglichst klein sein. Die Wahl von d_1

hängt meist von der Stärke der in Ventilmitte unterzubringenden Schraube ab.

Unter der Voraussetzung, daß $B_1 = B_2 = B_3 = B$ ist, kann in Anlehnung an Abb. 65 der Einbaudurchmesser d_a geschätzt werden.

$d_a = d_1 + (z - 1)(2B + 2E) + B + 2G$; worin $z =$ Zahl der Ringe.

$d_2 = d_1 + 2B + 2E$; $d_3 = d_2 + 2B + 2E$, usw., $d_1, d_2, d_3 \dots$ bilden eine arithmetische Reihe.

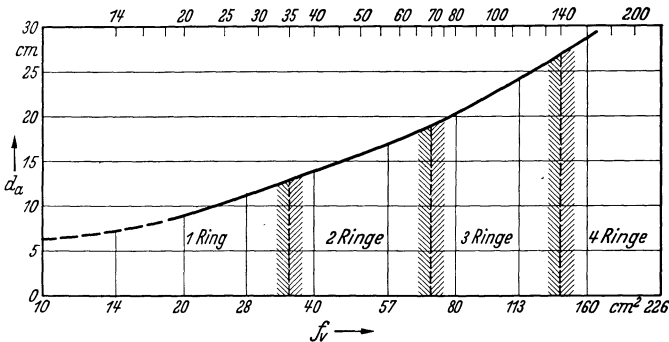


Abb. 69. Einbaudurchmesser d_a für Ringventile in Abhängigkeit von f_r und der Ringzahl.

Erfahrungswerte:

$E : B = 1,8$ bis $2,6$; die niedrigeren Werte lassen sich bei Ventildrücken nach Abb. 71 erreichen; bei Ausführungen nach Abb. 72 erhält man die oberen Werte.

$G : B = 2,2$ bis $2,4$.

Im folgenden gilt für $E : B = 2$ und $G : B = 2,3$

für $z = 1$. $d_a = d_1 + 5,6 \cdot B$; $z = 2$. $d_a = d_1 + 11,6 \cdot B$

$z = 3$. $d_a = d_1 + 17,6 \cdot B$; $z = 4$. $d_a = d_1 + 23,6 \cdot B$.

In den folgenden Zahlentafeln sind Konstruktionswerte zusammengestellt; dabei ist naturgemäß d_1 für das einringige Ventil kleiner zu wählen.

Zahlentafel 10. Abmessungen für Ringventile.

B cm	Ein Ring $z = 1$			Zwei Ringe $z = 2$				Drei Ringe $z = 3$				
	d_1 cm	d_2 cm	f_r cm ²	d_1 cm	d_2 cm	d_a cm	f_r cm ²	d_1 cm	d_2 cm	d_3 cm	d_a cm	f_r cm ²
0,7	4,5	8,4	18,5	6,5	10,7	14,6	38	80	122	164	203	80
0,8	4,8	9,3	23,5	6,8	11,6	16,1	46	84	132	180	225	100
0,9	5,2	10,2	29	7,0	12,4	17,4	55	88	142	196	246	120
1,0	5,5	11,1	35	7,2	13,2	18,8	64	92	152	212	268	143
1,1	5,8	12,0	41,5	7,5	14,1	20,3	75	96	162	228	290	168
$d_a =$	$d_1 + 5,6 \cdot B$			$d_1 + 11,6 \cdot B$				$d_1 + 17,6 \cdot B$				

Eine Übersicht über die ungefähr erreichbaren Einbaudurchmesser d_a in Abhängigkeit von f_r und der Ringzahl gibt Abb. 69.

Beschränkt man sich in der Zahl der durchkonstruierten Ventile auf ein Mindestmaß von 10, deren Größe in einer geometrischen Reihe mit dem Stufensprung $\sqrt[3]{2} \approx 1,4$ liegt, so kann das ganze Gebiet der gesamten erforderlichen Sitzflächen von 10 bis 600 cm² erfaßt werden (Abb. 70). Soll z. B. für eine gesamte Sitzfläche von 80 cm² die Aufteilung in Gruppenventile durchgeführt werden, so wäre zu nehmen: 4 Ventile von je 20, oder 3 Ventile von je 28, oder 2 Ventile von je 40 oder schließlich 1 Ventil von 80 cm²; die Zahl und Größe richtet sich

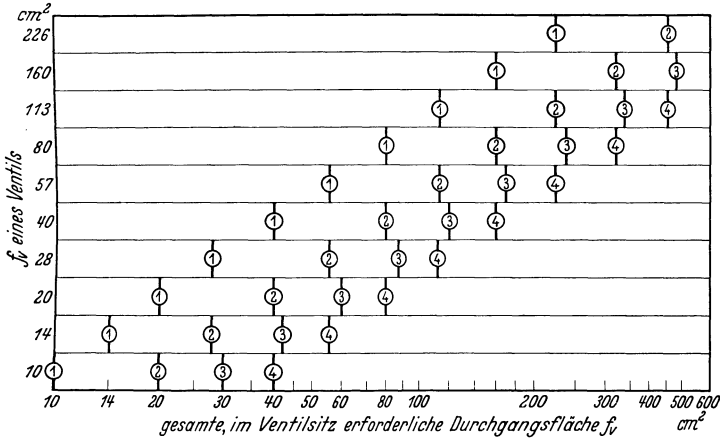


Abb. 70. Aufteilung der gesamten im Ventil Sitz erforderlichen Durchgangsfläche.

nach dem zur Verfügung stehenden Raum und den sonstigen Einbaumöglichkeiten, wobei der Einbaudurchmesser nach Abb. 69 geschätzt werden kann.

Beispiel 21. Es sollen für den in Beispiel 20 und Zahlentafel 9 durchgerechneten vierstufigen Verdichter die Abmessungen der Ventile bestimmt werden unter der Annahme, daß die in Abb. 69 und 70 angegebenen Ventilgrößen vorhanden sind.

Zahlentafel 11.

	Stufe				
	I	II	III	IV	
Tatsächliche nutzbare Kolbenfläche cm ²	2447	794	261	86,6	
Saugventile	Anzahl und Größe cm ²	3 · 113	2 · 40	1 · 28	1 · 14
		c_v	23	32	30
Druckventile	Anzahl und Größe cm ²	2 · 113	2 · 40	1 · 28	1 · 14
		c_v	35	32	30
Einbaudurchmesser d_a nach Abb. 69 cm	≈ 23,8	≈ 14,5	≈ 11,5	≈ 7,5	

Die mittlere Kolbengeschwindigkeit ist $c_m = 0,75 \cdot 130/30 = 3,25$ m/s. Das Ergebnis der Rechnung zeigt Zahlentafel 11. Für die Stufe I sind nur 2 Druckventile gewählt, da sich mehr als im ganzen 5 Ventile am Umfang der Zylinderbohrung von $d_1 = 568$ mm bei einem Einbaudurchmesser $d_a \approx 238$ mm nicht unterbringen lassen. Es wäre zu untersuchen, ob bei Stufe III statt je eines Ventils von 28 cm^2 dafür 2 von je 14 cm^2 für Saug- und Druckseite angeordnet werden können.

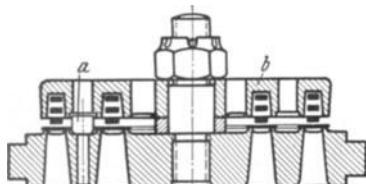


Abb. 71. Ringventil mit 2 Ringen. (Aus Dubbel [13; Bd. 2].)

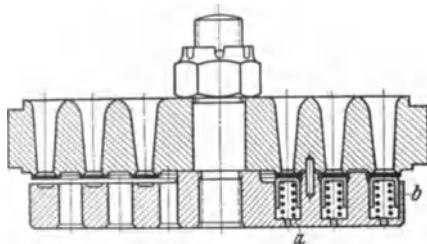
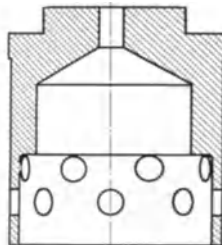


Abb. 72.
Ringventil mit
3 Ringen.
Bauart
Rheinmetall-Borsig.

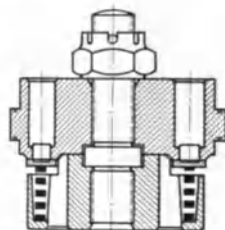
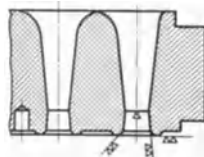


Abb. 73. Hochdruck-Ringventil
mit einem Ring.
Bauart Rheinmetall-Borsig.

e) Ausführung der Ventile.

Abb. 71, Ventil mit zwei Ringen für mittlere Drücke; die beiden Ventilplatten werden durch Stifte *a* geführt. Zwei große Belastungsfedern liegen in den Ringnuten des Hubfängers.

Abb. 72. Die drei Ventilplatten werden durch kleine Schraubenfedern *a* belastet, die in zylindrischen Aussparungen des Hubfängers sitzen und mittels kleiner Näpfe *b* auf die Platten drücken; dadurch wird deren Oberfläche geschont.

Abb. 73. Hochdruckventil für 250 atü , Sitzfläche 13 cm^2 . Hubfänger ebenfalls aus Stahl. Abdichtung im Zylinderkopf durch schmale Kupfer-

scheiben oder durch Aufschleifen. Befestigung durch stählerne Glocke, die entsprechende Durchtrittslöcher hat, und Mittelschraube.

Abb. 74. Bei großen Gebläseventilen werden die mehrringigen Ventilplatten aus einem Stück hergestellt; Führung vom Mittelbolzen aus.

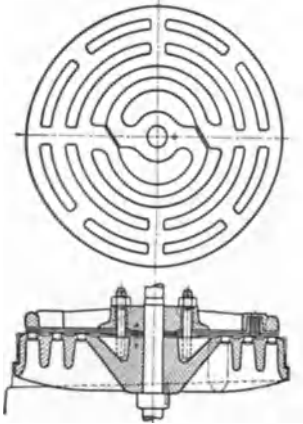


Abb. 74. Gebläseventil mit 3 Ringen. (Aus Dubbel [13; Bd. 2].)

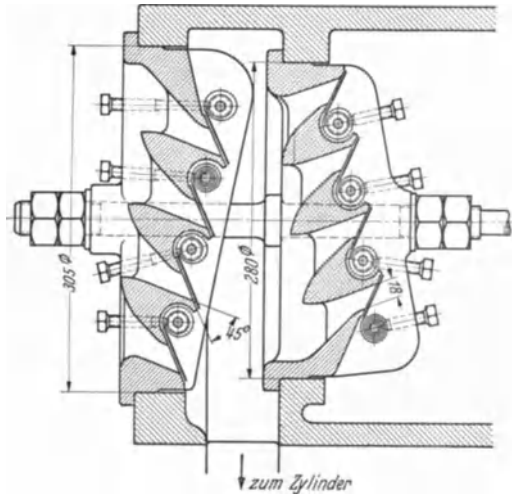


Abb. 75. Ventil mit Gutermuth-Klappen. (Nach Ostertag [1].)

f) Selbsttätige Ventile besonderer Bauart.

Klappen aus gewickeltem Stahl- oder Bronzeblech von 1,0 bis 1,5 mm Stärke nach Gutermuth (Abb. 75). Diese Ausführungsart ist vielfach für Gebläse, also bei niedrigem Druck, benutzt worden. Die düsenförmige Ausbildung der Zuflußkanäle der Ventilsitze ergibt einen kleinen Strömungswiderstand; der schädliche Raum dürfte verhältnismäßig groß ausfallen, was jedoch bei niedrigem Druckverhältnis ohne Bedeutung ist.



Abb. 76. Streifenventil. (Aus Ostertag [1].)

Streifenventile (Abb. 76) werden für große Ventilabmessungen und niedrige Drücke gebaut. Die dünnen, fast masselosen Stahlblechstreifen biegen sich unter dem Strömungsdruck leicht durch und legen sich gegen die bogenförmigen Anlageflächen des Hubfängers. In neuerer Zeit werden diese Streifenventile als Saugventile in die Kolben schnellaufender Verdichter eingebaut, siehe Abb. 99 und 114.

2. Zwangläufige Steuerungen.

Bei einer Zwanglauf-Steuerung wird der Zylinderraum durch einen Schieber abwechselnd mit dem Saugstutzen und Druckstutzen verbunden. Die im Diagramm Abb. 24 für jedes Druckverhältnis festliegenden beiden Steuerpunkte sind: Abschluß des Zylinderraumes vom Saugstutzen und Abschluß des Zylinderraumes vom Druckstutzen. Die Lage der beiden anderen Steuerpunkte: Verbindung des Zylinderraumes mit Saug- bzw. Druckstutzen, sind von der Ausdehnungsstrecke a_1 (oder a'_1) und dem Druck im Druckstutzen abhängig. Eine reine Zwanglaufsteuerung kann daher nur für die ersten beiden Steuerpunkte richtig arbeiten. Für die Öffnung zum Saugstutzen wird die Steuerung so entworfen, daß die Kanalquerschnitte erst dann freigegeben werden, wenn der größte Teil der Ausdehnungsstrecke a_1 vom Kolben bereits zurückgelegt ist; wird diese Verbindung zu spät freigegeben, dann tritt im Zylinder ein Unterdruck auf, der einen Kraftverlust darstellt; dies verträgt sich nicht mit dem Grundgedanken der Zwanglauf-Steuerung: rechtzeitiges Freigeben großer Querschnitte, um die bei selbsttätigen Ventilen unvermeidlichen Drosselverluste möglichst zu verringern. Andererseits entstehen bei der zwangläufigen Steuerung durch den Antrieb mechanische Reibungsverluste. Nur wenn diese kleiner ausfallen als die Drosselverluste einer sonst gleich gebauten Maschine mit selbsttätigen Ventilen, ist die Anwendungsmöglichkeit der Zwangsteuerung gegeben.

Die Verbindung mit dem Druckstutzen wird vorzeitig durch den Schieber und rechtzeitig durch ein selbsttätiges Druckventil herbeigeführt.

a) Kolbenschieber

nach Köster, ausgeführt von FMA; siehe deren „Taschenbuch für Druckluftbetrieb“. Berlin: Julius Springer.

b) Flachschieber

(Abb. 77), meist nur für Vakuumpumpen benutzt.

Zur Erzielung eines nennenswerten Unterdruckes kann ein mit normalen Ventilen ausgerüsteter Verdichter nicht benutzt werden, da bei lang verlaufender Ausdehnung der Gase aus dem schädlichen Raum das Saugventil sehr spät und wegen des hohen Druckverhältnisses das Druckventil überhaupt nicht öffnen würde; ist doch das Druckverhältnis bei einer Luftleere von 0,1 ata theoretisch 10.

Bei Benutzung eines Flachschiebers können durch einen eingegossenen Kanal u (Abb. 77) beide Zylinderseiten etwa im Totpunkt miteinander verbunden werden, so daß ein Druckausgleich eintritt. Dadurch fällt die nachteilige Ausdehnung des Gases bis auf den Ansaugedruck fort; der Ausgleichdruck ist nur wenig größer als der Ansaugedruck.

Die beiden Öffnungen $a-a$ des Schieberspiegels stehen durch weite Kanäle mit den beiden Zylinderseiten in Verbindung. In der gezeichneten Mittellage des Schiebers ist die innere Überdeckung i größer als

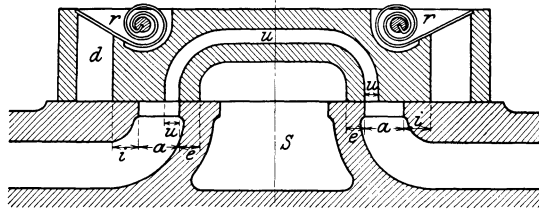


Abb. 77. Flachschieber. (Aus Ostertag [1].)

die äußere e . Die verdichtete Luft wird durch die Druckkanäle $d-d$ und die Rückschlagklappen $r-r$ in den Schieberkasten geleitet. Die

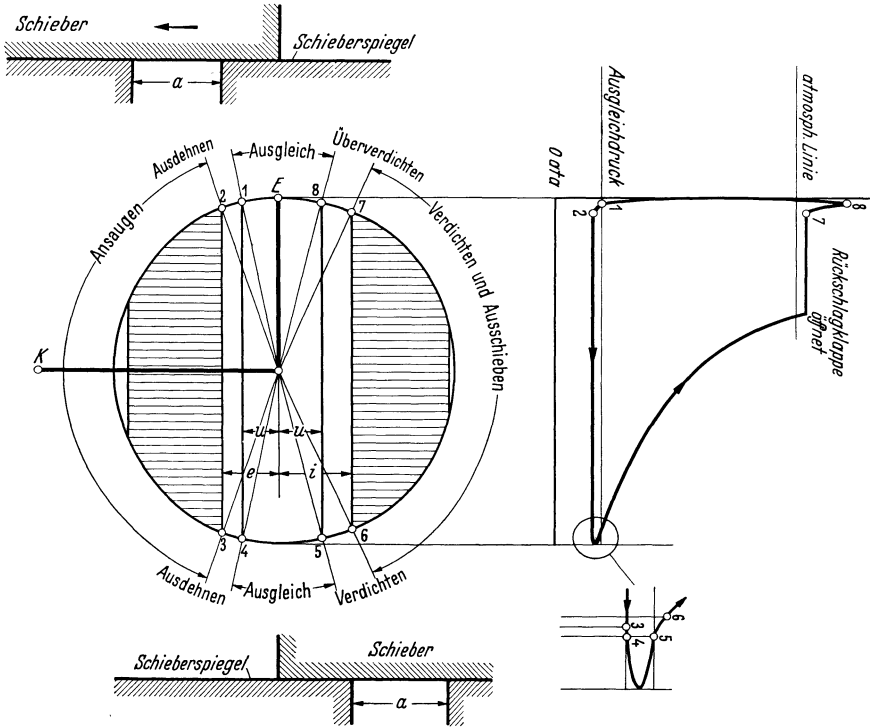


Abb. 78. Schieberdiagramm.

Klappen sollen das Rückströmen der Druckluft in den Zylinder verhindern, wenn der Schieber die Verbindung zwischen Zylinder und Schieberkasten bereits hergestellt hat.

Nach Abb. 78 ist die Exzenterkurbel E um 90° gegenüber der Maschinenkurbel K versetzt. Bei voll geöffnetem Druckausgleichkanal u

befindet sich also die Kurbel K im Totpunkt. Es werde der Arbeitsvorgang im linken Zylinder betrachtet. Beim Gang des Kolbens nach links wird kurz vor dem Totpunkt im Punkt 8 der Ausgleichkanal u mit der linken Zylinderseite, in der Druck herrscht, in Verbindung gebracht; die Luft kann zur rechten Zylinderseite durch den Ausgleichkanal so lange strömen, bis im Punkt 1 der Ausgleichkanal durch Erreichen der äußeren Überdeckung e abgeschlossen wird. Von 1 bis 2 dehnt sich das Gas im Zylinder weiter aus, da die Verbindung mit dem Saugraum S erst in Punkt 2 hergestellt wird. Dieselbe Erscheinung tritt zwischen 3 und 4 ein, da dort der linke Zylinder ebenfalls ganz vom Saugraum abgeschlossen ist. Von 4 bis 5 wird der Druck im Zylinder etwas erhöht, da von rechts aus der Druckausgleich eintritt. Von 5 ab wird das Gas verdichtet, und zwar wird von 6 ab dem Hubraum des Zylinders noch der Druckraum zugeschaltet. Im Verlaufe von 6 nach 7 wird das Gas durch die Rückschlagklappe r in den Schieberkasten gefördert, sobald der Druck im Zylinder etwas größer als der Gegendruck geworden ist. Da von 7 bis 8 der Zylinder ganz abgeschlossen ist, tritt eine geringe Überverdichtung ein, die einen Kraftverlust darstellt.

Während dieser Zeit besteht die Gefahr des Abhebens des Schiebers, falls die Belastungsfedern zu schwach sind.

c) Drehschieber.

Für die Bemessung der steuernden Kanten im Drehschieber (Abb. 79) gelten dieselben Betrachtungen wie für den Flachschieber. Auch er

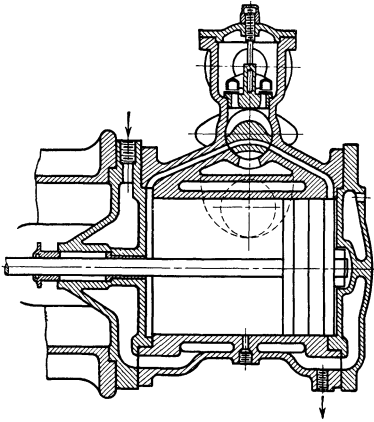


Abb. 79. Drehschieber. (Aus Berl [6].)

wird nur mit Druckausgleich für Vakuumpumpen benutzt. Da die Kanalwege länger sind als bei der Flachschieberbauart, ergibt sich ein größerer schädlicher Raum; um diesen zu verkleinern, können an beiden Zylinderseiten je ein Drehschieber angeordnet werden; dadurch entsteht eine teure Bauart.

d) Öldruckgesteuertes Saugventil.

Diese Bauart wird von FMA für schnelllaufende Verdichter angewandt. Eine kleine, mit der Kurbelwelle fest gekuppelte Druckölpumpe zwingt das als Pilzventil ausgebildete Saugventil zur rechtzeitigen Eröffnung, ohne den Atmosphärendruck zu Hilfe zu nehmen; diese Konstruktion eignet sich gut zur Regelung der Ansaugemenge (Abb. 94).

VIII. Kühlung. — Zwischenkühler.

Die durch Kühlung abzuführende Wärmemenge Q_a entspricht der im Verdichter aufgewandten indizierten Leistung. $Q_a = N_i \cdot 632^*$ kcal/h. Durch Mantel- und Deckelkühlung kann bei guter Wärmeableitung 15 bis 20 vH dieses Betrages abgeführt werden; bei Hochdruckverdichtern mit besonderen eingesetzten Laufbüchsen aus Stahl ist die Wärmeleitung schlecht; dann ist mit 10 bis höchstens 15 vH zu rechnen. Siehe auch Abschnitt V 1, S. 46.

Der Hauptbetrag von Q_a wird durch die Zwischen- und Endkühler bei mehrstufiger Verdichtung abgeführt; siehe Abschnitt V 2, S. 46. Bei gleichem Stufendruckverhältnis ist dieser Wert bei z Stufen $q_{az} = c_p (T'_1 - T_2) = c_p (T'_2 - T_3) = \dots c_p (T'_1 - T_1)$ kcal/kg Gas und Stufe. Bezeichnungen nach Abschnitt V 4, S. 49.

Zwischenkühler.

Bezeichnungen:

Q_{az} in kcal/h stündlich im Zwischenkühler abzuführende Wärmemenge.

F m² wirksame Kühlfläche, gas- und wasserberührt.

α kcal/m² °C h Wärmeübergangszahl.

k kcal/m² °C h Wärmedurchgangszahl.

δ m Wandstärke der Kühlfläche.

λ kcal/m °C Wärmeleitfähigkeit der Wand.

Θ °C Temperaturbeiwert.

Abb. 80 zeigt den Vorgang der Wärmeübertragung beim Gegenstromverfahren, das meist angewandt wird.

Die Größe der Wärmedurchgangszahl k ist durch die allgemeine Gleichung

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_g} + \frac{1}{\alpha_w} + \frac{\delta}{\lambda} \quad (39)$$

bestimmt¹. Ist nun z. B. nach Abb. 81 $\alpha_g = 160$ und $\alpha_w = 300$, ferner $\delta = 0,004$ m und für Stahl $\lambda = 40$, so wird

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{160} + \frac{1}{300} + \frac{1}{10000} = 0,00625 + 0,00333 + 0,00010 = 0,00968;$$

$$k \approx 103.$$

Aus der Rechnung geht hervor, daß der Wert $\delta : \lambda$ bei den geringen Wandstärken der Rohre bei niedrigem und mittlerem Druck zu vernachlässigen ist, und daß der Werkstoff der Rohre ebenfalls keinen

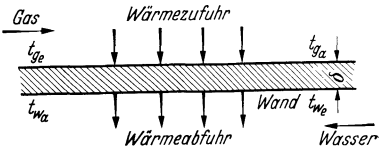


Abb. 80. Wärmeübertragung beim Gegenstromverfahren. Zeiger g bedeutet Gas, Zeiger w bedeutet Wasser, Zeiger e bedeutet Eintritt, Zeiger a bedeutet Austritt.

* 632 = 75 · 3600 : 427.

¹ Dubbel: Taschenbuch für den Maschinenbau Bd. I S. 359. Berlin: Julius Springer 1935. — Ebenda Werte für α und λ . — Über Wärmeleitfähigkeit technisch wichtiger Gase siehe Ulsamer: Z. VDI 1936 Nr. 18 S. 537. — Der Einfluß der veränderlichen Gasgeschwindigkeit wurde untersucht von Jeschke: Z. VDI 1926 Nr. 33 S. 1100. — Jung: Wärmeübergang und Strömungswiderstand bei hohen Gasgeschwindigkeiten. Z. VDI 1937 Nr. 17 S. 496.

nennenswerten Einfluß hat; denn für Messing ist $\lambda = 74$ bis 80 und für Stahl 40 bis 50. Mithin ist vereinfacht

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_g} + \frac{1}{\alpha_w} \quad \text{oder} \quad k = \frac{\alpha_g \cdot \alpha_w}{\alpha_g + \alpha_w}. \quad (40)$$

α ist abhängig von der Strömungsgeschwindigkeit des betreffenden Stoffes, Zahlenwerte siehe Anmerkung¹. Werte für k können der Abb. 81 entnommen werden. Für die in normalen Kühlern üblichen Wassergeschwindigkeiten kann gesetzt werden $\alpha_w = 300$.

Beispiel 22. Mittlere Gasgeschwindigkeit 16 m/s. Gasdruck im Zwischenkühler 10 ata. $\alpha_g = 215$. Mit $\alpha_w = 300$ wird $k = 125$ kcal/m² °C h.

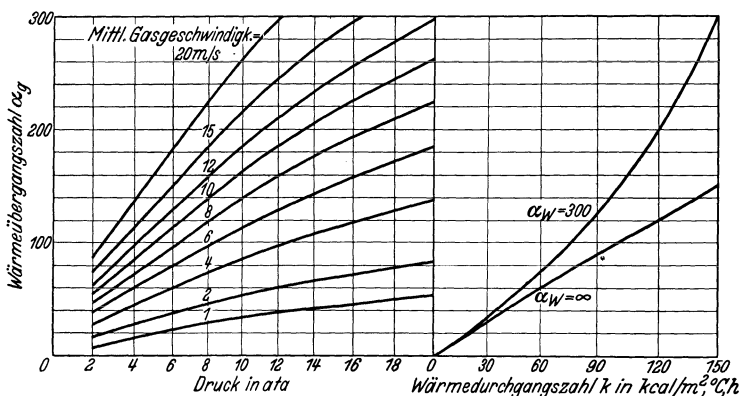


Abb. 81. Wärmeübergangs- und durchgangszahlen. (Aus Berl [6].)

Die Werte für α_g in Abb. 81 gelten für Luft, Sauerstoff und Stickstoff. Für Wasserstoff sind wegen des erheblich besseren Wärmeübergangs die α_g -Werte um 60 bis 80 vH zu vergrößern.

Die Wärmedurchgangszahl wird durch die unvermeidlichen Ölauscheidungen erheblich vermindert. Die Stärke der Ölabscheidungen sind vom Betriebszustand des Verdichters, von der Güte der Ölabscheider und der Häufigkeit der Reinigung des Kühlers abhängig. In der Praxis sind Verminderungen des k -Wertes um 35 bis 45 vH festgestellt worden. Daher ist es auch nicht üblich eine genauere Berechnung von k durchzuführen, wie sie z. B. Reiher [7] für verschiedene Rohranordnungen angegeben hat.

Andererseits verbessert das beim Abkühlen sich bildende Wasser den Wärmeübergang; jedoch ist zu beachten, daß die zur Bildung des Wassers erforderliche Wärmeabfuhr vom Kühler aufzubringen ist; meist wird dieser Umstand nicht berücksichtigt.

¹ Vgl. Fußnote 1, S. 73.

Mit den gefundenen k -Werten läßt sich die erforderliche Kühlerfläche F aus der Grundgleichung ermitteln

$$Q_{az} = F \cdot k \cdot \Theta \text{ kcal/h} \quad (41)$$

$$\Theta = \frac{(t_{ge} - t_{wa}) - (t_{ga} - t_{we})}{\ln \frac{t_{ge} - t_{wa}}{t_{ga} - t_{we}}}$$

Es ist zu beachten, daß der Temperaturunterschied $(t_{ge} - t_{wa})$ bzw. $(t_{ga} - t_{we})$ nach Abb. 80 an den beiden Enden der Kühlerfläche auftritt. t_{we} wird im Winter 8 bis 10° C, im Sommer 12 bis 15° C betragen, falls keine besonderen Kühlmöglichkeiten für das Wasser bestehen. Wenn auf die Ansaugtemperatur der Maschinenhausluft zurückgekühlt wird, ist $t_{ga} = 20$ bis 25° C. Mittelwert für $(t_{ga} - t_{we}) = 22 - 12 = 10$ ° C. Die Kühlwasseraustrittstemperatur t_{wa} wird in der Regel nicht größer als 35° C gewählt; bei einem mittleren Druckverhältnis von $\approx 3,5$ wird die Verdichtungsendtemperatur nach Abb. 23 etwa 145° C* betragen; also $(t_{ge} - t_{wa}) = 110$ ° C.

$$\Theta = \frac{110 - 10}{\ln \frac{110}{10}} = \frac{100}{1,0415 \cdot 2,303} \approx 41,3^\circ \text{ C.}$$

Aus dieser Rechnung ersieht man den großen Einfluß von t_{ge} .

Beispiel 23. Verdichter nach Beispiel 16, Liefermenge 19,5 m³/min Luft. Druckverhältnis nach Zahlentafel 5. Ausführung nach Abb. 60. Luftzustand beim Ansaugen 25° C und 1 ata. $t_{we} = 10$ ° C; $t_{wa} = 35$ ° C; $t_{ga} = 25$ ° C.

Es sind die erforderlichen Kühlerflächen der ersten beiden Stufen zu berechnen, wenn für beide Stufen Kreuzstromkühler nach Abb. 82 verwendet werden.

Kühler I/II. Luftgeschwindigkeit beim Vorbeistreichen an den Rohren geschätzt 10 m/s. Luftdruck 3,39 bis 3,08 ata. Nach Abb. 81 wird $k \approx 55$; Verminderung für Ölabscheidung ≈ 30 vH; $k = 38$ kcal/m²° C h. Für das Druckverhältnis von 3,39 wird nach Abb. 23

$$t_{ge} \approx 150^\circ \text{ C} \text{ und } \Theta = \frac{(150 - 35) - (25 - 10)}{\ln \frac{115}{15}} = \frac{115 - 15}{0,885 \cdot 2,303} \approx 49^\circ \text{ C.}$$

Abzuführende Wärmemenge je Stufe Q_{az} . Für den Ansaugzustand ist $v = \frac{29,27 \cdot 298}{10000} = 0,875$ m³/kg. Luftgewicht 19,5 · 60 · 0,875 = 1338 kg/h. $Q_{az} = 1338 \cdot c_p \cdot (t_{ge} - t_{ga}) = 1338 \cdot 0,241 \cdot 125 \approx 40300$ kcal/h je Stufe.

$$F_{I/II} = \frac{40300}{38 \cdot 49} \approx 21,6 \text{ m}^2.$$

* Mit Rücksicht auf die unsichere Überschlagsrechnung sieht man davon ab, eine um ≈ 30 bis 40° niedrigere Temperatur entsprechend den Ausführungen im Abschnitt III 3 anzunehmen.

Kühler II/III. Luftgeschwindigkeit 10 m/s. Luftdruck 10,44 bis 9,49 ata. $k \approx 108$; Verminderung für Ölabscheidung ≈ 30 vH; $k \approx 76$ kcal/m² °C h. $t_{ye} \approx 150^\circ\text{C}$ und $\Theta \approx 49^\circ\text{C}$ wie vorher.

$$F_{\text{II/III}} = \frac{40300}{76 \cdot 49} \approx 10,8 \text{ m}^2.$$

Die Kühlwassermenge ist in allen Stufen gleich groß. $K = \frac{Q_{az}}{c \cdot (t_{wa} - t_{we})}$; c ist für Wasser = 1. $K = \frac{40300}{35 - 10} \approx 1610$ kg/h je Stufe.

Nachprüfung der gesamten durch Kühlung abzuführenden Wärmemenge Q_a mittels der indizierten Leistung je Stufe. Entsprechend den im Beispiel 13 gemachten Voraussetzungen kann die Ansaugemenge V_1 berechnet werden. $V_1 = \frac{19,5}{0,97 \cdot 0,92} \approx 21,85$ m³/min. Mit $P_1 = 10000$ kg/m² und dem Faktor 2,70 nach Abb. 21 wird $N_{is} = 21,85 \cdot 2,70 \approx 59$ PS je Stufe. Aus Abb. 43 kann $\eta_{is-i} \approx 0,75$ entnommen werden; also $N_i = 59 : 0,75 \approx 78,7$ PS je Stufe. $Q_a = 78,7 \cdot 632 \approx 49700$ kcal/h je Stufe. Demnach wären durch Mantel- und Deckelkühlung abzuführen $Q_a - Q_{az} = 49700 - 40300 = 9400$ kcal/h je Stufe, d. h. ≈ 19 vH von Q_a . Es ist zulässig, dieselbe Kühlwassermenge zuerst durch den Zwischenkühler und hinterher durch den Mantel und Deckel zu leiten; der Kühlwasseraustritt soll sichtbar und mit einem Thermometer versehen sein. Vor und hinter jedem Kühler ist ein zuverlässig arbeitender Öl- und Wasserabscheider anzuordnen, um das Verschlammen der Kühler und die Gefahr einer Ölentzündung zu vermeiden.

Ausführung der Zwischenkühler.

Kreuzstromkühler. Bei diesem ist die Strömung des Gases senkrecht zu den Rohrachsen gerichtet (Abb. 82). Das Wasser mit seiner höheren Wärmeübergangszahl durchfließt die Rohre, deren innere Oberfläche kleiner als die äußere ist. Einen noch besseren Wärmeübergang erhält man, wenn Rippenrohre (Abb. 83) angewandt werden, deren äußere Oberfläche etwa 9mal so groß gemacht werden kann, als sie beim glatten Rohr ist. Als Vorteile werden angegeben: Schaffung größerer Pufferräume¹ zwischen den Stufen, wodurch übermäßige Drucksteigerungen vermieden werden; geringerer Drosselverlust; leichter Ausbau als bei einem Rohrbündel; leichtere Reinigung. Abb. 84 zeigt einen Kühler, in dessen rechten beiden Öffnungen die Kühler-elemente (Rippenrohre) und in dessen linker Öffnung der Filtereinsatz (Koks und Watte enthaltend) zur Öl- und Wasserabscheidung untergebracht sind.

¹ Fröhlich: Betriebserfahrungen an Hochdruckverdichtern. Z. VDI 1934 Nr. 3 S. 81.

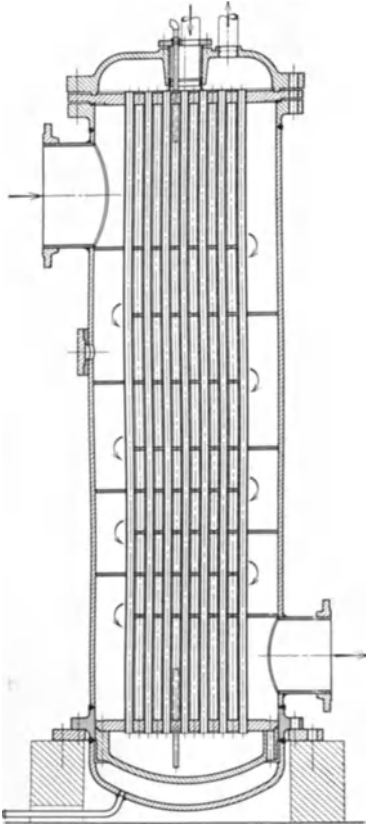


Abb. 82.
Kreuzstromkühler mit glatten Röhren.
'Rheinmetall-Borsig.) (Aus Berl [6].)

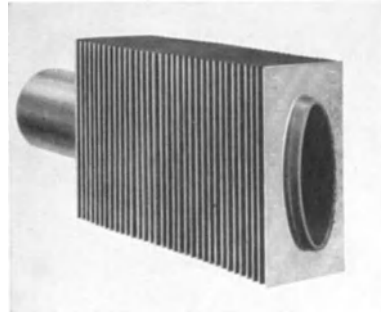


Abb. 83. Abschnitt eines Kühlerrohres; ovaler Querschnitt mit verzinsten Kupferblechrippen¹ (Rheinmetall-Borsig.)

Derartige Kühler können wirtschaftlich nur bis etwa 25 at gebaut werden, da die Wandstärke des Gehäuses für diesen Druck berechnet sein muß.

Für höhere Drücke benutzt man Rohrschlangen, Schlangenkühler, die in einem Wasserkasten liegen, oder Doppelrohrkühler, beidene im inneren Rohr das Gas und im äußeren Rohr das Wasser im Gegenstrom fließt.

¹ Es werden vom Hersteller auch Röhre mit rundem Querschnitt verwandt, die statt der einzelnen Rippen Schneckenbänder tragen; vgl. auch Abb. 99.

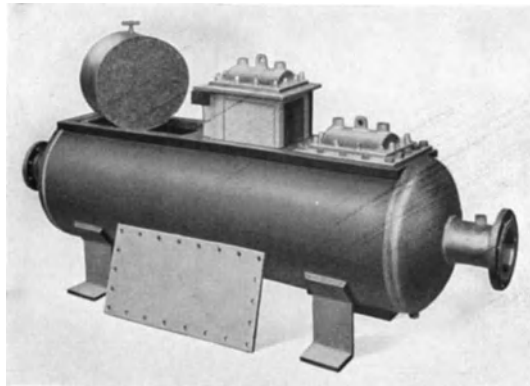


Abb. 84. Kühler mit Kühlerelementen und Filtereinsatz. (Rheinmetall-Borsig.)

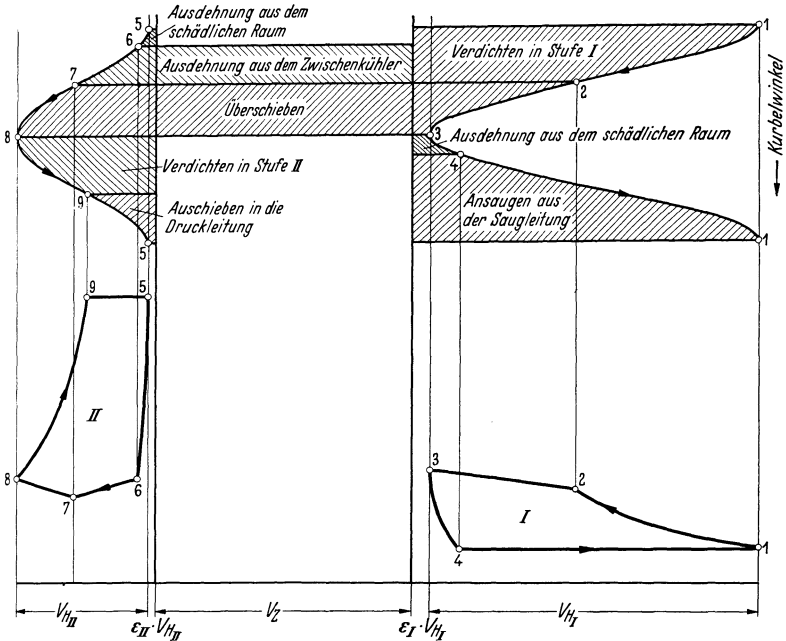


Abb. 85. Die Kolbenflächen beider Stufen liegen sich gegenüber wie in Abb. 51.

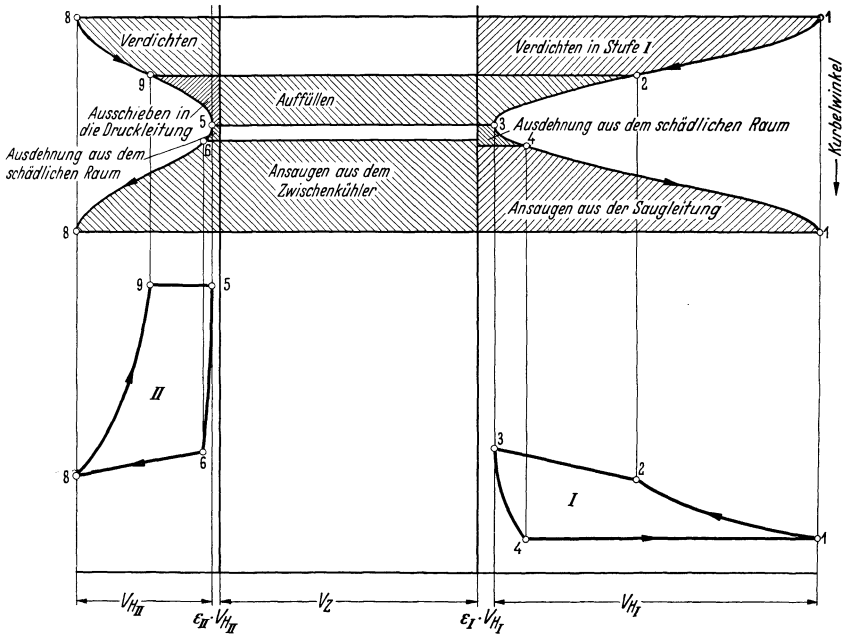


Abb. 86. Die Kolbenflächen beider Stufen liegen auf der gleichen Seite wie in Abb. 50. Abb. 85 u. 86. Einfluß der Größe des Zwischenkühlers auf den Druckverlauf im Zylinder, dargestellt an einem 2stufigen Verdichter.

Einfluß der Größe des Zwischenkühlers auf den Druckverlauf im Zylinder.

Liegen die Kolbenflächen zweier aufeinanderfolgender Stufen sich gegenüber wie in Abb. 51, so kann der Kolben der Stufe II zunächst nur das Gas aus dem Zwischenkühler absaugen; es ergibt sich ein Druckabfall von Punkt 6 nach 7 (Abb. 85)¹; die Größe des Druckabfalls hängt im wesentlichen von der Größe des Pufferraumes V_z des Kühlers nebst Anschlußleitungen ab. Im Punkt 2 beginnt die Stufe I zu fördern, wodurch der Saugdruck in II von Punkt 7 auf 8 steigt; gleichzeitig muß in I der Druck von Punkt 2 auf 3 anwachsen, da die von I ausgeschobene Menge größer ist als die in der gleichen Zeit von II aufgenommene; auch hier ist der Druckanstieg von V_z abhängig. Der Druckabfall von Punkt 2 gegenüber 7 und der von Punkt 3 gegenüber 8 ist durch die Strömungswiderstände und die Abkühlung des Gases gegeben.

Abb. 86 zeigt den Einfluß der Größe des Zwischenkühlers, wenn die Kolbenflächen der hintereinander geschalteten Stufen auf der gleichen Seite liegen. Die starke Drucksteigerung von Punkt 2 auf 3 ist dadurch bedingt, daß das Gas nur in den Pufferraum geschoben werden kann, da die Stufe II ebenfalls im Druckhub steht. Der Druckunterschied von 3 gegenüber 6 ist durch Drosselverluste und Abkühlung begründet. Da die Stufe II nur aus dem Pufferraum saugen kann, ist der Druck in 8 erheblich kleiner als in 6.

Durch zu kleine Pufferräume der Zwischenkühler wird bei ungünstiger Stufenanordnung die Diagrammfläche und damit der Arbeitsaufwand vergrößert.

IX. Antrieb und Regelung.

Kleine und mittlere Verdichter werden mittelbar durch Riemen oder Zahnräder von Elektromotoren oder Brennkraftmaschinen angetrieben, schnelllaufende durch unmittelbare Kupplung mit der Kraftmaschine. Für weitgehende Entlastung des Verdichters beim Anlassen ist zu sorgen (Leerlaufregelung). Die Größe des für gleichmäßigen Gang erforderlichen Schwungrades ist aus der Drehkraftlinie der Kolbenkräfte zu bestimmen².

Große Verdichter werden durch unmittelbare Kupplung mit einer Dampfmaschine oder durch einen Elektromotor angetrieben, dessen Anker auf der Kurbelwelle sitzt³.

¹ Nach Ostertag [1].

² Liwschitz: Schwungmomente von Kolbenkompressoren bei Antrieb durch Asynchron- und Synchronmotoren. Elektrotechn. u. Maschinenb. 1934 Heft 14.

³ Liwschitz: Synchronmotoren mit selbsttätigem Anlauf. Siemens-Z. 1933 Nr. 3.

Wahl der Antriebsart.

Folgende Gesichtspunkte¹ können die Wahl der Antriebsart beeinflussen:

1. Fahrbare oder ortsfeste Aufstellung der Verdichteranlage.
2. Art der Regelung.
3. Möglichkeit der vollkommenen Entlastung des Verdichters beim Anlauf.
4. Häufigkeit des Anlassens bzw. das Verhältnis der Stillstandszeit zur Betriebszeit.

Für fahrbare Anlagen verwendet man fast ausschließlich Brennkraftmaschinen, die mit flüssigen Kraftstoffen betrieben werden.

Dampfmaschinenantrieb kommt bei großen Verdichteranlagen in Frage, die dauernd in Betrieb sind. Bei Neuanlagen entscheidet die Wirtschaftlichkeit der gesamten Dampfkraftanlage im Vergleich zum elektrischen Antrieb. Ist wegen der Größe des Maschinensatzes liegende Anordnung mit zweistufiger Dampfdehnung geboten, dann werden die Verdichterzylinder hinter der Dampfmaschine gelegt, so daß die Triebwerksteile und das Schwungrad nur durch die unterschiedlichen Kolbenkräfte beeinflußt werden; die Verdichterzylinder sollen sich hierbei frei nach hinten ausdehnen können.

Der Dampftrieb gestattet einfache Regelung der Liefermenge durch die leicht durchführbare Drehzahlveränderung. Bei gleichbleibendem Dampf- und Leitungsluftdruck beharrt der Leistungsregler bei gleicher Füllung in seiner einmal eingenommenen Lage. Eine beabsichtigte Drehzahländerung kann durch Veränderung der Stellzeuglänge von Hand oder selbsttätig in Abhängigkeit des Luftdruckes mittels eines Druckluftkolbens vorgenommen werden. Der Regler hat in diesem Falle die Aufgabe, das Durchgehen der Maschine bei plötzlicher Entlastung, z. B. Rohrbruch, zu verhindern.

Antrieb mit unmittelbar gekuppelten Gasmaschinen² wird man nur in den Industriebezirken wählen, in denen genügend billiges Gas³ zur Verfügung steht. Die Gasmaschinen vertragen keine so weitgehende Regelung wie die Dampfmaschinen, da unter anderem bei niedriger Drehzahl die Verbrennung ungünstiger wird.

¹ Siehe auch Hinz: Vergleich zwischen Kolben- und Kreiselverdichtern. Z. VDI 1937 Nr. 24 S. 687.

² Ausführung z. B. von Ehrhardt und Sehmer, Saarbrücken. Gebläsedurchmesser 3250 mm, Hub 1500 mm, Drehzahl 80 U/min. Angesaugte Luftmenge 1800 m³/min. Verdichtungsdruck 1,1 ata.

³ Hochofen-, Koks-, Generator- oder Abfallgas.

Elektrischer Antrieb.

Zum Ingangsetzen wird der Verdichter vollkommen entlastet, um mit einem möglichst geringen Anlaufstrom auszukommen. Entlastungsmöglichkeiten:

1. Beim Stillsetzen der Anlage werden die Saugventile möglichst aller Stufen durch Greifer (Abb. 90) geöffnet.

2. Entlüften der Verbindungsleitung vom Verdichter bis zu einem im Rohrnetz vor dem Druckluftbehälter eingebauten Rückschlagventil. Angewandt bei kleinen Kolbenverdichtern, solchen mit Zwanglauf-Steuerungen und Zellenverdichtern.

3. Absperren der Saugleitung; selten angewandt, da keine vollkommene Entlastung möglich.

Zum Antrieb werden meist Drehstrom-Doppelnut-Motoren benutzt. Derartige Motoren können bis ≈ 2 kW unmittelbar eingeschaltet werden; sie ergeben etwa ein 1,2faches Anzugsmoment bei 3,5fachem Anlaufstrom. Bei größeren Leistungen bis zu 20 bis 30 kW werden Doppelnut-Motoren mit gedämpftem

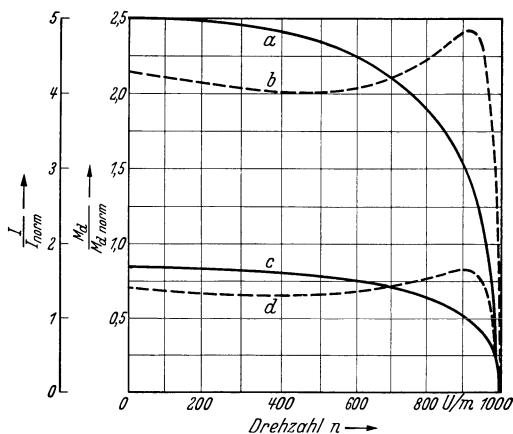


Abb. 87. Anlaufcharakteristik von Drehstrom-Doppelnut-Motoren (AEG). a Strom bei Δ -Schaltung; b Drehmoment bei Δ -Schaltung; c Strom bei \star -Schaltung; d Drehmoment bei \star -Schaltung.

Anlaufstrom verwandt, die beim Stern-Dreieck-Anlassen 0,6faches Anlaufmoment und 1,6fachen Anlaufstrom ergeben; bei unmittelbarem Einschalten ist das Anzugsmoment 2,2fach und der Anlaufstrom $\approx 5,5$ fach. Abb. 87 zeigt die Anlaufcharakteristik derartiger Motoren. Ist bei unmittelbarem Einschalten der Anlaufstrom für das Netz zu groß, so müssen Doppelnut-Motoren mit besonders ermäßigtem Einschaltstrom benutzt werden, die in den Größen von 20 bis 150 kW gebaut werden, und die bei 2,8fachem Anlaufstrom noch ein genügend großes Anzugsmoment für den entlasteten Verdichter geben.

Selbsttätige Druckluftanlagen mit elektrischer Aussetzregelung.

Ein Druckluftschalter, der an den Druckluftbehälter angeschlossen ist, trennt bei Erreichen der oberen Druckluftgrenze den Motor vom Netz und schließt den Kühlwasserzufluß ab; gleichzeitig wird der Verdichter entlastet. Ist infolge Druckluftentnahme der Druck im

Luftspeicher auf den unteren Grenzwert gesunken, dann legt der Druckluftschalter den Motor unmittelbar, oder falls das nicht zulässig, mittels eines Zeit-Stern-Dreieck-Schalters an das Netz, öffnet das Kühlwasser-ventil und hebt die Entlastung auf, so daß der Verdichter ins Drucknetz fördern kann¹.

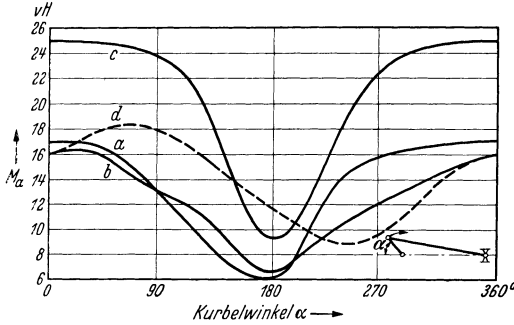


Abb. 88. Anlaufdrehmoment M_{α} in vH des Normaldrehmoments von Kolbenverdichtern bei Antrieb durch Drehstrom-Asynchronmotoren. (Nach Fröhlich: Z. VDI 1934 Nr. 3.) a Einkurbel-Verbundverdichter; 12 ata; $n = 122$; $N = 1400$ PS. b 3stufiger Einkurbelverdichter; von 10 auf 125 ata; $n = 122$; $N = 840$ PS. c 5stufiger Einkurbelverdichter; 200 ata; $n = 104$; $N = 800$ PS. d Zweikurbel-Verbundverdichter; 12 ata; $n = 106$; $N = 1300$ PS.

zu drehen, um die günstigste Anlaßstellung zu bekommen. Um den entlasteten Verdichter aus dem Stillstand heraus in Gang zu bringen, ist ein Drehmoment erforderlich, dessen Größe mit $\frac{1}{7}$ bis $\frac{1}{5}$ desjenigen bei Vollast anzusetzen ist. Bei Kurbelmaschinen ist die Größe des Anlaufmomentes von der Kurbelstellung und der Zylinderanordnung abhängig (Abb. 88). Die Kurven wurden bei entlasteter kalter, aber eingelaufener Maschine aus dem Stillstand aufgenommen. Bei dem Verdichter nach Kurve *d* eilte die Niederdruckkurbel der Hochdruckkurbel um 120°

voraus; um an Anschaffungskosten für den elektrischen Antriebsmotor zu sparen, sollte das Anlassen nur bei günstigster Kurbelstellung erfolgen.

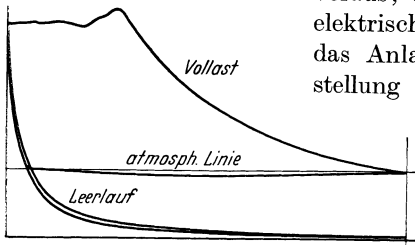


Abb. 89. Regelung durch Absperren der Saugleitung.

Druck gearbeitet wird, muß die Liefermenge des Verdichters geregelt werden.

Die Kosten je m^3 Druckluft werden stark beeinflußt durch den Anschaffungspreis der elektrischen Schaltgeräte, den Kühlwasserpreis und das Verhältnis der Stillstandszeit zur Betriebszeit².

Anlaufdrehmoment.

Bei größeren Anlagen muß die Möglichkeit bestehen, die Maschine mittels eines Hilfsmotors oder von Hand durch ein Schaltwerk

Regelung.

Da im Rohrnetz einer Druckluftanlage der Druck möglichst gleichbleibend sein soll und auch bei den Verfahren der chemischen Gasindustrie mit gleichbleibendem

¹ Siehe Werbeschriften der Motoren-Hersteller.

² Siehe „Leppin“ Zeitschrift „Druckluft“ der Reichs-Fachverbandsgruppe Druckluftindustrie 1. Jahrg. Heft 6. Berlin-Charlottenburg 1934.

Arten der Regelung, die hauptsächlich benutzt werden:

1. Aussetzregelung durch Stillsetzen des Verdichters, fast nur bei elektrischem Antrieb üblich.

2. Leerlaufschaltung des Verdichters durch zeitweiliges Offenhalten der Saugventile (Greifer) oder seltener durch Absperren der Saugleitung, wobei dann ein starker Unterdruck auftritt (s. Abb. 89). Die

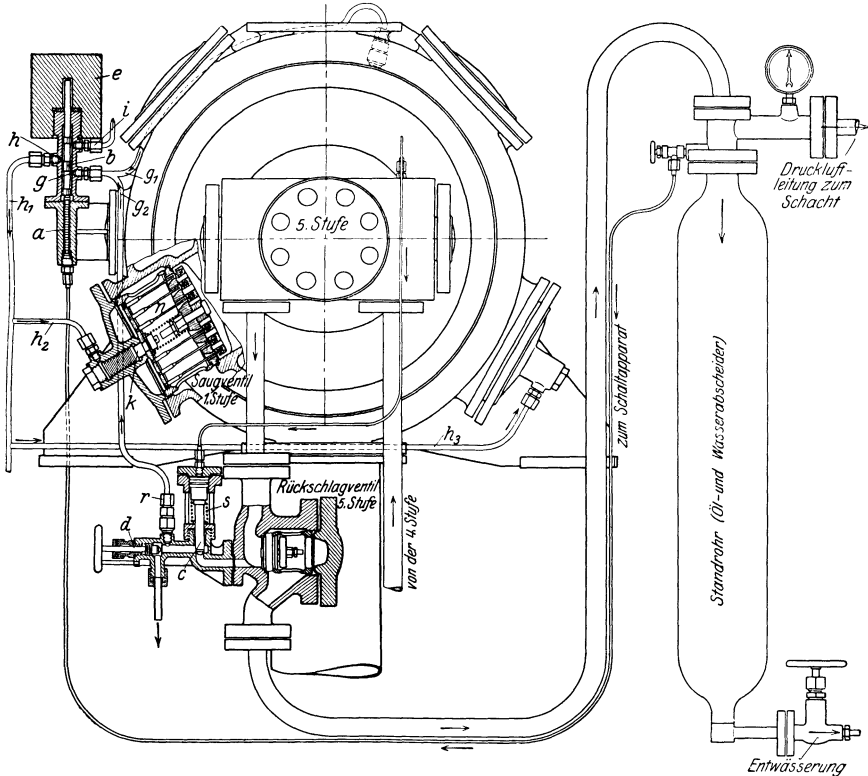


Abb. 90. Leerlaufeinrichtung eines 5stufigen Verdichters. Bauart Schwartzkopf.
(Aus Ostertag [1].)

Antriebskraft für die Betätigung der Leerlaufeinrichtung wird der Druckluft des Netzes entnommen. Abb. 90 zeigt eine derartige Leerlaufeinrichtung eines elektrisch angetriebenen fünfstufigen Verdichters. Der abgesetzte, mit dem Gewicht e belastete Steuerkolben $a-b$ wird beim Überschreiten des zulässigen Druckes im Netz angehoben und stellt die Verbindung von g nach h her, so daß die Druckluft der Stufe II aus der Leitung g_1 nach h_1 , h_2 und h_3 strömen und die Kolben k bewegen kann; diese sind mit den Greiferstiften n fest verbunden; die Stifte halten die Platten der Saugventile von Stufe I und II so lange offen,

wie der Steuerkolben $a-b$ angehoben ist und genügend Luftdruck in den Leitungen h_1 , h_2 und h_3 vorhanden ist. Infolge Entlastung der ersten beiden Stufen sinkt auch der Druck in den folgenden, und das vor dem Rückschlagventil der Stufe V eingeschaltete Ausblaseventil c entläßt unter der Wirkung der Feder s die Druckluft ins Freie; dadurch ist der Verdichter entlastet. Ist der Druck im Netz durch den Luftverbrauch gesunken, dann überwiegt die Kraft des Gewichtes e und drückt den Steuerkolben abwärts, wodurch die Steuerluft der Kolben k über i ins

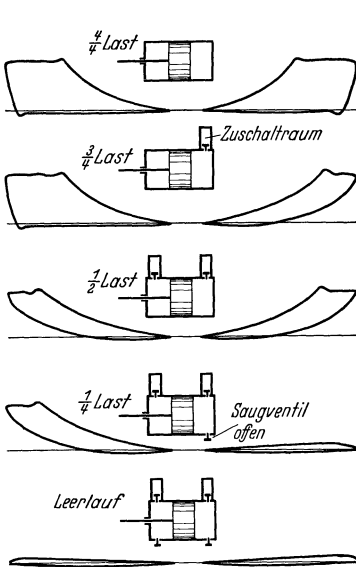


Abb. 91. Stufenweise Regelung.
(Rheinmetall-Borsig.)

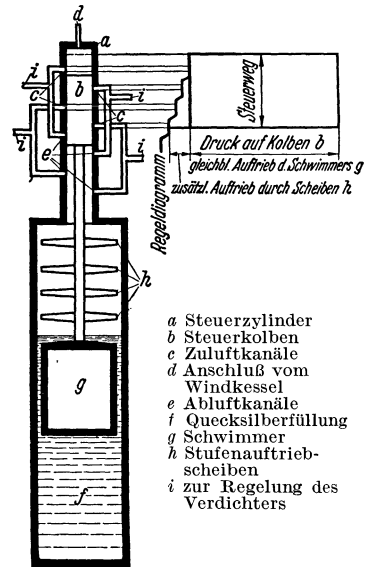


Abb. 92. Stufenschwimmerregler.
(Rheinmetall-Borsig.)

Abb. 91 u. 92. Stufenweise Regelung. (Aus Z. VDI 1933 Nr. 36.)

Freie entweichen kann. Die Saugventile können wieder richtig schließen, der Verdichter beginnt zu arbeiten; infolge der vorher vorgenommenen Entlastung aller Stufen stellt sich allmählich das vom Netzdruck bedingte Stufendruckverhältnis ein.

Eine derartige Regelung ergibt nur 2 Betriebsmöglichkeiten: Leerlauf oder Vollast. Sie ist außerdem verlustreich, und zwar um so mehr, je größer das Verhältnis Leerlaufzeit zu Betriebszeit ist. Bei Leerlauf muß der Verdichter die Gasmengen mit erheblicher Reibung hin- und herschieben; sein mechanischer Wirkungsgrad ist wegen der kleinen Triebwerkskräfte gering; dasselbe gilt für die Antriebsmaschine.

3. Stufenweise Regelung. Zur Verkleinerung des Liefergrades werden Zuschalträume und Offenhalten der Saugventile benutzt (Abb. 91). Der Steuerkolben b (Abb. 92) steht unter der Wirkung des Wind-

kesseldruckes; wird dieser größer, so senkt sich der Kolben, und zwar nicht gleichmäßig, sondern absatzweise entsprechend der Wirkung der Stufenauftriebsscheiben *h*.

Abb. 93 zeigt das Regeldiagramm für 2 Zuschalträume *b* und *c*. Das Diagramm *a* entspricht dem normalen Betrieb.

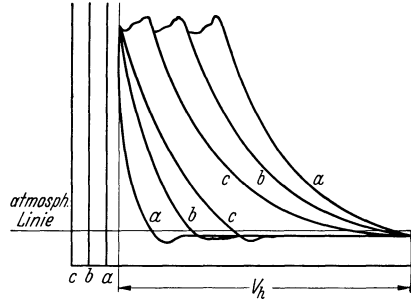


Abb. 93.
Regeldiagramm für 2 Zuschalträume *b* und *c*.

4. Stufenlose Regelung.
Hier wird das Saugventil eine kleinere oder größere Strecke während des Druckhubes offen gehalten und die zuviel angesaugte Luft zurückgeschoben; bei den unter 2. und 3. beschriebenen Verfahren ist das Saugventil mit Greifern ausgerüstet. Der Druckimpuls zum Offenhalten muß im Takte des Maschinenkolbens arbeiten; er kann durch Drucköl, Druckluft oder elektromagnetisch erzeugt werden; je länger er während des Druckhubes wirkt, um so kleiner ist die Liefermenge; die Länge der Zeitdauer kann von Hand oder selbsttätig eingestellt werden. Somit arbeiten die Saugventile zeitweise zwangsgesteuert.

Einige Ausführungsarten :

Öldrucksteuerung der FMA (Abb. 94).

Der Schrägnocken *a* läuft mit der Kurbelwelle um und kann in der Ölpumpe *b* einen Druck erzeugen, der mittels Kolben *c* das Saugventil offen hält. Die Zeitdauer des Offenhaltens während des Druckhubes wird in Abhängigkeit des Netzdruckes geregelt; die Membran *d* steht von rechts *e* unter der Wirkung dieses Druckes und von links unter der einstellbaren Federkraft *f*; bei Änderung des Netzdruckes verschiebt die

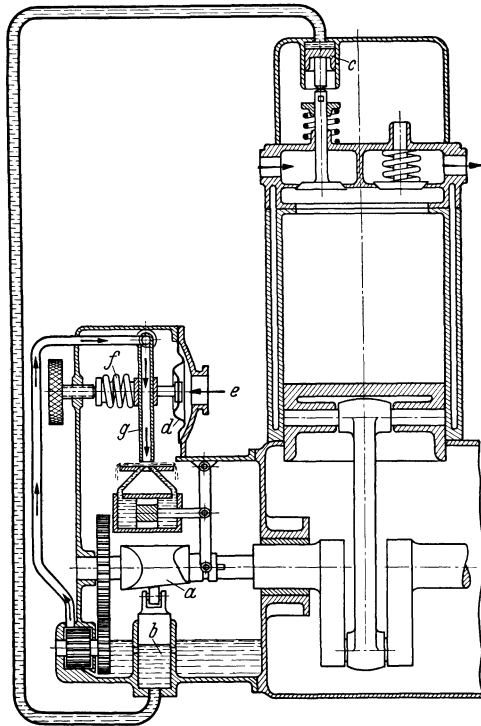


Abb. 94. Öldrucksteuerung (FMA).

bei Änderung des Netzdruckes verschiebt die

Membran das Strahlrohr g^* , wodurch der Schrägnocken a seine Lage und damit den Hub der Ölpumpe b ändert.

Öldrucksteuerung von Proell (Abb. 95).

Die Zahnradpumpe a erzeugt einen Ölstrom, der von einem mit der Kurbelwelle umlaufenden Verteilerschieber b , der Kurbellage entsprechend, den Saugventilgreifern zugeführt wird. Im Innern des Verteilerschiebers liegt ein Drehschieber c , der unter der Wirkung eines vom Netzdruck beaufschlagten Reglers d steht. Der Drehschieber c regelt den Zeitpunkt für den Öl-druckzufluß zu den Greifern.

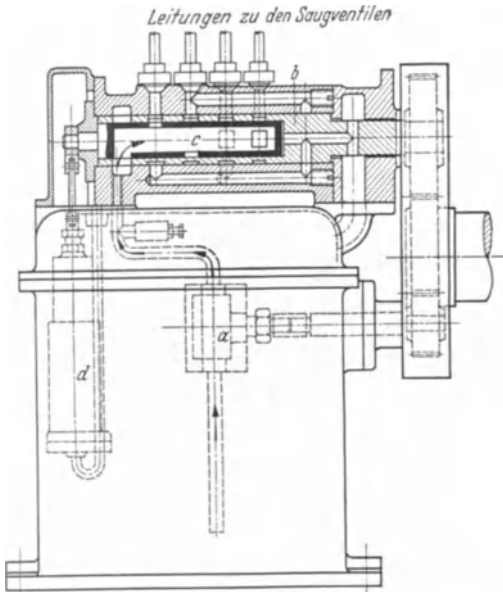


Abb. 95. Öldrucksteuerung. (Dr. R. Proell GmbH.)

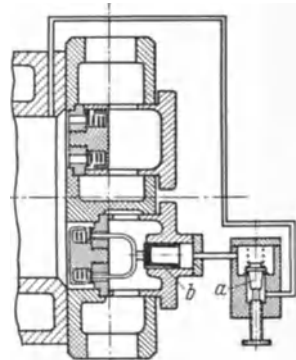


Abb. 96. Druckluftsteuerung. (Rheinmetall-Borsig.)

Druckluftsteuerung von Rheinmetall-Borsig (Abb. 96).

Der Kolben schiebt im Druckhub eine ganz geringe Menge Druckluft über ein Rückschlagventil hinter den Kolben b des Greifers; dadurch wird der Greifer festgehalten, und das Saugventil bleibt so lange geöffnet, bis die Steuerluft durch das mehr oder weniger geöffnete Rückschlagventil a in die Leitung zurückgeströmt ist. Ein entsprechendes Regeldiagramm zeigt Abb. 97.

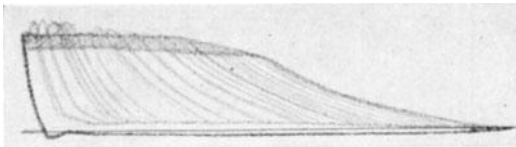


Abb. 97. Regeldiagramm zu Abb. 96.

* Bauart Askania-Werke A.G., Berlin-Friedenau.

Die Öffnungszeit des Saugventils während des Druckhubes der Maschine ist also von der Einstellung des Rückschlagventils abhängig. Diese kann von Hand oder durch einen Druckregler selbsttätig vorgenommen werden.

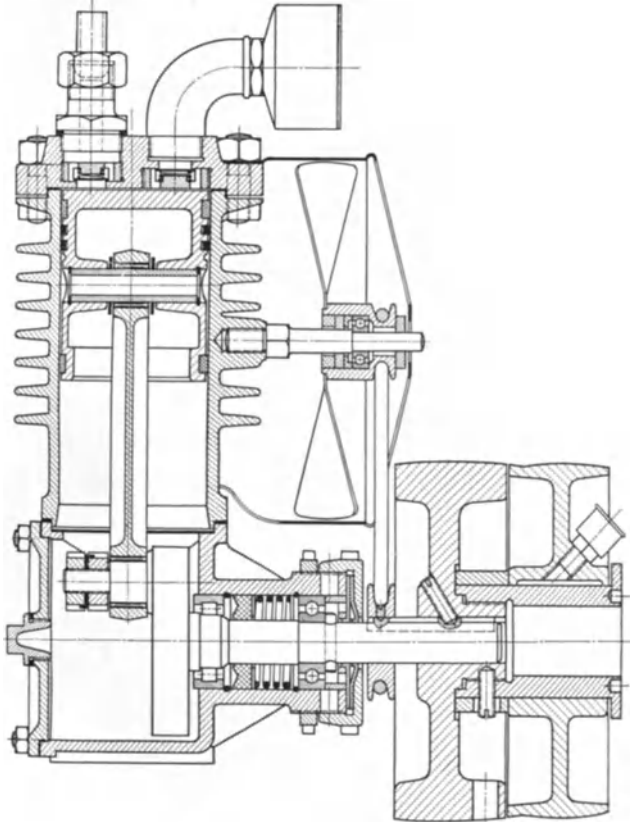


Abb. 98. Luftgekühlter Verdichter. (Knorr-Bremse A.G.)

Allgemeines zur Regelung.

Die Regelung mittels Greifer kann nur bei niedrigen Drücken wegen baulicher und betriebstechnischer Schwierigkeiten vorgenommen werden. Für höhere Drücke müssen Zuschalträume benutzt werden.

Bei mehrstufigen Verdichtern ist es nicht unbedingt erforderlich, in allen Stufen die Fördermenge gleichmäßig herabzusetzen. Vielfach begnügt man sich damit, dies in den unteren Stufen zu tun. Jedoch ist zu beachten, daß dadurch das Stufendruckverhältnis und damit die Endtemperaturen in den nachgeschalteten Stufen steigt; außerdem verschiebt sich das Spiel der Kolbenkräfte.

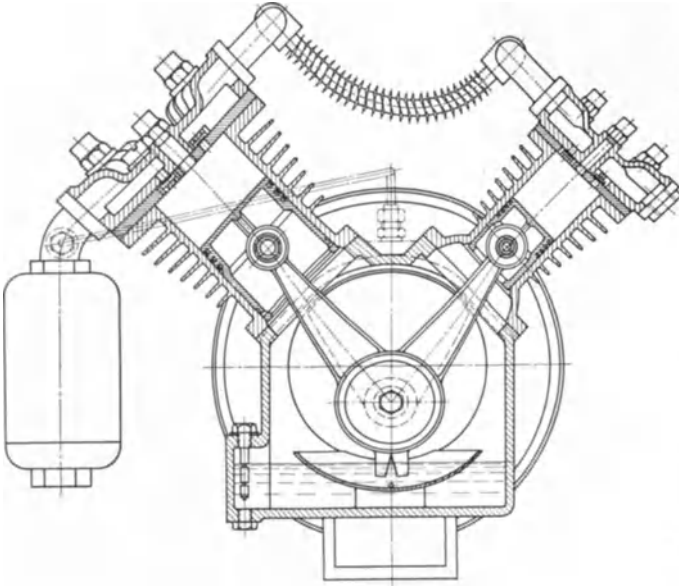


Abb. 99 a.

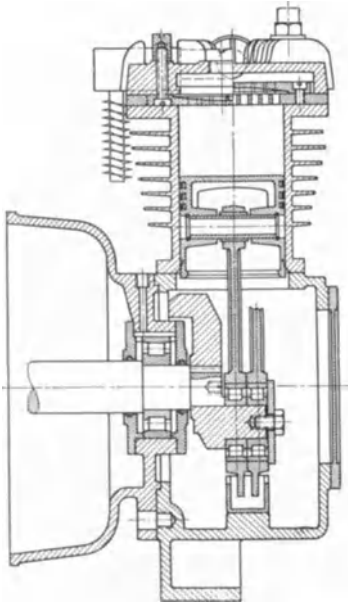


Abb. 99 b.

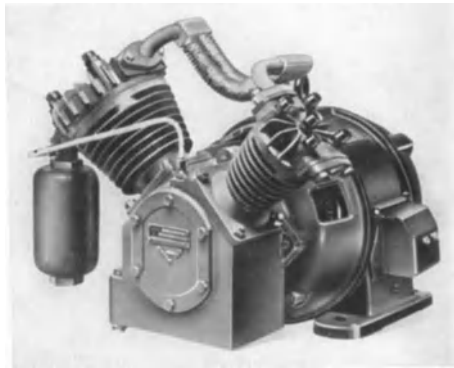


Abb. 100.

Abb. 99 u. 100. Luftgekühlter 2stufiger Verdichter.
(Deutsche Worthington-Ges.)

X. Ausführung der Kolbenverdichter.

1. Kleine luftgekühlte Verdichter.

Diese Bauart wird dann benutzt, wenn die Beschaffung von Kühlwasser sich nicht lohnt, unmöglich ist (Eisenbahnbetrieb) oder wegen

Frostgefahr unzweckmäßig ist. Abb. 98 zeigt einen kleinen Verdichter mit fliegender Kurbelwelle und Luftkühlung mittels Ventilator, der von der Welle angetrieben wird. Liefermenge $0,12 \text{ m}^3/\text{min}$ bei 6 atü.

Unmittelbar auf dem Wellenstumpf des Motors ist die Kurbel des zweistufigen Verdichters (Abb. 99 u. 100) aufgesetzt; den Kühler bilden zwei parallel geschaltete Rippenrohre; die Ventile bestehen aus Stahlblechstreifen; vor den Saugstutzen der 1. Stufe ist ein Geräuschkämpfer geschaltet.

Für Druckluftbremsung von Triebwagen werden zweistufige Verdichter (Abb. 101 und 102) gebaut; sie sind mit dem 5,5-kW-Gleichstrommotor unmittelbar gekuppelt; Drehzahl 750; Liefermenge $0,7 \text{ m}^3/\text{min}$ bei ≈ 8 atü. Saug- und Druckventile liegen zusammengebaut in seitlichen Taschen; der Zwischenkühler als Rohrschlange wird vom Fahrwind umspült. Wegen des Massenausgleiches sind die beiden Kolben gegenläufig, in gleicher Achse und mit gleichem Gewicht angeordnet; die eine Schubstange ist gegabelt, sie wird von den äußeren Kurbelkröpfungen angetrieben. Die Verdichteranlage ist flach gebaut und findet unter dem Wagenkasten Platz. Bedingung ist geräuschloser Betrieb.

Bei größeren Leistungen wird die Verdichteranlage auf der elektrischen Lokomotive

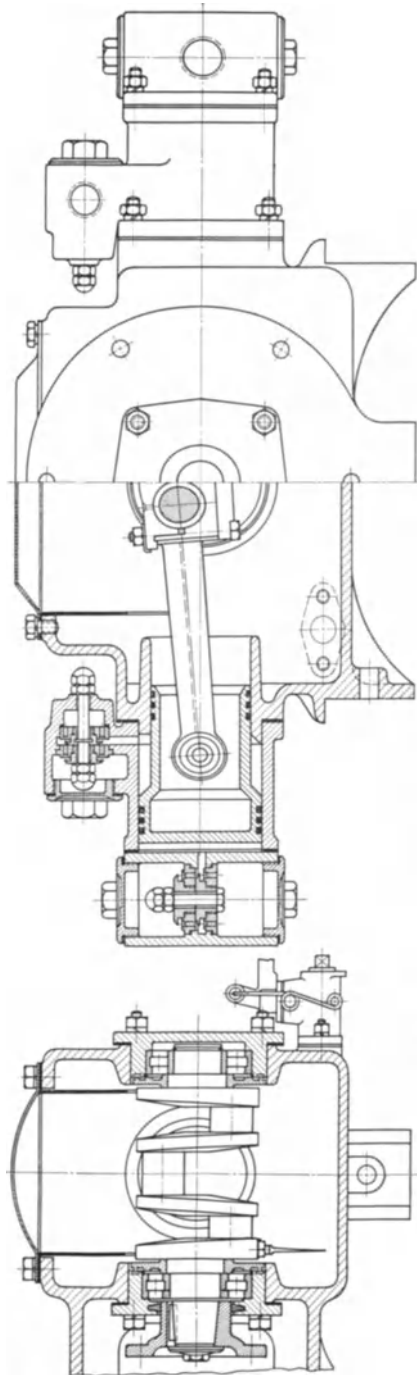


Abb. 101. Luftgekühlter 2stufiger Verdichter für Triebwagen. (Knorr-Bremse A.G.)

untergebracht (Abb. 103); der zweistufige Verdichter wird über ein Zahnradvorgelege angetrieben; die 1. Stufe besteht aus einem Kolben, die

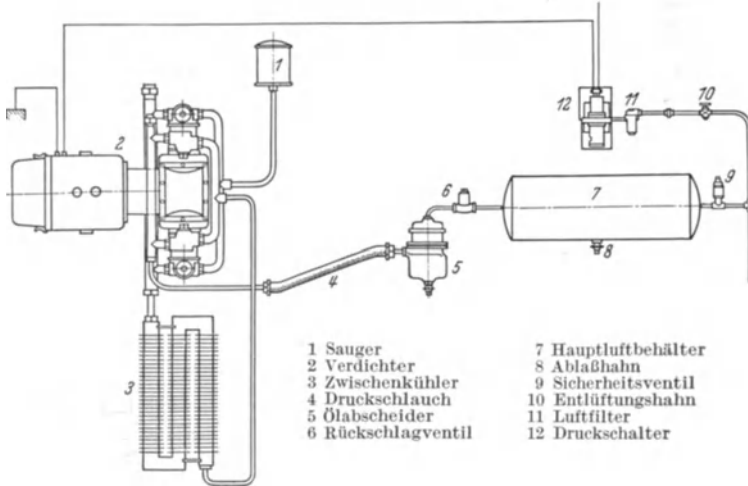


Abb. 102. Verdichteranlage für Triebwagen. (Knorr-Bremse AG.)

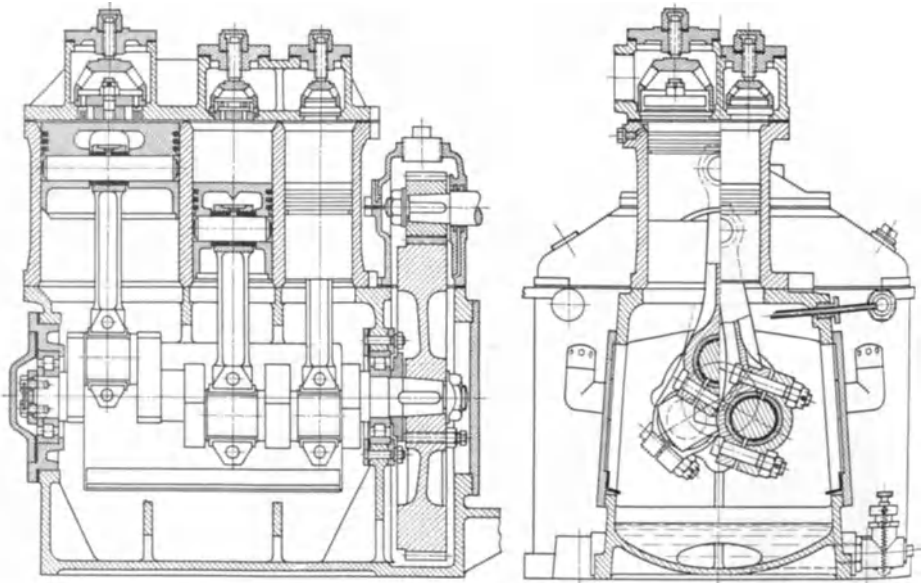


Abb. 103. Luftgekühlter 2stufiger Verdichter für elektrische Lokomotiven (AEG).

2. aus zweien; die 3 Kurbeln sind um je 120° versetzt. Die Schubstangenbügel sind schräg angeordnet, damit sie von den seitlichen

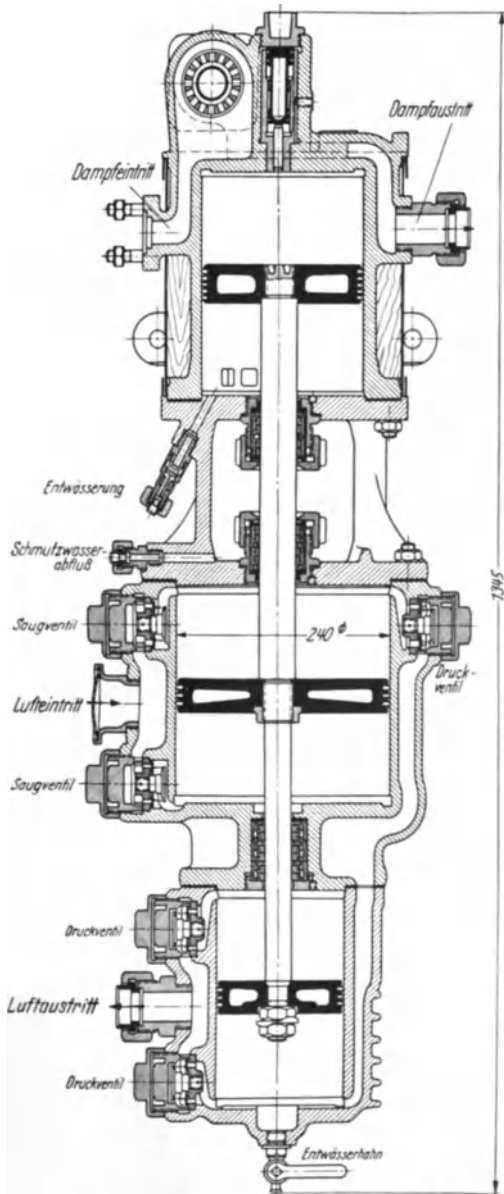


Abb. 104. Luftgekühlter 2stufiger Luftverdichter für Dampflokomotiven. (Knorr-Bremse AG.)

Handlochöffnungen auszugänglich sind. Vollkommener Massenausgleich läßt sich bei dieser Ausführung nicht erreichen.

Bei Dampflokomotiven werden die doppelwirkenden zweistufigen Luftkolben unmittelbar ohne

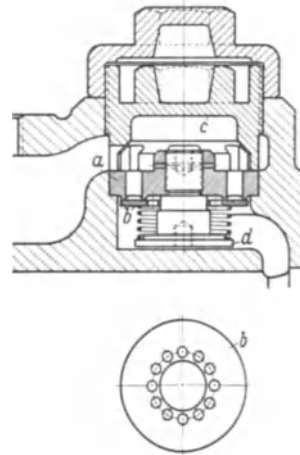


Abb. 105. Ventil zu Abb. 104.

Kurbeltrieb vom Dampfkolben angetrieben (Abbildung 104). Der Dampfkolben wird mittels einer besonderen Kolbenschiebersteuerung bewegt; Doppelhubzahl 80 bis 130 je min. Luftdruck bis 10 atü; ein Zwischenkühler ist nicht vorgesehen. Die Luftzylinder haben Kühlrippen, die vom Fahrwind gekühlt werden; die Ventile (Abb. 105) sind von außen leicht zugänglich;

die Ventilplatte *b* wird an einem runden Zapfen *d* geführt; sie hat eine Anzahl Löcher, durch die die Luft nach innen austreten kann. Der Ventil Sitz *a* wird durch die Glocke *c* im Gehäuse festgehalten.

2. Stehende Verdichter, wassergekühlt.

Schnellaufende einstufige Bauart mit 2 Zylindern zeigt Abb. 106, mit Schöpfgradschmierung (links unten in der Kurbelwanne). Kolben und Triebwerk in Leichtbauweise (Abb. 107). Der Kolben trägt oben

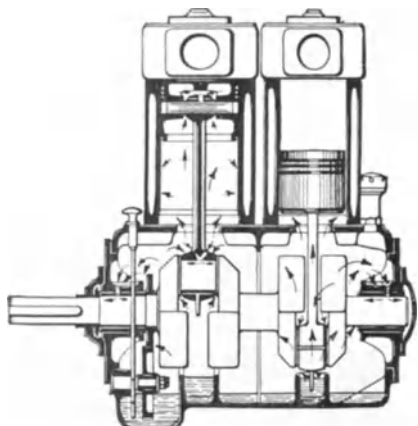


Abb. 106. 1stufiger Verdichter in 2 Zylinder-Bauart (FMA).

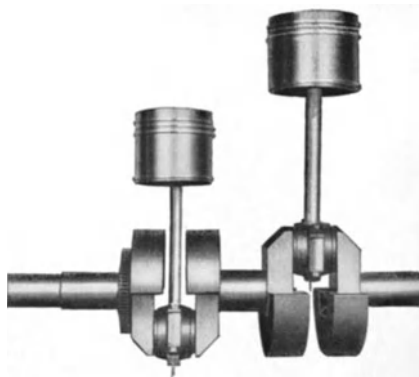


Abb. 107. Kolben und Triebwerk zu Abb. 106.

3 Dichtringe und unten einen Ölabstreifring. Die Ventile sind im Zylinderkopf leicht zugänglich untergebracht; der schädliche Raum ist gering.

Zum Ausgleich der Luftbewegung im Kurbelgehäuse ist rechts eine mit Schutzkappe versehene Öffnung vorgesehen. Zum Auseinanderbau

werden die Schubstangen an der Kurbelwelle gelöst und der Kolben mit diesen nach oben herausgezogen.

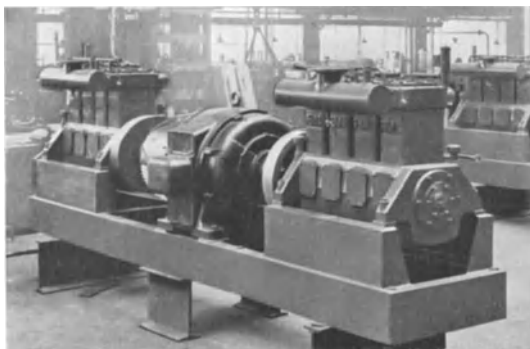


Abb. 108. 1stufiger Verdichter aus 2×4 Zylindern zusammengebaut (FMA).

Baugrundsätze der hier vorliegenden Reihenherstellung. Die erforderliche Abstufung in der Förderleistung wird durch Aneinanderreihen gleicher Zylinder mit der Anzahl 1, 2, 3, 4, 6 und 8 erreicht; Kolben, Triebstange,

Zylinder mit Kopf sind dabei für eine Typenreihe gleich groß; verändert werden Kurbelwanne mit Kurbel und Verbindungsleitungen (Abb. 108). Die Drehzahl beträgt bis zu $s = 180 \text{ mm } 1000 \text{ U/min}$. Selbstverständlich werden die Maschinen mit großer Zylinderzahl einen besseren Massen-

ausgleich, eine gleichmäßigere Luftlieferung und einen besseren Gleichgang (kleineres Schwungrad) haben als die mit 1 und 2 Zylindern.

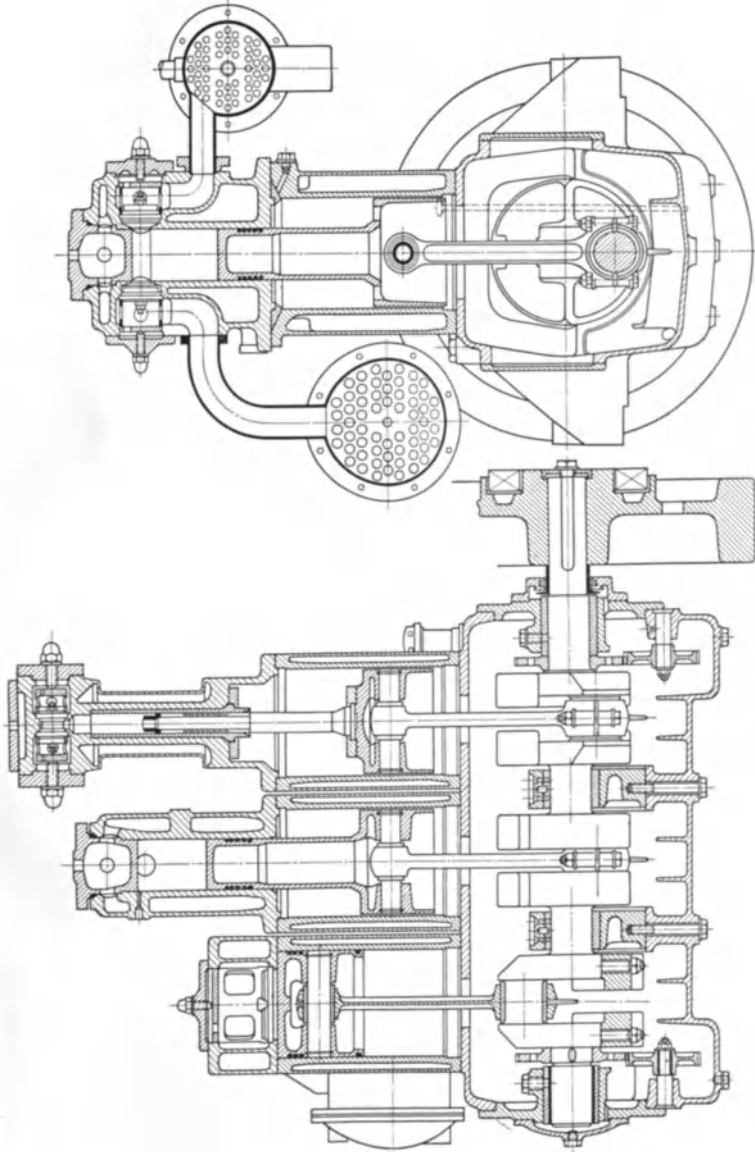


Abb. 109. 3stufiger Verdichter (FMA).

Sollen mehrstufige Verdichter zusammengebaut werden, so brauchen nur kleinere Zylinder aufgesetzt zu werden (Abb. 109); die beiden rechten abgesetzten Kolben übernehmen mit ihrer unteren großen

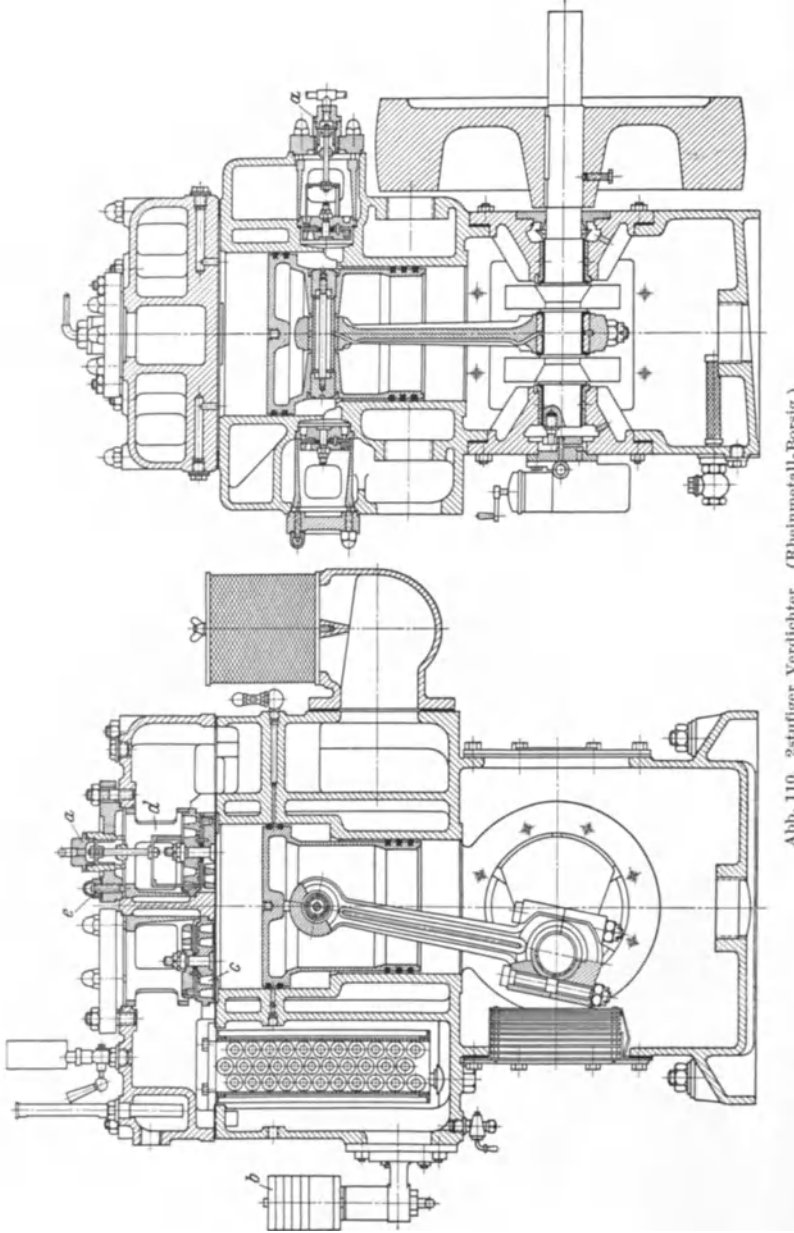


Abb. 110. 2-stufiger Verdichter. (Rheinmetall-Borsig.)

Fläche die Führung in der Gleitbahn. Die Kolbenlaufbüchse der letzten Stufe (bis ≈ 250 atü) ist nicht wassergekühlt, sie ist von unten besonders eingesetzt; der Wärmedurchgang dürfte schlecht sein.

Abb. 110 zeigt einen zweistufigen Verdichter mit weitem Ansaugraum für die 1. Stufe und ausreichenden Pufferräumen für den Zwischenkühler, der aus einem Rohrbündel besteht. Nach Abbau des Zylinderkopfes liegen Stufenkolben und Zwischenkühler frei. Zylinder und Kurbelwanne bilden ein Stück, in das die Kurbelwelle seitlich eingebaut ist. Kurbelwelle und Kolbenzapfen werden durch Druckumlaufschmierung geschmiert; der Kolbenlauf erhält sein Öl von einer

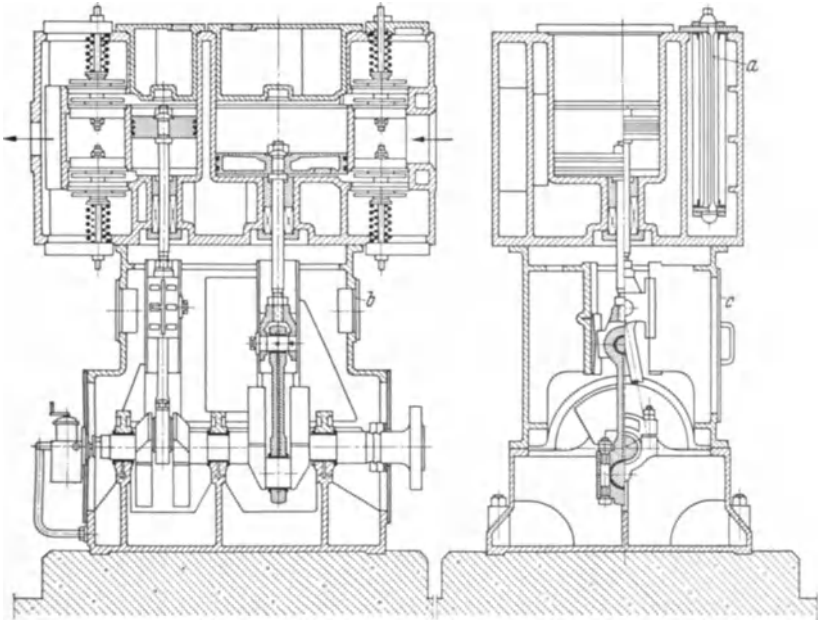


Abb. 111. 2stufiger doppeltwirkender Verdichter. (Rheinmetall-Borsig.)

Schmierpresse. Der Kolbenbolzen ist seitlich durch Füllstücke abgedichtet, damit der schädliche Raum der 2. Stufe nicht zu groß wird und kein Triebwerksöl auf die Zylinderlaufflächen gelangt.

Die Saugventile beider Stufen erhalten Greifer *a*, die durch den gewichtsbelasteten Druckregler *b* betätigt werden. Die Ventilsitze *c* werden mittels besonderer Druckschrauben *e* unter Zwischenschaltung rohrähnlicher Druckstücke *d* gegen den Zylinderkopf gepreßt; die Druckschrauben sind nach außen durch Hutmuttern abgedichtet. Als Dichtung kommen Kupferscheiben in Frage.

Diese Bauart wird für Ansaugmengen von 2,5 bis 10 m³/min und Drehzahlen von 725 bis 300 benutzt. Größere Maschinen bis 125 m³/min werden mit 2 doppeltwirkenden Verbundzylindern ausgeführt (Abb. 111 und 112). In einem geräumigen Pufferraum ist bei *a* der Elementenkühler untergebracht; Öffnungen *b* und *c* im Gehäuse gestatten den

Zugang zum Triebwerk. Die Niederdruckkurbel eilt der Hochdruckkurbel um 120° voraus. Die beiden Kolben bestehen aus dichtem Gußeisen.

Die Ventile der 1. Stufe sind in Abb. 113 dargestellt. Saugventilsitz *a* und Hubfänger *b* werden auf der durchgehenden Spindel *c* durch die

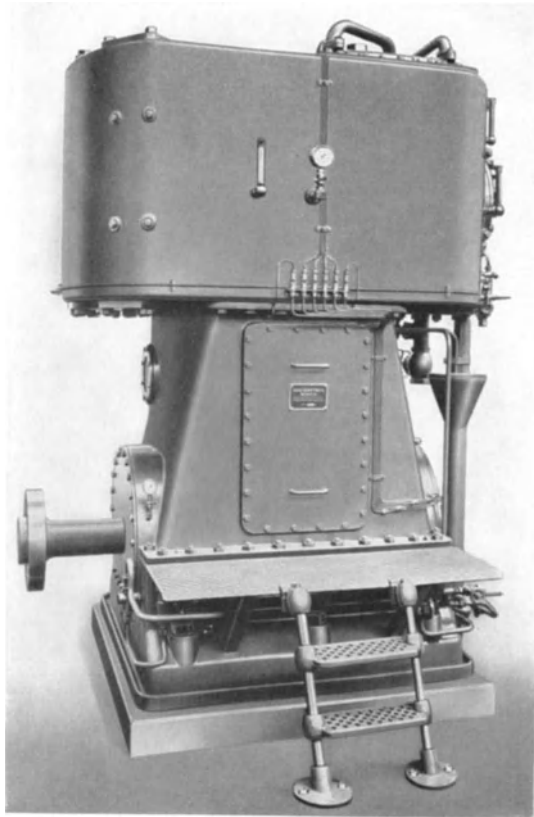


Abb. 112. 2stufiger doppeltwirkender Verdichter. (Rheinmetall-Borsig.)

Hutmutter *d* zusammengehalten und durch die innere Feder *i* und Scheibe *g* gegen die Eindrehung im Gehäuse gedrückt. Druckventilsitz *d* und Hubfänger *e* werden durch die äußere starke Feder *h* auf die Dichtung im Gehäuse gepreßt. Als Widerlager für die Feder wird der Deckel *k* benutzt.

In den Hubfängern *e* und *b* sind zylindrische Aussparungen angebracht, in denen auf Scheiben *q* die 3 Belastungsfedern *p* ruhen; sie drücken mittels kleiner Nöpchen *o* auf die Ventilplatten. Zwecks Offenhaltens der Saugventilplatten sind im Saugventilsitz kleine Kolben *n*

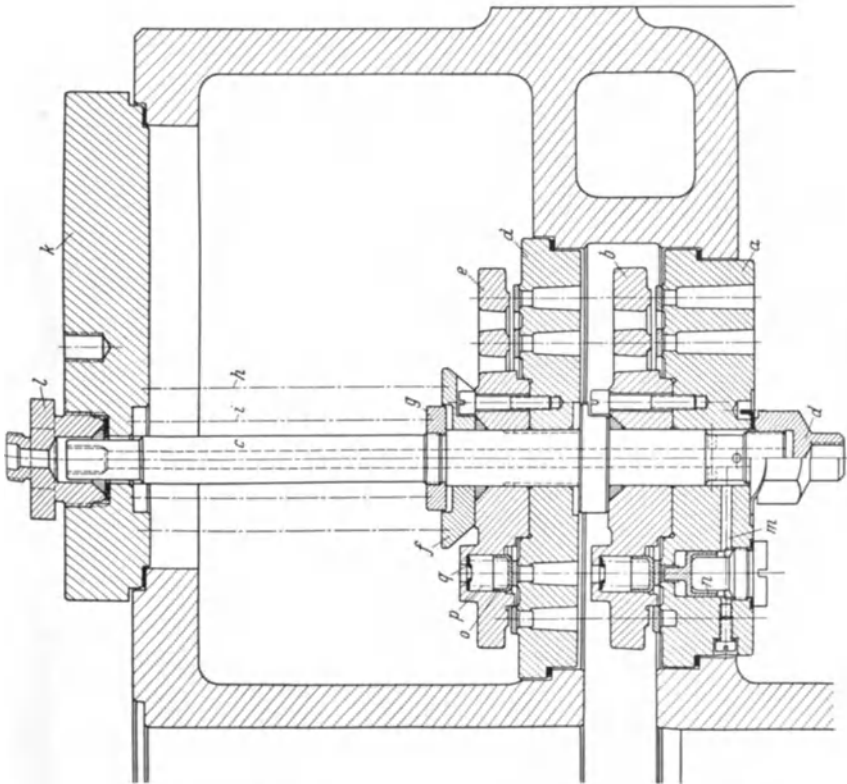


Abb. 113. Saug- und Druckventil zu Abb. 111.

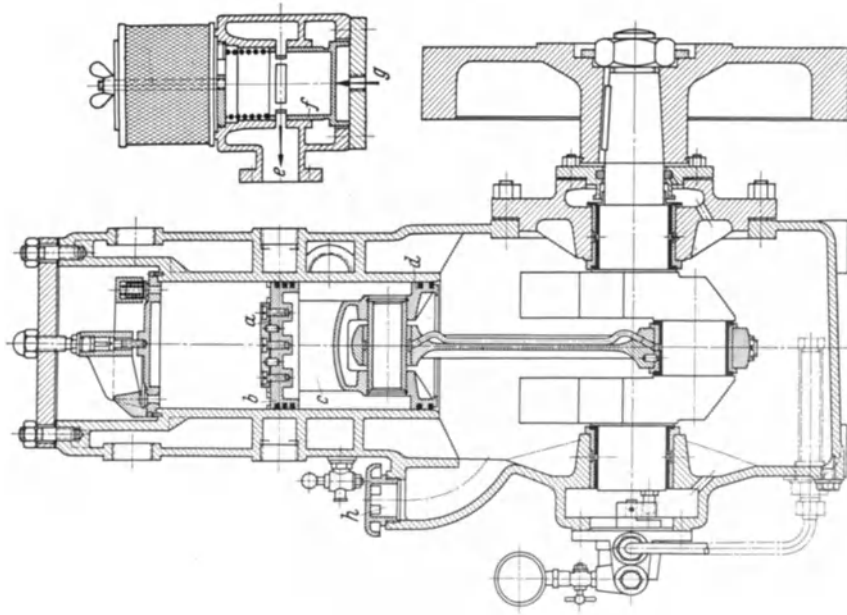


Abb. 114. Schnelllaufender Verdichter mit Streifenventilen im Kolben. (Rheinmetall-Borsig.)

mit Nasen eingesetzt, die über die Verschraubung *l*, durch die hohle Spindel *c* und die Bohrung *m* die Steuerluft vom Druckregler erhalten.

Für Schnellauf ist es zweckmäßig, die Saugventile im Kolben unterzubringen (Abb. 114). Die Luft wird beim Niedergang des Kolbens durch die sich öffnenden Streifenventile *a*, die im Kolben sitzen, durchgesaugt; dadurch wird die Luft im „Gleichstrom“ durch die Maschine gefördert; der Kolben besteht aus der oberen Ventilplatte *b* mit 3 Kolbenringen, den seitlichen Gleitflächen *c*, die den Kolbenbolzen aufnehmen, und den unteren Ringkörper *d* mit 2 Kolbenringen. Die Luft wird seitlich, oberhalb des Kurbelgehäuses bei *e* angesaugt; im Saugstutzen befindet sich ein Rohrschieber *f* für die Mengenregelung; die Steuerluft wird bei *g* zugeführt. Entlüftung des Kurbelgehäuses bei *h*. Die Kurbelwelle wird seitlich eingeschoben.



Abb. 115.
Kolben zu Abb. 114.

Auf dem Kolben (Abb. 115) ist oben die Leiste zu erkennen, die die Dämpferfedern mit den Ventilstreifen festhält. Abb. 116 zeigt die Einzelteile des großen Druckventils, das im Zylinder untergebracht ist; in dem Druckventilsitz befindet sich eine längliche Aussparung (Abb. 114) für die Kolbenleiste; im umgekehrten Hubfänger (Abb. 116, Mitte) ist von den 3 Führungsstiften

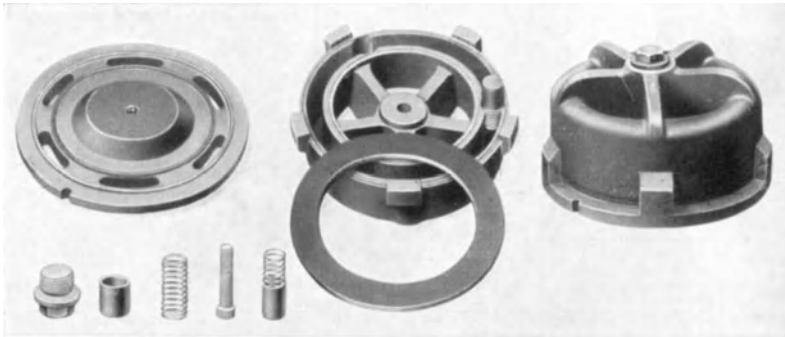


Abb. 116. Einzelteile des Druckventils zu Abb. 114.

der Belastungsfedern einer zu sehen. Abb. 117 zeigt eine derartige Maschine in Zwillingsanordnung mit 180° Kurbelversetzung; die beiden Zylinder bilden ein Gußstück; vor den Zylindern ist der gemeinsame Saugstutzen mit dem Luftfilter zu erkennen. Auf der linken Seite des Kurbelgehäuses sieht man die Ölpumpe mit den Leitungen und dem Manometer.

Statt mit zylindrischen Schraubenfedern können die Ventile auch durch Blattfedern belastet werden (Abb. 118). Die gehärteten Stifte *g*

dienen zur Führung der Ventilplatten. Der Druckventilsitz wird durch kräftige Federn mittels der Platte *i* auf den oberen Rand des Zylinders gepreßt. Das Kurbelgehäuse ist nach dem Vorschlag von Pabst erstmalig für NH_3 -Verdichter aus Stahlblech geschweißt, da es wegen des Saugdruckes von 1,5 bis 2 atü vollkommen gas- und öldicht sein muß.

Zum Abfüllen von Sauerstoff in Flaschen werden dreistufige Verdichter benutzt (Abb. 119). Mit Rücksicht auf die Wasserschmierung können nur Stulpen aus Vulkanfiber oder Chromleder zur Abdichtung verwandt werden; die Kolbenstangen müssen im Kreuzkopf genau zentriert geführt werden; ferner muß der schädliche Raum durch Nachstellung zu verändern sein. Da das Austreten von Sauerstoff in die Atmosphäre verhindert werden muß, sind je

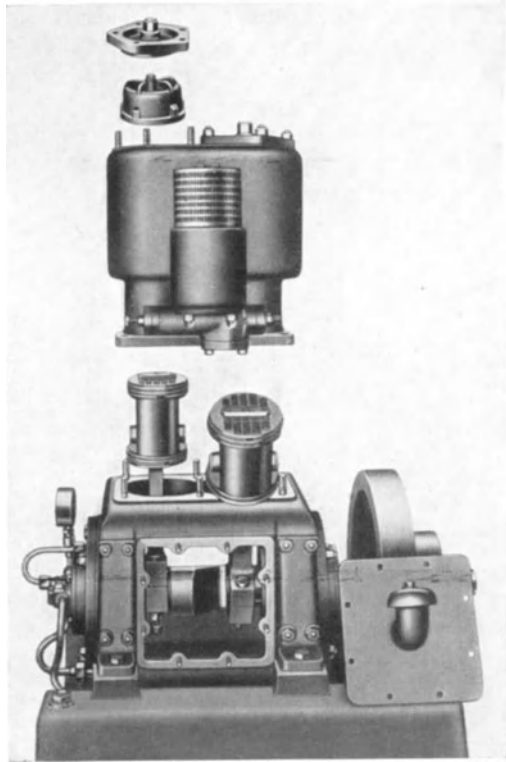


Abb. 117. 1stufiger schnelllaufender Verdichter in Zweizylinderbauart. (Rheinmetall-Borsig.)

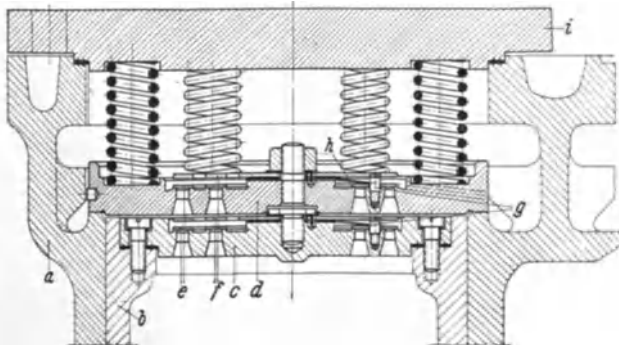


Abb. 118. Saug- und Druckventil eines NH_3 -Gleichstromverdichters. (Halle'sche Maschinenfabrik und Eisengießerei.) *a* Zylinderkopf; *b* Kolben; *c* Saugventilsitz; *d* Druckventilsitz; *e* Ventilplatten; *f* Hubhänger; *g* Führungsstifte; *h* Ventil-Flachfeder; *i* Zylinderdeckel. (Aus Z. VDI 1935 Nr. 35.)

2 Stopfbüchsen *e* und *f* mit Weichpackung hintereinandergeschaltet; der Raum dazwischen ist mit der Saugleitung verbunden; die unteren

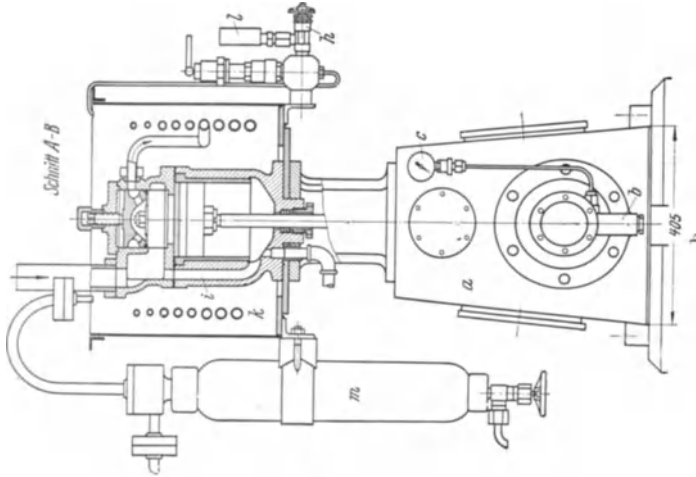
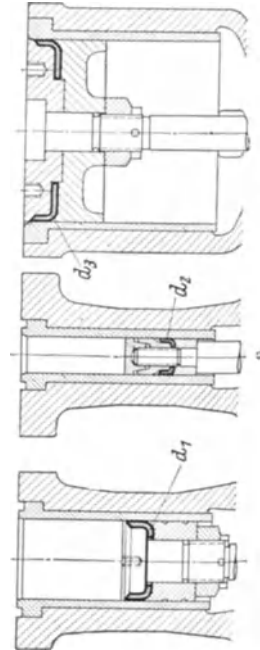
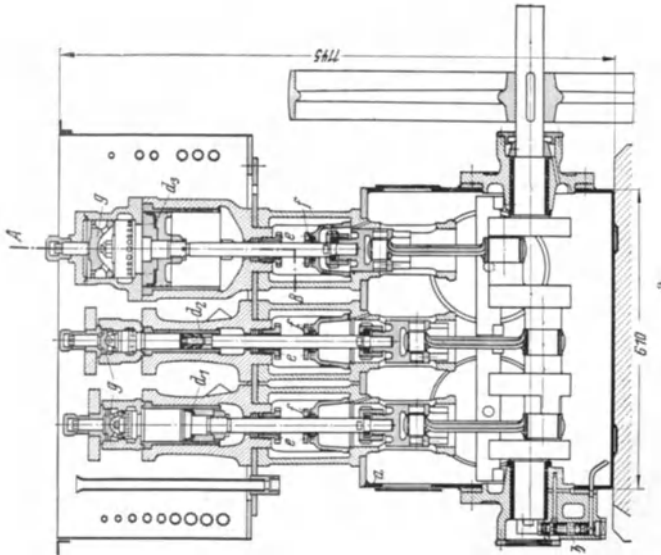


Abb. 110a.—c. 3stufiger Sauerstoff-Abfüllverdichter. Enddruck 150 bis 165 atü, Ausgabemenge 18 m³/h. (Maschinenfabrik Sürth.) *a* Geschweißter Rahmen; *b* Schmierpumppe; *c* Öldruckmanometer; *d*₁, *d*₂, *d*₃ Stulpen; *e*, *f* Stopfbüchsen; *g* Druckstücke der Ventile; *h* Drosselventil; *i* Umföhrungsleitung; *k* Wasserkasten mit Kühlschlangen; *l* Manometer; *m* Wasserabsehelderflasche. (Aus Z. VDI 1933 Nr. 45.)



Stopfbüchsen *f* sollen das Schmieröl der Kolbenstangen abstreifen (s. S. 48). Das Maschinengestell ist geschweißt.

Werkstoffe. Wegen der Rostgefahr: Kolbenstangen aus rostfreiem Stahl, Kolben, Zylinderbuchsen und Ventilgehäuse aus Bronze, Ventile aus Bronze oder rostfreiem Stahl.

Eine andere Art der Abdichtung gegen Sauerstoff zeigt Abb. 120. Kolben aus Bronze, hohl gegossen, hochglanzpoliert. Stopfbüchse mit 3 Lederstulpen und einer Vorstopfbüchse mit Weichpackung. In Abb. 121 ist der Zylinderkopf eines vierstufigen Leuchtgasverdichters (350 atü) dargestellt, dessen Aufbau der Abbildung 119 entspricht; alle Teile des Kopfes sind aus hochwertigem Stahl hergestellt. Die Rohre sind nach dem Einschrauben dicht verschweißt. Die beiden Ventile (Abb. 122) sind vereinigt; der Ventilsitz *a* trägt oben die Dichtfläche für die Druckventilplatte und unten die für die Saugventilplatte; das Gas strömt durch 16 seitliche Bohrungen *b* von 3 mm \varnothing dem Saugventilsitz zu; der Druckventilsitz steht mit dem Zylinder durch 8 Bohrungen *c* von 4 mm \varnothing in Verbindung. Alle Ventileile bestehen aus legiertem Stahl. Alle Dichtflächen sind aufgeschliffen.

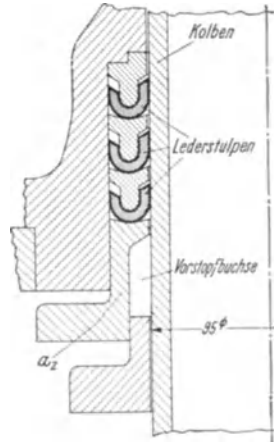


Abb. 120. Stopfbüchse mit ruhenden Stulpen für einen 3stufigen Sauerstoff-Abfüllverdichter. Enddruck 150 bis 165 atü (FMA). (Aus Z. VDI 1933 Nr. 45.)

Der Deckel *b* (Abb. 121) wird durch die Schrauben *d* angezogen; er drückt den Zylinderkopf *a* gegen die Laufbüchse; die Dichtungen bestehen aus Weich Eisen. Das zusammengebaute Ventil wird durch Schraube *c* und Glocke *e*

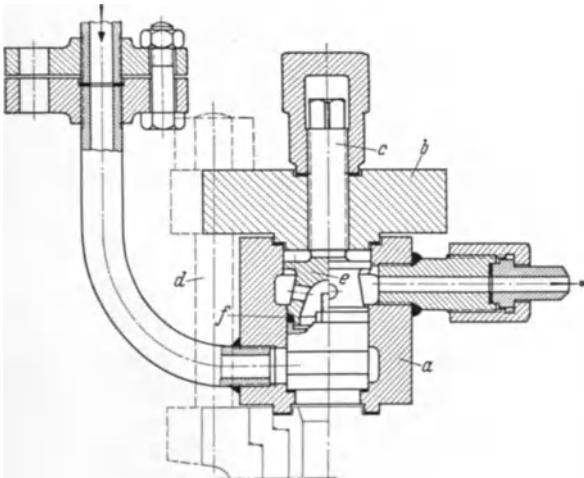


Abb. 121. Zylinderkopf eines 4stufigen Leuchtgasverdichters. (Maschinenfabrik Sürth.)

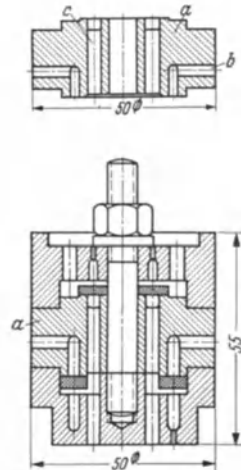


Abb. 122. Ventile zu Abb. 121.

mit Weich Eisendichtung im Zylinderkopf festgehalten; *f* ist ein Ring aus Weißmetall.

3. Liegende Verdichter.

Zweistufiger, gedrängt gebauter Verdichter (Abb. 123 und 124); Ansaugleistung bis $27 \text{ m}^3/\text{min}$ bis 10 atü und $n = 175$ je min, Kupplungsleistung dabei 230 PS . Zylinder und Rahmen in einem Stück gegossen;

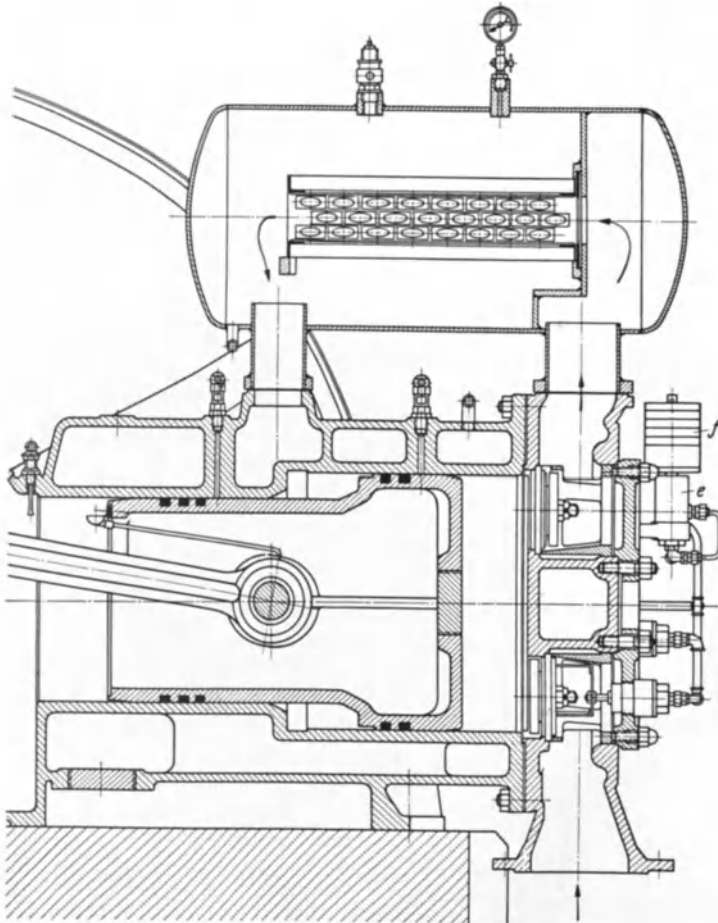


Abb. 123a.

je 2 Saugventile *a* und Druckventile *b* der 1. Stufe im Zylinderkopf, Saugventil *c* und Druckventil *d* der 2. Stufe in seitlichen Taschen; Greiferregelung für *a* und *c*; *e* ist der Druckregler, *f* das Belastungsgewicht mit Scheiben. Der über der Maschine gelegene Zwischenkühler hat weite Pufferräume und das auf S. 77 beschriebene Kühlerelement aus ovalen Röhren.

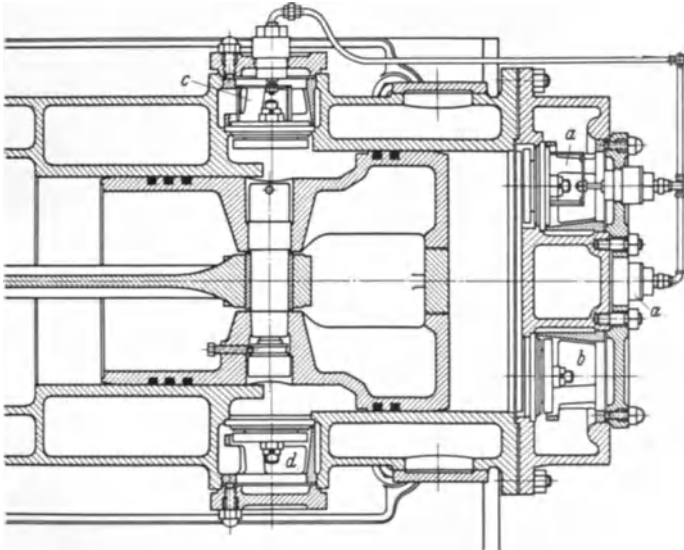


Abb. 123 b.

Abb. 123a u. b. 2-stufiger Verdichter. (Rheinmetall-Borsig.)

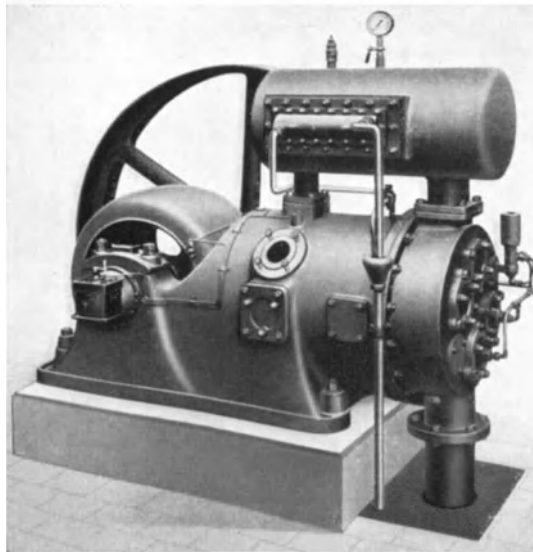


Abb. 124. 2-stufiger Verdichter. Lichtbild zu Abb. 123.

Abb. 125. Zweistufiger doppelwirkender Verdichter; 500 mm Hub, 880/520 Kolbendurchmesser, bis 11 atü; unmittelbar durch Drehstrommotor angetrieben. Jede Niederdruck-Zylinderseite hat 4 Saugventile *a*

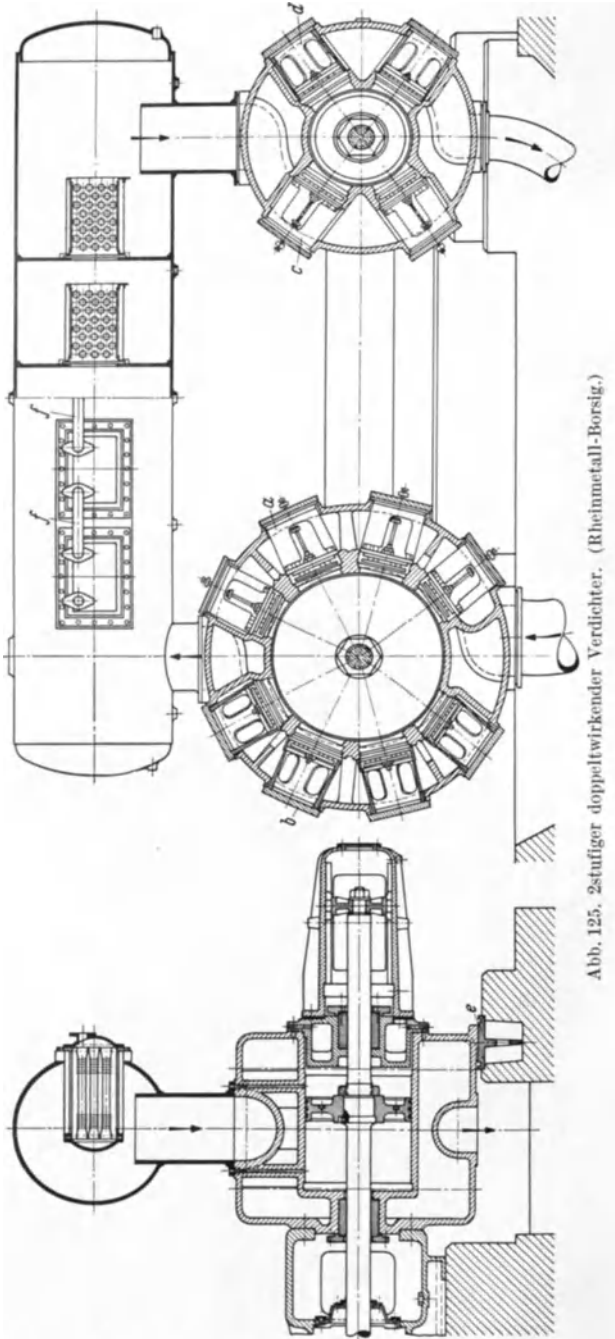


Abb. 125. 2stufiger doppeltwirkender Verdichter. (Rheinmetall-Borsig.)

und 4 Druckventile *b*, die Hochdruckseite je 2 Saugventile *c* und 2 Druckventile *d*. Greiferregelung für 1. und 2. Stufe. Der große Zwischenkühler ist raumsparend über den Zylindern angeordnet; er bildet gleichzeitig eine kurze Verbindung; er ist mit leicht auswechselbaren Kühlerelementen ausgerüstet. *f* sind die Kühlwasserleitungen zu diesen. Die doppeltwirkenden Kolben werden durch die hinten geführten Kolbenstangen frei im Zylinder getragen (Schwebekolben). Um freie Wärmeausdehnung der Zylinder zu gewährleisten, liegen diese am hinteren Ende auf ebenen Stützflächen *e* auf.

4. Liegende Verdichter für größte Leistungen.

Abb. 126 und 127, Koksofengasverdichter, zweistufig, für Gasfernversorgung, angetrieben durch Verbunddampfmaschine; Ansaugemenge 420 m³/min, Gegendruck 5 atü.

Grundsätzliche Gestaltung bei Großmaschinen¹.

Entsprechend den Erfahrungen im Großgasmaschinenbau werden für derartige Maschinen nur Schwebekolben für den geforderten Dauerbetrieb benutzt. Die Kolbenstangen werden übermäßig stark ausgeführt, damit die Formänderungen gering werden; unter Umständen werden sie mittels versetzter Körner nach zwei schwach gegeneinander geneigten Achsen gedreht, so daß sie, durch das Kolbengewicht im Betriebe belastet, gerade werden. Die Zylinder, die zwar mit größter Genauigkeit im Durchmesser hergestellt sind, dehnen sich im Betriebe infolge Erwärmung und Beanspruchung derart, daß sie nicht mehr genau rund sind. Die nicht gekühlten Kolben dehnen sich stärker aus als die gekühlten Zylinder, ihre zylindrische Form kann bei großer Länge verlorengehen. Bei langen Maschinen mit mehreren hintereinander gebauten Zylindern und Kolben kann nicht mit genauer Gleichachsigkeit gerechnet werden. Daher dürfen die Kolben die Zylinderwandung nicht berühren; lediglich die Kolbenringe laufen darauf und können, da sie elastisch sind, abdichten. Besonders schnell würden Schleppkolben die Wandungen beschädigen, wenn es sich um Koksgas handelte, das feinen Staub aus der trockenen Schwefelreinigung mit sich führt. Beim Schwebekolben ist die Einlaufzeit erheblich geringer, ein Vorteil, der beim Antrieb durch nicht regelbare Elektromotoren ins Gewicht fällt. Die Kolbenstangen werden durch bewegliche Stopfbüchsen abgedichtet, die die geringen senkrechten Bewegungen der Stangen ohne Gefahr mitmachen können.

Um die Wärmedehnungen langer Maschinen unschädlich zu machen, liegen die Zylinder auf Gleitflächen auf oder werden am hinteren Ende durch Pendelstützen abgefangen; außerdem erhält der äußere Kühlwassermantel eine rings herum laufende Fuge, die durch einen dicht

¹ Nach „DEMAG-Nachrichten“ und Werbeschriften.

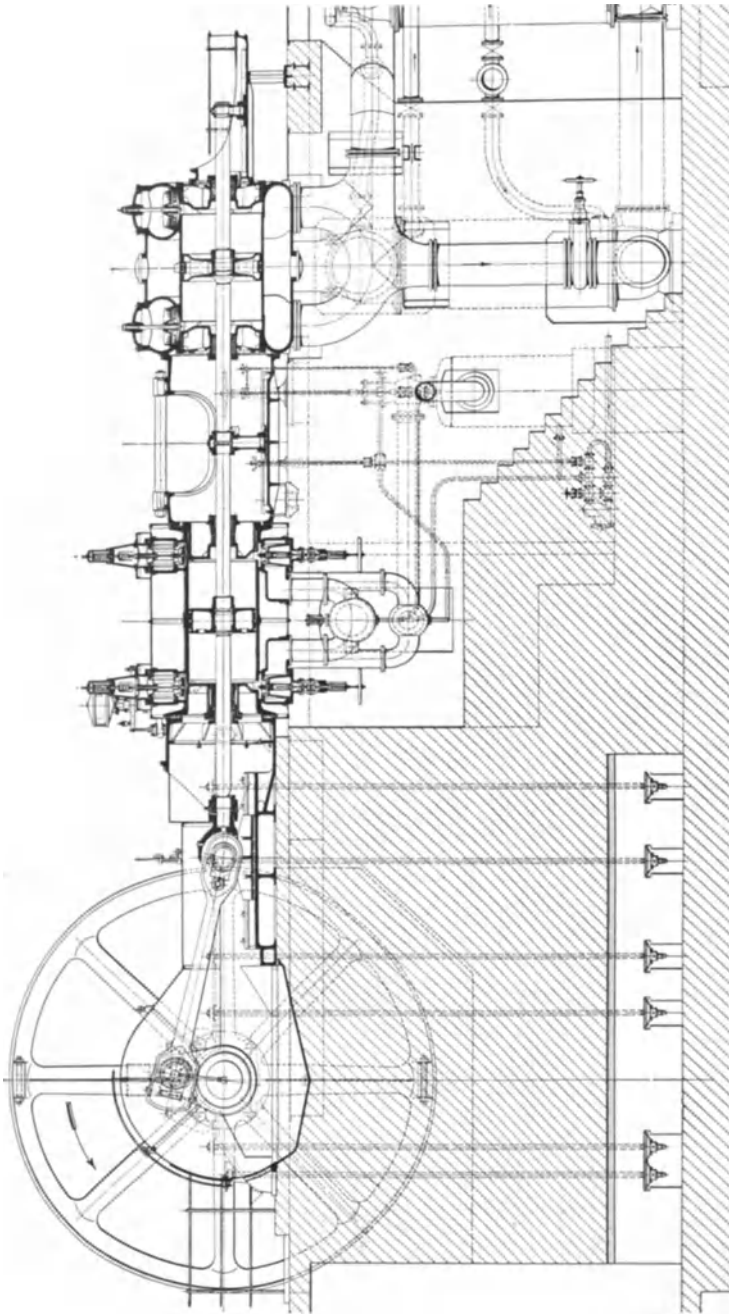


Abb. 126 a.

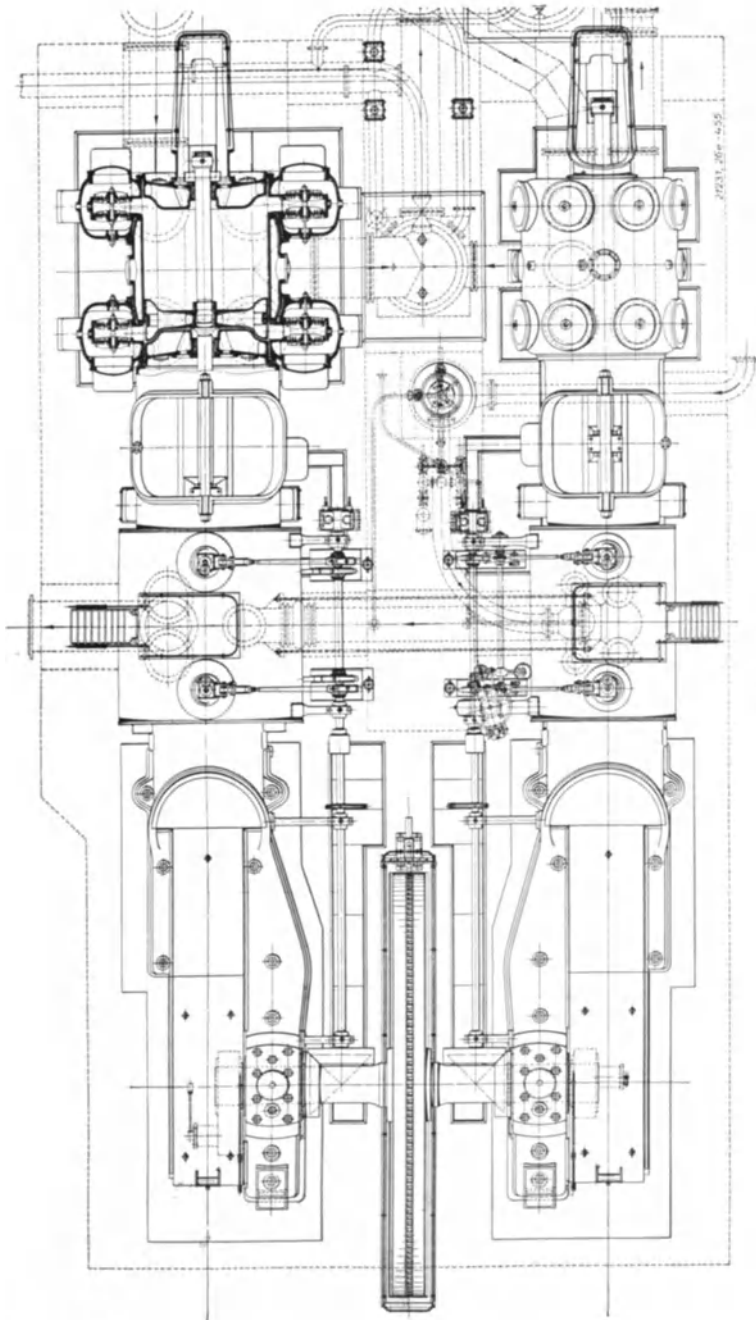


Abb. 126 b.

Abb. 126 a u. b. 2-stufiger Koksofengasverdichter (DEMA G). Hub 1400 mm. Dampfzylinder 850/1600 mm; Gaszylinder 1160/1800 mm. Drehzahl 30 bis 75 U/min.

schließenden, aber in der Längsrichtung nachgiebigen Ring verschlossen ist (s. Abb. 128).

Die Ventile der 1. Stufe (Abb. 126) sind gleichlaufend zur Kolbenachse untergebracht; die schädlichen Räume sind hierbei größer als bei der Ventilanordnung der 2. Stufe.

Abb. 128. Dreistufiger Koksgasverdichter für ein Stickstoffwerk; Ansaugedruck 1 ata, Enddruck 12 atü, Ansaugemenge $\approx 90 \text{ m}^3/\text{min}$. Kolben 1070/790/530 mm \varnothing , Hub 850 mm, Drehzahl 122 U/min. Ausbau

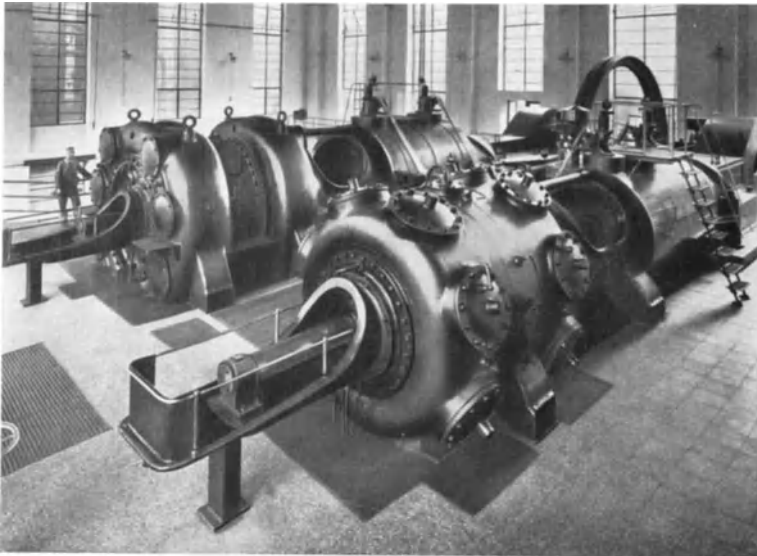


Abb. 127. 2stufiger Koksofengasverdichter. Lichtbild zu Abb. 126.

des Kolbens nach Entfernen des hinteren Zylinderdeckels. Der Kolben versteift mit seinem großen Durchmesser die Kolbenstange. Über den Zylindern sind die von Hand bedienbaren Zuschalträume zu erkennen.

Zahlentafel 12.

	Stufe					
	I _v	I _h	II	III	IV	V
Zylinderdurchmesser mm .	815,1	815,1	595,2	340	235,2	120,1
Kolbenstangen bzw. Stufenkolbendurchmesser mm .	595,2	340	150	—	120,1	—
Wirksame Kolbenflächen cm ²	2436	4310	2606	908	331	113
Stufenenddrücke atü . . .	1,75	1,75	7,04	22,27	65,28	175
Indizierte Leistung des Verdichters PS	52,5	88,1	165,3	171,8	153,3	137,5

Abb. 129 zeigt einen fünfstufigen Verdichter für Luft, angetrieben durch eine Verbunddampfmaschine; Hub 1000 mm, Drehzahl 81 je min.; Ansaugmenge 50 m³/min von 1 ata; Enddruck 175 atü. Mechanischer Wirkungsgrad $\eta_m \approx 0,88$. Indizierte Verdichterleistung 768 PS. Zahlentafel 12 gibt die Abmessungen und Betriebsdaten an.

Die dazu gehörigen Diagramme sind in Abb. 130 wiedergegeben.

Die Zylinder der 1. bis 3. Stufe bestehen aus bestem Zylindergußeisen; für die höheren Druckstufen werden Zylinder aus Stahlguß oder Stahl genommen, in die mit Rücksicht auf gute Laufeigenschaften gußeiserne Laufbüchsen eingezogen werden. Abb. 131 zeigt im Vordergrund die schlanken Zylinder der 4. und 5. Stufe mit den angeschlossenen Leitungen; zu beachten sind die starken Schrauben an den Zylinderköpfen.

In Abb. 132 ist die Hochdruckseite eines sechsstufigen Verdichters wiedergegeben; Hub 700 mm; Zylinderdurchmesser 815/720/475/310/260/90 mm. Enddruck 300 atü. Kupplungsleistung der ganzen Maschine 1150 PS. Die Stufen I bis III haben wegen des nicht ganz reinen Gases Schwebekolben; die Hochdruckkolben dagegen sind wegen des reineren Gases und geringeren Gewichtes als Schleppkolben ausgebildet. Auch hier sind die etwas empfindlicheren Hochdruckstufen auf eine Maschinenseite gelegt.

Die Zylinder können sich frei nach hinten ausdehnen; der letzte wird durch eine Pendelstütze getragen.

Abb. 133 zeigt die 3. und 4. Stufe eines Höchstdruckverdichters für Mischgas, Ansaugmenge 100 m³/min bezogen auf Atmosphärendruck, Ansaugedruck 10 atü, Enddruck 850 bis 900 atü; Drehzahl 122 je min. Die Maschine wird durch einen Drehstrommotor von ≈ 1600 PS unmittelbar angetrieben (Abb. 134). Die wassergekühlten

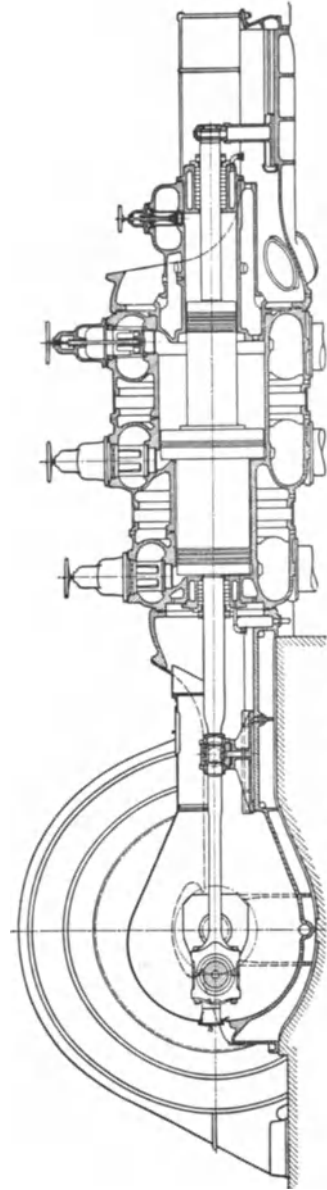


Abb. 128. 3stufiger Koksgasverdichter (DEMA G).

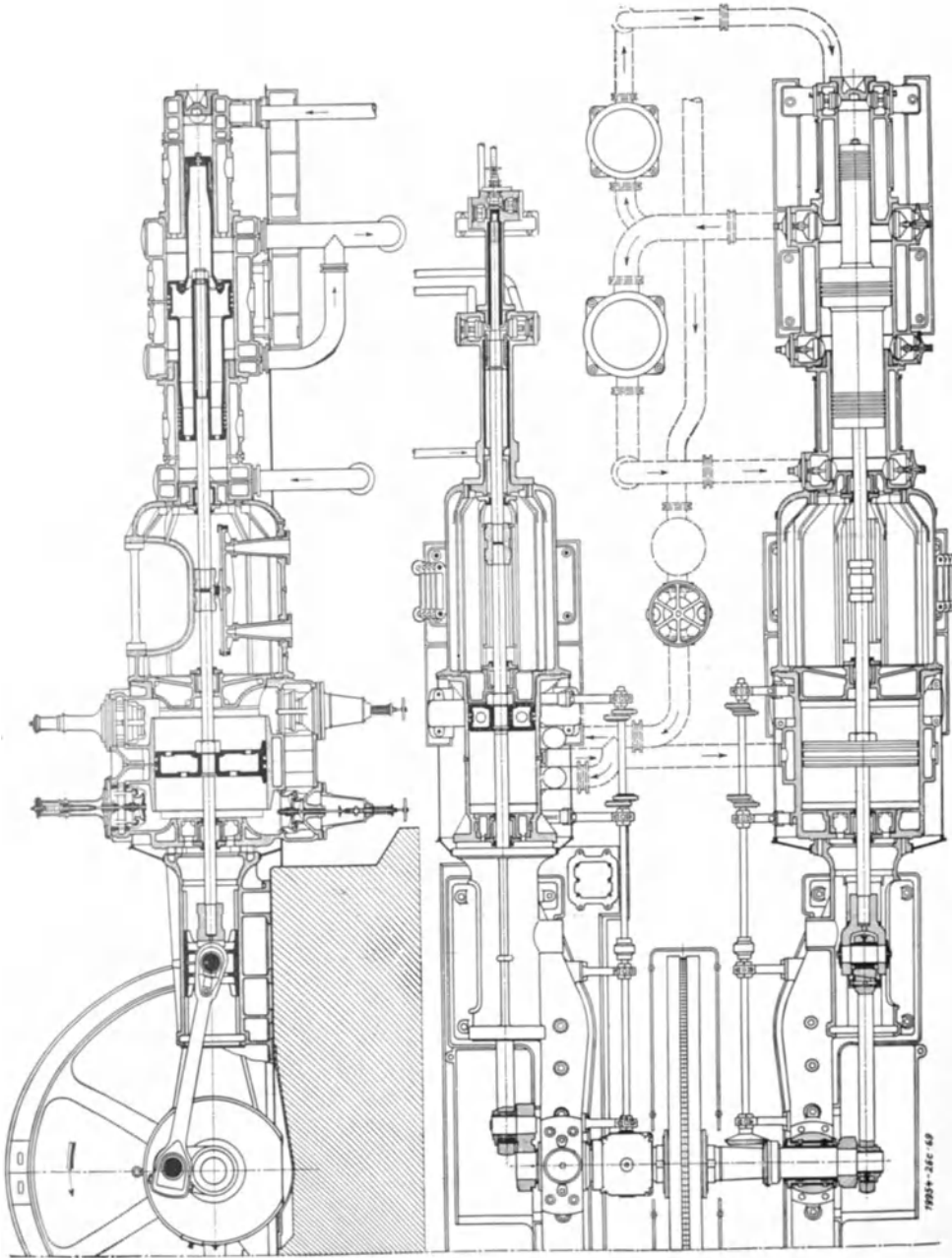


Abb. 120. Dreistufiger Luftverdichter für Enddruck 175 atü (DEMA G).

7933+28c-69

hohlen Kolbenstangen werden durch ein Querhaupt *a* bewegt, das auf dem Grundrahmen geführt und durch zwei seitliche Stangen *b* vom Kreuzkopf angetrieben wird. Die Zylinder bestehen aus geschmiedetem Stahl mit eingesetzten Schutzbüchsen aus Bronze. Wasserdruckprobe bis 1800 atü. *c* und *d* sind die Zylinderköpfe mit den selbsttätigen Plattenventilen und Anschlußleitungen.

Um das Eindringen von Staub zu verhindern, sind die Kolbenstangen mit den Metallstopfbüchsen vollkommen durch eine Verkleidung abgedichtet.

Die Diagramme (Abb. 135) der letzten Stufen haben nach Angabe der DEMAG einen Verdichtungsexponenten von 1,6 bzw. 1,8.

Um den unvermeidlichen Formänderungen langer Maschinen gerecht zu werden, benutzt man häufig beweglich miteinander verbundene Kolben (Abb. 136). In das rechte Ende des großen Kolbens ist die hintere Kol-

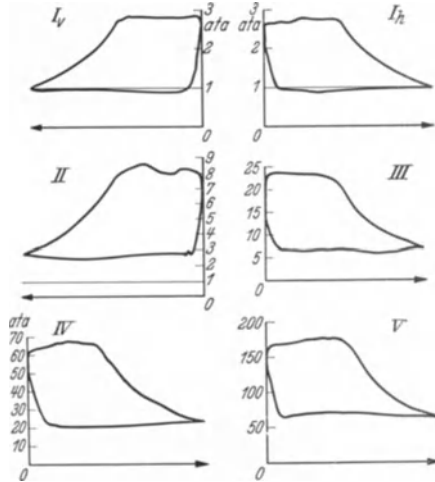


Abb. 130. Diagramme zum 5stufigen Luftverdichter nach Abb. 129.

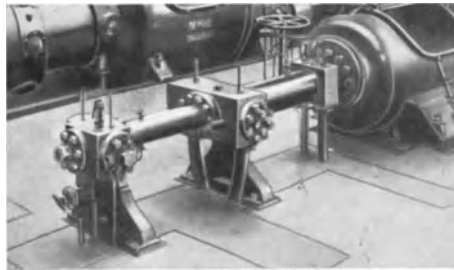


Abb. 131. Lichtbild der 4. und 5. Stufe des 5stufigen Verdichters nach Abb. 129.

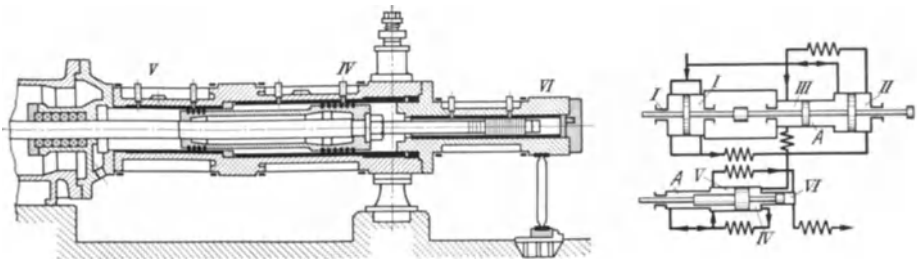


Abb. 132. Hochdruckseite eines 6stufigen Verdichters. (Rheinmetall-Borsig.)

benstange für die höheren Stufen mittels einer Kugel nachgiebig eingelassen [16].

5. Sonderbauarten.

Siebenstufige Höchstdruckverdichter für 1100 atü hat die Firma Gebr. Sulzer, Ludwigshafen, so ausgeführt, daß die Kolben der beiden

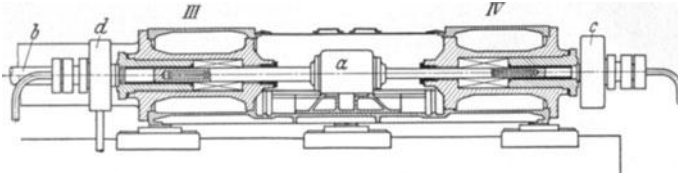


Abb. 133. 3. und 4. Stufe eines 4stufigen Höchstdruckverdichters nach Abb. 134 (DEMAG).

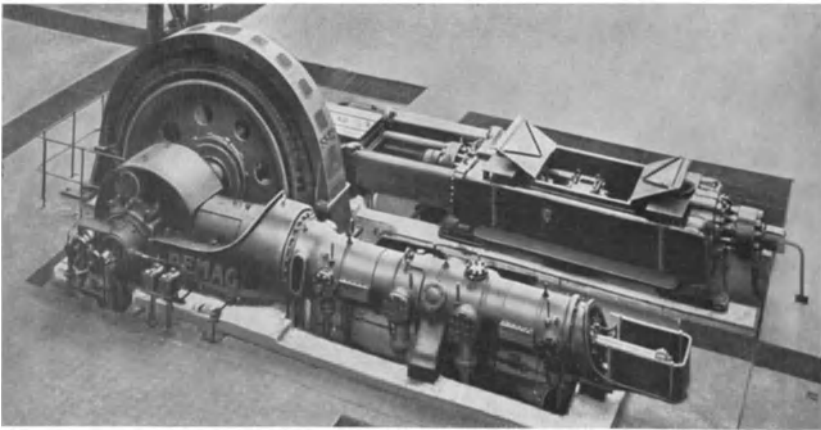


Abb. 134. 4stufiger Höchstdruckverdichter (DEMAG).

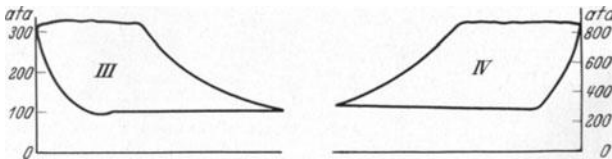


Abb. 135. Diagramme der Stufen III und IV.

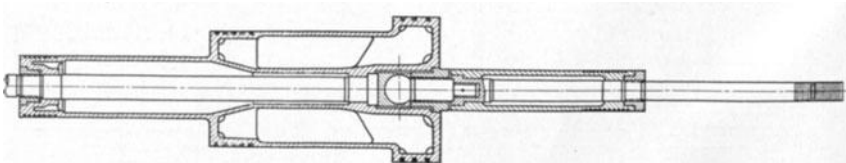


Abb. 136. Kolben und Stangen eines 5stufigen Stickstoffverdichters. Gesamtgewicht 1850 kg. Gesamte Länge 5270 mm. (Maschinenfabrik Sürth.)

letzten Stufe durch Öldruck bewegt werden; die beiden Zylinder sind senkrecht am Ende der liegenden Maschine angeordnet¹.

¹ „Revue Sulzer“ 1930 Nr. 2 B und Schrifttumverzeichnis [14]. Dort ist auch das Verfahren der synthetischen Ammoniakherstellung nach Claude kurz angegeben.

Junkers-Freikolbenverdichter¹. Die gegenläufigen Kolben einer Zweitakt-Dieselmachine treiben unmittelbar, also ohne Kurbelgetriebe,

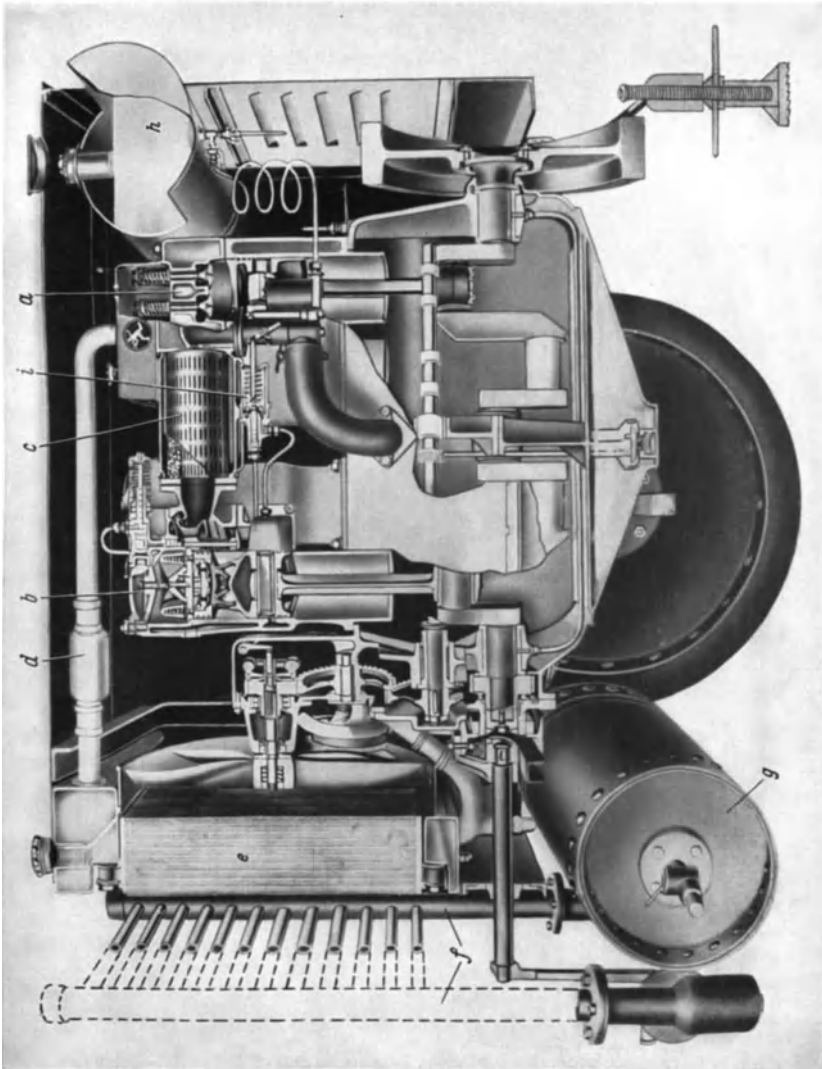


Abb. 137. Fahrbare Verdichteranlage (Flottmann). *a* Luftfilter für Verdichter und Motor; *b* selbsttätiger Kühlwassertemperaturregler; *c* Motor erhält warmes, Verdichter kaltes Wasser; *d* Motor erhält kaltes Wasser; *e* Kühlwasser; *f* Nachkühler für Druckluft; *g* Druckluftbehälter; *h* Kraftstoffbehälter; *i* Unterdruckregler des Motors.

die beiden außen liegenden Verdichterkolben an. Die Größe des Doppelhubes ist veränderlich: am größten bei Vollast, am kleinsten bei Leerlauf.

¹ Z. VDI 1935 Nr. 6 S. 155.

6. Fahrbare Verdichteranlagen (Flottmann).

Abb. 137 zeigt den Verdichter, der von einem Vergasermotor unmittelbar angetrieben wird; die beiden Motorzylinder (rechts) und die beiden Luftzylinder (links) arbeiten auf eine gemeinsame, dreifach gelagerte Kurbelwelle; Drehzahl 1000 je min; Hubvolumen $\approx 4 \text{ m}^3/\text{min}$; Enddruck 5 bis 7 atü. Die Saugventile sind in den Kolben untergebracht; die Luft wird durch ein Filter angesaugt. Ein Druckregler kann die Saugleitung

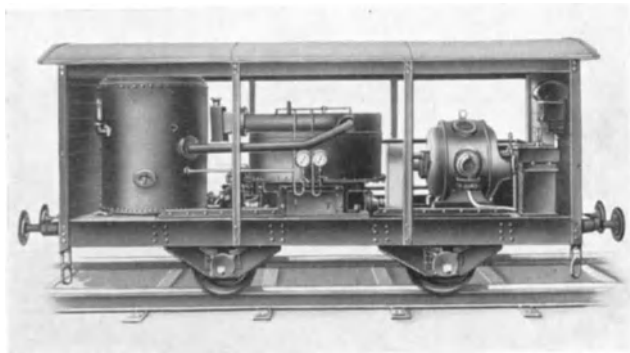


Abb. 138. Fahrbare Druckluftanlage. (Zwickauer Maschinenfabrik.)

absperrern; er stellt dann den Vergaser gleichzeitig auf Leerlauf; außerdem ist ein Fliehkraftregler zur Begrenzung der Höchstdrehzahl vorgesehen. Die Druckluft wird durch einen besonderen Luftkühler gekühlt, damit die Druckluftschläuche nicht beschädigt werden.

Eine auf Schienen fahrbare Anlage gibt Abb. 138 wieder. Der Verdichter wird durch einen Elektromotor über ein Zahnradvorgelege angetrieben.

XI. Ausrüstung und Wartung.

Schmierung.

Das Triebwerk erhält Druckumlaufschmierung durch eine Zahnradölpumpe; Öldruck 0,5 bis 3 atü.

Den Kolben und Kolbenstangen wird durch besondere Druckpumpen besonders geeignetes Zylinderöl zugeführt; jede Schmierstelle wird durch einen eigenen Pumpenstempel mit sichtbarem Tropfenfall versorgt (Ausführung Bosch, Michalk u. Sohn u. a.). Beim Anschluß an den Zylinder ist ein Rückschlagventil einzubauen, damit das Gas nicht durch die Leitung in die Pumpe gelangen kann.

Das Zylinderöl soll vollkommen harz- und säurefrei sein und keine Bestandteile an Asche und Asphalt haben; es soll sich nicht mit Wasser emulgieren; daher werden vielfach ungefettete Öle¹ verwandt.

Das Zylinderöl soll auch bei den hohen Lufttemperaturen einen tragfähigen Schmierfilm geben; es soll die Laufflächen und Kolbenringe vor Abnutzung schützen; es darf nicht verharzen oder Krusten bilden, da sich sonst die Kolbenringe und Metall-Stopfbuchsenringe festsetzen und die Ventile verkleben und verschmutzen. Rückstände kokiger Art wirken wie Schmirgel.

Ist das Öl zu dünnflüssig, dann muß übermäßig viel zugeführt werden, um einen tragenden Schmierfilm zu erhalten; Ölverbrauch groß, starke Verölung des Gases; ist das Öl zu dickflüssig, dann verteilt es sich nicht gleichmäßig.

Die Schmierung der Vakuumpumpen kann größere Schwierigkeit bereiten, da unter der Wirkung des Vakuums das Schmieröl leicht verdampfen kann. Die Flachschieber können sich unter dem Einfluß der Wärme werfen, wodurch starke örtliche Flächenpressungen auftreten können, die dann schwer zu schmieren sind; hier können Rückstandsbildungen zu Riefen in den Dichtflächen führen.

Wahl des Schmiermittels für verschiedene Gase².

Luft. Wegen der Gefahr der Ölentzündung sei bei wassergekühlten Kolbenverdichtern der Flammpunkt $\geq 230^{\circ}\text{C}$ (Verdichtungstemperatur 140 bis 150°C); bei luftgekühlten entsprechend höher. Zähigkeit bei 50°C 12 ÷ 15° E. Stündlicher Ölverbrauch der eingelaufenen Maschine 50 ÷ 80 g/1000 m³ Ansaugemenge. Häufig wird der Ölverbrauch bezogen auf die Größe der zu schmierenden Flächen von Zylinderlauf, Kolbenringen, Kolbenstange, Stopfbüchsenanteile usw. Man rechnet 0,6 bis 0,8 g/100 m² Fläche und Stunde.

Während des Einlaufens ist mindestens der doppelte Betrag erforderlich.

Wasserstoff greift Mineralöl nicht an. Geringer Schmierölverbrauch ist erwünscht, da Wasserstoff für die weitere Verwendung ölfrei sein muß.

Koksgas und Mischgas. Das im Kokereigas enthaltene Methan greift das Öl stark an; oxydationsbeständige Öle von 8 ÷ 10° E bei 50°C für Gastemperaturen von 140°C . Gefahr des Mitreißen von Öls Spuren in die Vorkühler der Gastrenneinrichtungen; bei höheren Temperaturen 4—5° E bei 100°C .

¹ Gefettete Öle sind Mineralöle mit geringem Zusatz von Pflanzen- oder Tieröl; sie verbinden sich mit Wasser zu einer untrennbaren Emulsion; gefettete und elektrisch eingedickte Mineralöle (Voltol) vermeiden die Rostgefahr, die durch die Gegenwart von Gasfeuchtigkeit und Luftsauerstoff gegeben ist.

² Kettner: Z. Druckluft März 1935 Heft 3. Fachschrift der Reichs-Fachverbandsgruppe Druckluftindustrie. Berlin-Charlottenburg.

Stickstoff verändert das Schmieröl fast nicht.

Kohlensäure verlangt, sofern sie bei der Verwendung mit Nahrungsmitteln in Berührung kommt, geruch- und geschmackloses Öl.

Sauerstoff. Kein Schmieröl, sondern nur destilliertes Wasser mit $10 \div 12$ vH Glycerinzusatz. Das zum Schmieren der Triebwerksteile benutzte Öl muß unbedingt von der Kolbenstange ferngehalten werden, damit es nicht in den Zylinder gelangt.

Wird zur Zylinderschmierung erstklassiges Öl verwandt, so kann dieses nach Filterung oder Schleuderung unter Zusatz von frischem Öl nochmals benutzt werden.

Wasser- und Ölabscheider sind in ausreichender Anzahl, gewöhnlich in Verbindung mit dem Zwischenkühler, vorzusehen. Selbsttätiger Auslaß ist nicht erwünscht, da er nicht zuverlässig ist. Ein hoher Wassergehalt der Luft kann für die angeschlossenen Druckluftgeräte, Bremsrichtungen usw. schädlich sein.

Sicherheitsventile sind in den Luft- und Kühlwasserleitungen vorzusehen; sie sollen beim Ansprechen große Querschnitte freigeben (Hochhubventile) und nach dem Abblasen dicht schließen. Das Druckgasnetz ist durch ein sicher arbeitendes Rückschlagventil am Verdichter bei Betriebsstörungen der Maschine gegen Gasverluste zu schützen. Zur Überwachung der Verdichter gehören Manometer in der Druckumlaufschmierung, an den Druckstutzen der einzelnen Stufen und Thermometer für Gas und Kühlwasser. Bei größeren Maschinen sind Sicherheitsbruchplatten in geschützter Lage vorzusehen; sie sollen bei Ölentzündungen und ungewollten Gasdruckerhöhungen reichliche Austrittsquerschnitte freigeben. Handbetätigte Regel- und Entlastungseinrichtungen sind übersichtlich und leicht bedienbar anzuordnen.

Gasreinigung. Gase, die Staubeile und schädliche Dämpfe enthalten, sollten vor dem Eintritt in die Maschine gereinigt werden. Zum Zurückhalten von Staub können ölbenetzte Filter benutzt werden. Die Luft sollte nicht aus dem Maschinenraum, sondern aus dem Freien angesaugt werden, damit man bei kühlerer Außenluft ein größeres Gasgewicht erhält.

Gasleitungen. Mittlere Gasgeschwindigkeit in der Saugleitung 15 bis 20 m/s, in der Druckleitung 25 bis 30 m/s. Über Strömungsverluste, Werkstoffe und Anlage der Leitungen siehe Dubbel: „Taschenbuch für den Maschinenbau“ Bd. 2 S. 412. Berlin: Julius Springer 1935; Röscher: „Die Maschinenelemente“ Bd. 1 S. 334—397. Berlin: Julius Springer 1927; Taschenbuch für Druckluftbetrieb, herausgegeben von FMA-Frankfurt a. M.; Blaeß: „Die Strömung in Röhren“, Oldenburg 1911; Nomogramm für Druckverluste in Industrie-Gas 1930 Nr. 7 S. 197. Im übrigen richtet man sich bei der Ausführung nach den DIN-Normen.

XII. Vakuumpumpen.

Der im Abschnitt VII 2b angegebene Druckausgleich läßt sich bei gewöhnlichen Verdichtern mit selbsttätigen Ventilen dadurch erreichen, daß man in der Nähe der beiden Totlagen eine absichtliche Undichtheit des Kolbens herbeiführt. Man bringt in der Zylinderwand und im Kolben flache Nuten an, deren Kanten die steuernden Kanten eines Kolbenschiebers darstellen.

Bis zu einem Druck von $\approx 0,3$ ata können einfache Verdichter mit kleinem schädlichen Raum ohne Druckausgleich zur Absaugung benutzt werden. Bei größerem Vakuum dagegen ist der Druckausgleich anzuwenden und bei höchstem Vakuum die zweistufige Bauart.

Vakuumpumpen mit Druckausgleich.

Durch den Fortfall der Ausdehnungslinie wird die Diagrammfläche und die aufzuwendende Arbeit je Kolbenhub größer. Es wird bei jedem

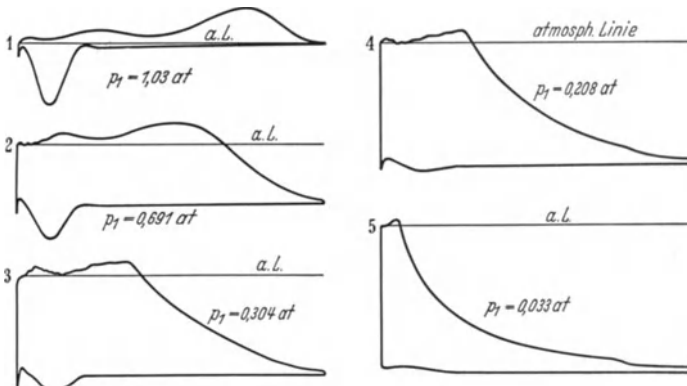


Abb. 139. Diagramme einer Vakuumpumpe. (Nach Gramberg [12].)

Unterdruck ein gleich großes Volumen V_1 m³/min angesaugt. Das geförderte Gewicht ist $G \approx V_1 : v_1$ kg/min und die aufzuwendende Leistung $N_{\text{pol}} = \frac{V_1}{4500} \cdot \frac{L_{\text{pol}}}{v_1}$ in PS. Wird adiabatische Verdichtung angenommen, so erhält $L_{\text{ad}} : v_1$ einen Größtwert für $p_1 \approx 0,29$ ata; $L_{\text{ad}} : v_1 = 4500$ mkg/kg. Für $p_1 = 1$ und $= 0$ ata wird $L_{\text{ad}} : v_1 = 0$. Daher ist die Kupplungsleistung für $p_1 \approx 0,29$ zu bemessen. Das Zu- und Abnehmen der Leistung ist auch aus den Diagrammen der Abb. 139 [12; S. 522] zu ersehen. Die Maschine war für hohes Vakuum bestimmt. Beim Anfahren, Diagramm 1 und 2, also kein Vakuum, macht sich das im Abschnitt Zwanglauf-Steuerungen (S. 72) erwähnte Abschließen des Zylinderraumes vom Saugraum durch starken Unterdruck bemerkbar; für diesen Betriebszustand ist die Maschine unwirtschaftlich.

Eine Vakuumpumpe arbeitet daher nur in dem Unterdruckbereich günstig, für den sie entworfen ist; andernfalls muß entweder ein schlechterer Ausnutzungsgrad oder geringere Wirtschaftlichkeit in Kauf genommen werden. Um die Strömungsverluste in den Kanälen klein

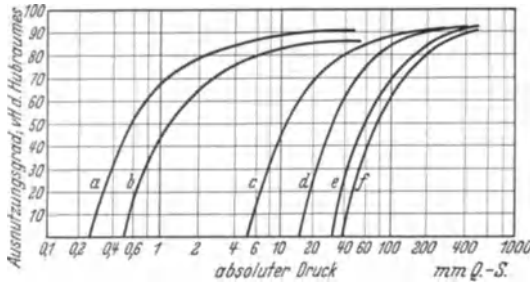


Abb. 140. Ausnutzungsgrad λ_H von Vakuumpumpen. *a* und *b* 2stufige Pumpen mit Druckausgleich; *c* und *d* 1stufige Pumpen mit Druckausgleich; *e* und *f* 1stufige Drehkolbenverdichter ohne Druckausgleich. (Nach Berl [6].)

zu halten, sind diese kurz und weit auszuführen mit besonders glatter Oberfläche.

Liefermenge. Abbildung 140 gibt eine Übersicht über den zu erreichenden Ausnutzungsgrad in Abhängigkeit vom Hubvolumen bei verschiedenen Bauarten. Zu beachten ist: Eine Pumpe nach

Kurve *c* erreicht bei abgeflanschem Saugstutzen (Liefermenge = 0) einen Druck von 5 mm Q.-S.; soll sie dem Angebot entsprechend z. B. einen Ausnutzungsgrad von 0,80 haben, so kann dieser Wert nur für einen Ansaugdruck von 40 mm Q.-S. gelten. Auch hier ist also der

zur Liefermenge gehörige Druck anzugeben.

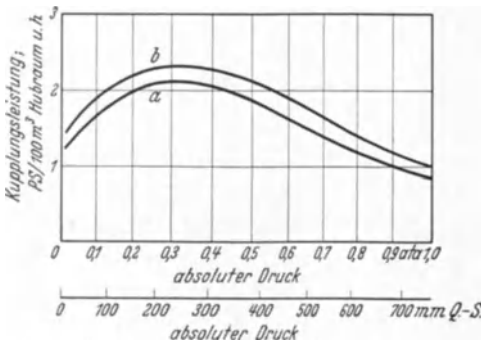


Abb. 141. Kupplungsleistung N_k für Vakuumpumpen. *a* große, *b* kleine Maschinen. (Nach Berl [6].)

Kupplungsleistung N_k . Der mechanische Wirkungsgrad ist recht niedrig, da das Triebwerk für das Durchfahren der größten Leistung bemessen werden muß; zudem ist bei hohem Vakuum der mittlere Druck p_i im Verhältnis zur größten Kolbenkraft sehr klein und das Triebwerk schlecht ausgenutzt; ferner sind die Reibungsver-

luste durch den Schieber und seinen Antrieb unverhältnismäßig hoch, und zwar fast gleichbleibend für den ganzen Unterdruckbereich. Die Kupplungsleistung kann aus Abb. 141 bestimmt werden.

Beispiel 24. Einstufige doppeltwirkende Vakuumpumpe mit Druckausgleich; Kolbendurchmesser 350 mm; Hub 200 mm; Drehzahl $n = 180$. Zu berechnen ist N_k und der Ausnutzungsgrad bezogen auf den Hubraum für 100 mm Q.-S. absolut.

Theoretische Ansaugemenge, auch Hubraumleistung genannt, $\approx 410 \text{ m}^3/\text{h}$; Mittelwert der Kurven *a* und *b* in Abb. 141 ist

$\approx 1,9 \text{ PS}_e/100 \text{ m}^3/\text{h}$; $N_E = 4,10 \cdot 1,9 \approx 7,8 \text{ PS}$. Der Antriebsmotor ist für die Höchstleistung von $4,10 \cdot 2,2 \approx 8,8 \text{ PS}$ zu bemessen.

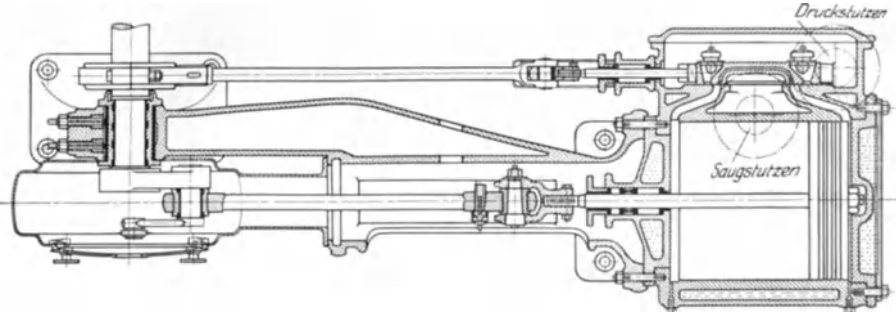


Abb. 142. 1stufige Vakuumpumpe mit Flachschieber. (Aus Berl [6].)

Der Ausnutzungsgrad ist nach Abb. 140 mit 0,88 anzusetzen. Liefermenge $V_\lambda = 410 \cdot 0,88 = 360 \text{ m}^3/\text{h}$.

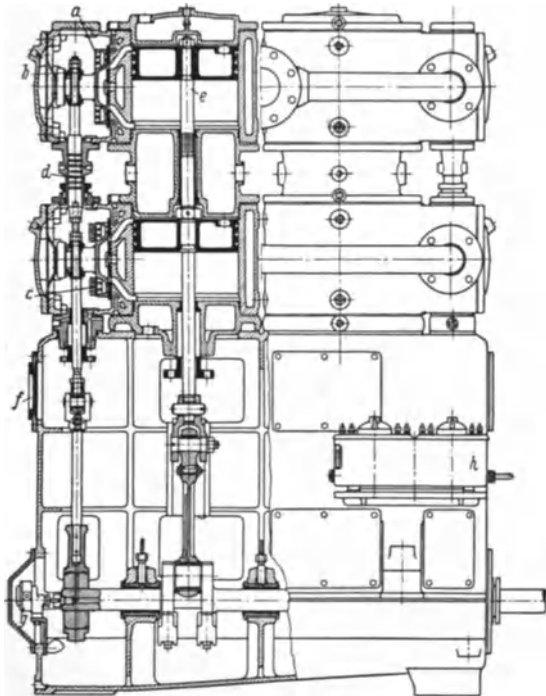


Abb. 143. 2stufige doppelwirkende Vakuumpumpe (Klein, Schanzlin und Becker.) *a* oberer Schieber ohne Rückschlagklappen; *b* Mitnehmer; *c* unterer Schieber mit Rückschlagklappen; *d* obere Schieberstange; *e* Kolbenstange; *f* Glasfenster; *g* Ölpumpe für Triebwerk; *h* selbsttätiger Öler für Luftteil. (Aus Z. VDI 1934 Nr. 32.)

Kühlung. Die abzuführende Wärmemenge läßt sich bei diesen Maschinen leicht durch Mantelkühlung ableiten, da das Gasgewicht infolge

des Unterdruckes gering ist. Es ist darauf zu achten, daß sich nicht durch zu starke Kühlung auf der Saugseite die im Gas enthaltenen Dämpfe übermäßig niederschlagen. Bei hohem Vakuum nähert sich daher die Verdichtungslinie gegen Ende der Verdichtung mehr der Isotherme.

Der grundsätzliche Aufbau einer liegenden einstufigen Vakuumpumpe mit Schiebersteuerung ist aus Abb. 142 zu ersehen.

Eine Vakuumpumpe, zweistufig, doppeltwirkend für große Leitungen zeigt Abb. 143. Die Maschine ist vollkommen gekapselt; Schmierung der Triebwerksteile durch Zahnradölpumpe *g*. Stangen der Kolben und Schieber werden durch selbstspannende Kolbenringe abgedichtet. Die Flachschieber *a* und *c* haben auf ihrem Rücken angegossene Stege, an denen die Schieberstangen angreifen. Die Schieber arbeiten mit Druckausgleich.

Anwendungsgebiete: Destillier- und Verdampfapparate, Filter, Vakuumtrockenanlagen, Glühlampenherstellung, Kondensationsanlagen, Kabelfabriken, Nahrungsmittel-, Zucker- und Hefefabriken, Imprägnieranstalten, Rohrpost, Schlammförderanlagen, Entstaubungsanlagen u. a. m.

XIII. Drehkolbenverdichter.

Aus der großen Zahl der unter diesen Begriff¹ fallenden Maschinen seien nur die genannt, die sich als brauchbar erwiesen und eine Bedeutung erlangt haben.

Grundsätzlicher Aufbau und Eigenschaften.

Drehkolbenverdichter haben einen oder mehrere Kolben, die sich in einem Gehäuse mit gleichbleibender Geschwindigkeit drehen und infolge besonderer Einrichtungen eine Verdrängerwirkung auf das Gas ausüben; die Verdrängerwirkung haben sie mit den Kolbenverdichtern gemein, jedoch ist diese Wirkung während der Drehbewegung gleichbleibend, während sie beim hin- und hergehenden Kolben in einer Umdrehung Richtung und Größe ändert: das Gas strömt in stets gleicher Richtung durch die Maschine. Damit ist die Möglichkeit des Schnellaufs und die unmittelbare Kupplung mit Elektromotoren gegeben. Vorteile gegenüber dem Kolbenverdichter: Kleine Abmessungen, geringer Platzbedarf, keine Saugventile und meist auch keine Druckventile, kein Kurbeltrieb. Vorteile gegenüber dem Schleuderverdichter: Guter Wirkungsgrad auch noch bei kleinen Leistungen, Fördermengenkurvenlinien

¹ Im Handel sind auch folgende Bezeichnungen gebräuchlich: Rotationskompressoren, Umlaufverdichter, Kapselpumpen u. a. m.

fast wie bei Kolbenverdichtern (also im Gegensatz zu Schleuder-
verdichtern). Nachteile: Meist teure Herstellung, da die Fertigungs-
genauigkeit groß sein muß, wenn guter Wirkungsgrad und lange Lebensdauer erreicht
werden soll. Mit Ausnahme der Vielzellen-
bauart nehmen die Undichtheitsverluste stark
mit dem Gegendruck zu. Manche Bauarten
laufen geräuschvoll.

1. Kapselpumpen mit zwei Wellen,
die durch äußere Zahnräder gegenläufig an-
getrieben werden.

a) Root-Gebläse (Abb. 144). Die Dreh-
kolben haben die Form einer 8*; sie stehen wie
Zahnräder in Eingriff. Abdichtung durch Linien-
berührung, die durch Abnutzung verlorengehen kann, wenn das Ab-
nutzungsspiel der Antriebszahnäder zu groß geworden ist. Wirkungsgrad
bei verschiedenen Herstellern stark schwankend,
meist $< 0,8$. Geeignet nur für geringe Drücke
bis $\approx 1,2 \text{ ata}$; heute auch für Spül- und Lade-
pumpen von Brennkraftmaschinen gebaut.

b) Kreiskolbengebläse (Abb. 145). Die
angetriebene Welle *a* trägt in der Mitte eine
Scheibe, auf der beiderseits je 3 Arbeitskolben *b*
sitzen. Der dreiflüglige, keine Arbeit leistende
Steuerkolben *c* hat in der Mitte eine tiefe
umlaufende Eindrehung, in die die Mittelscheibe
des Arbeitskolbens hineinpaßt; er wird durch
außen liegende Zahnräder in entgegengesetzte
Drehung gebracht; seine steuernden Kanten
sollen die Rückströmung verhindern; da dies nicht voll gelingt,
sind in den Deckeln bei *d* Druckausgleichstaschen vorgesehen, die
den unvermeidlichen
Verlust an Druckluft
verhindern sollen. Lie-
fermenge bis $240 \text{ m}^3/\text{min}$
bei 2 bis 3 m W.-S.

Gegendruck; Dreh-
zahlen 950 bis 260 je
min.

Die Kupplungslei-
stung in $\text{PS}/\text{m}^3/\text{min}$

Liefermenge hängt stark von der Größe der Maschine ab, wie Zahlen-
tafel 13 zeigt.

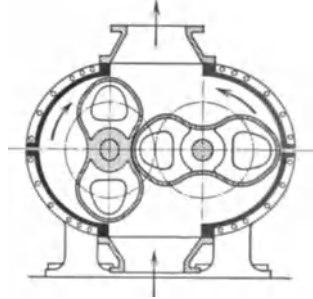


Abb. 144.
Root-Gebläse. (Aus Berl.)

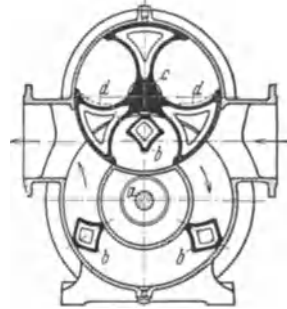


Abb. 145. Kreiskolbengebläse
(C. H. Jaeger & Co., Leipzig).
(Aus Dubbel [13; Bd. 2].)

Zahlentafel 13.

Liefermenge m^3/min	Gegendruck 1 m W.-S.	Gegendruck 1,5 m W.-S.	Gegendruck 2,0 m W.-S.
3,9 ... 3,5	0,36	0,54	0,75
10 ... 9	0,31	0,46	0,63
28 ... 25	0,29	0,44	0,6
87 ... 78	0,28	0,42	0,58
145 ... 130	0,28	0,42	0,57

* Dreiflüglige Bauart siehe [13] Bd. 2 S. 174 Abb. 3.

2. Drehkolbenverdichter mit einer Drehachse, die exzentrisch zur Gehäuseachse liegt¹.

a) Mit einem Schieber (Abb. 146). Das Gehäuse ist nach einer Kardioide ausgedreht, damit der im Drehkolben hin- und hergleitende ungeteilte Schieber stets an der Gehäusewandung anliegt; der Schieber ist aus Aluminium mit an den Dichtstellen eingesetzten Stahlleisten gefertigt. In der gezeichneten Lage teilt der Schieber den Gehäuseraum in zwei sichelförmige Hälften. Bei Drehung in Pfeilrichtung wird der rechte Raum verkleinert (Druckwirkung) und der linke vergrößert (Saugwirkung). Drehzahl 1500 bis 500 je nach Größe. Liefermenge 0,3

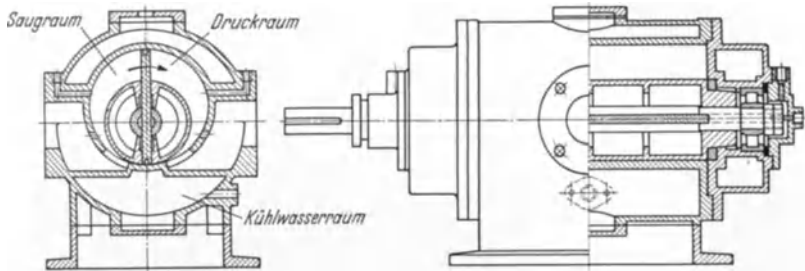


Abb. 146. Drehkolbenverdichter von Rheinmetall-Borsig.

bis 7 m³/min, Gegendruck bis 8 m W.-S. Kraftbedarf ist erheblich größer als bei den unter 1b beschriebenen Verdichtern.

b) Mit mehreren Schiebern (Vielzellenbauart)².

Abb. 147 zeigt eine Ausführung der DEMAG, Drehzahl 1500 bis 500 je nach Größe. In einer exzentrisch gelagerten Walze befinden sich die stählernen Schieber *S*; diese werden durch die Fliehkraft nach außen gegen die Laufringe *R* geschleudert und nehmen diese mit; dabei führen die anliegenden Flächen der Schieber bei jeder Umdrehung eine geringe relative Bewegung gegenüber den Laufringen *R* aus. Der Innendurchmesser der Laufringe ist etwas kleiner als der Gehäuseinnendurchmesser, so daß die Schieber die Gehäusewand nicht berühren. Die Schieber bilden mit der Gehäusebohrung und der Walze sichelförmige Arbeitsräume.

¹ Übersicht über die grundsätzlichen Bauarten siehe Z. VDI 1925 Nr. 13 S. 393 und Z. VDI 1935 Nr. 12 S. 363, ebenda umfangreiche Schrifttumangabe.

² Eingeführt von E. und K. Wittig. Ausgeführt von Wittig (Zell i. Baden), DEMAG, Klein, Schanzlin und Becker, Wunderlich u. a. Schrifttum: Baum: Theorie umlaufender Kompressoren und Vakuumpumpen. Z. VDI 1926 Nr. 19 S. 623 u. Nr. 22 S. 742. — Wunderlich: Zweistufiger Rotationskompressor. Z. VDI 1932 Nr. 22 S. 539. — Lackmann: Fortschritte in der Gestaltung von umlaufenden Verdichtern. Z. VDI 1932 Nr. 27 S. 668. — Steller: Leistungsverluste im Drehkolbenverdichter. Z. VDI 1932 Nr. 50 S. 1218.

Liefermenge $V_1 = 2 \cdot e \cdot l \cdot n (\pi \cdot D - \delta \cdot z) \cdot \lambda_H$ in m^3/min ; darin ist D = Gehäusebohrung, e = Exzentrizität der Kolbenlagerung, l = Walzenlänge, z = Schieberzahl, δ = Schieberdicke.

Diese Verdichter eignen sich für Erzeugung von Unterdruck und Überdruck; bei höheren Drücken zweistufig. Sie haben den Nachteil

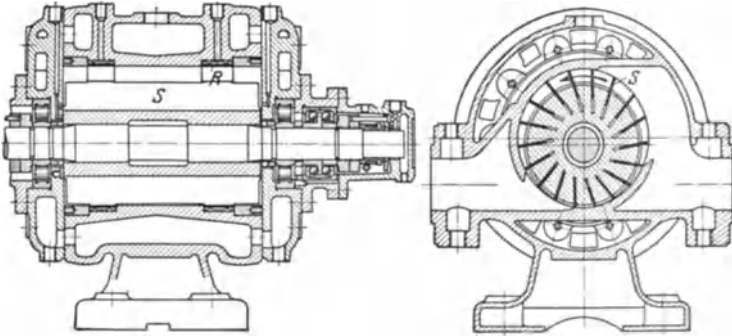


Abb. 147. Drehkolbenverdichter der DEMAG. (Aus Dubbel [13].)

des unveränderlichen Druckverhältnisses, dessen Größe durch den Umschlingungswinkel der steuernden Gehäusekanten auf der Druckseite gegeben ist. Um diesem Übel bei veränderlichen Gegendrücken zu begegnen, baut z. B. K. S. und B. (Abb. 148) selbsttätige Ventile ein,

die eine möglichst große Gehäusefläche bedecken und einen möglichst großen freien Querschnitt besitzen, damit die Drosselverluste nicht zu groß werden.

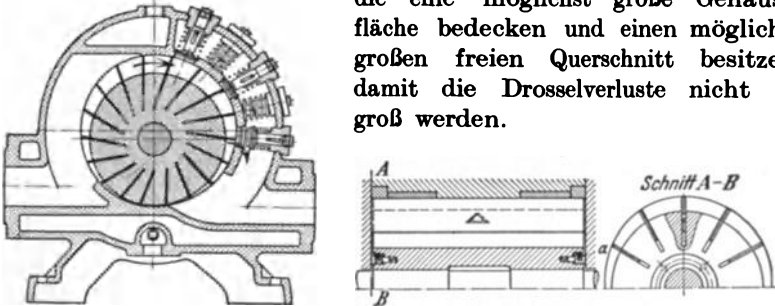


Abb. 148. Drehkolbenverdichter von Klein, Schanzlin und Becker. (Aus Dubbel [13].)

Die Reibungsverluste und die Betriebssicherheit derartiger Verdichter hängen von der einwandfreien Lagerung und Schmierung der Laufringe R ab, die deshalb über zahlreiche im Gehäuse angeordnete Ölkammern gleiten. Die Abdichtung an den Deckeln wird dadurch erreicht, daß in jedem Walzenschlitz zwei Schieber, Schnitt $A-B$, angeordnet sind, die durch die Fliehkraft dreieckförmiger Füllstücke leicht nach links bzw. rechts gedrückt werden. Zur inneren Umfangsdichtung der Walze dienen 2 federbelastete Ringe a .

Die Spaltverluste im Totpunkt der Schieber können durch Druckausgleichleitungen verringert werden; es wird niedrig gespanntes Gas in die Zelle geleitet, die gerade im beginnenden Saughub steht.

Der Leistungsbedarf der Vielzellenverdichter liegt bei kleinen Maschinen erheblich höher, bei großen Ausführungen nur etwas höher als der gleich großer Kolbenverdichter; werden sie zur Erzeugung von Unterdruck benutzt, so kann mit den Kurven *a* und *b* der Abb. 149 gerechnet werden. Erreichbare Luftleere einstufig bis 7,4, zweistufig bis 0,2 mm Q.-S. abs. Leistungsangaben für Verdichter bis 8 atü siehe Abb. 140. Einstufige Verdichtung bis 4 atü, zweistufig bis 8 atü.

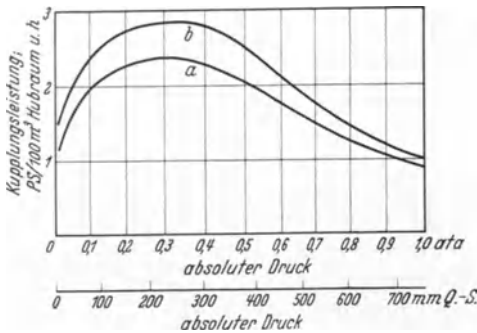


Abb. 149. Kupplungsleistung N_k für Drehkolbenverdichter der Vielzellenbauart. *a* große, *b* kleine Maschinen. (Aus Berl (6).)

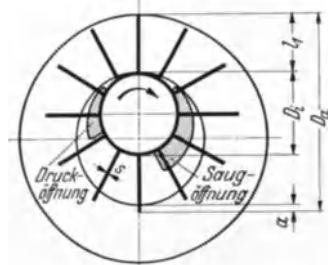


Abb. 150. Elmo-Wasserring-Luftpumpe. (Siemens-Schuckert.)

Regelung der Drehkolbenverdichter nach 1. und 2. durch Veränderung der Drehzahl, Stillsetzen (Aussetzregelung) und Leerlauf; hierbei wird der Saugstutzen durch einen Drehschieber geschlossen und mit dem Druckstutzen verbunden; bei geringen Drücken kann durch einen Umlauf Saug- und Druckstutzen in Verbindung gebracht werden (Umwälzen der Luft im Verdichter).

3. Verdichter mit Flüssigkeitsfüllung.

Ausführungsart z. B. von Siemens-Schuckert „Elmo-Wasserring-Luftpumpen“ (Abb. 150). Gleich gut geeignet zur Erzeugung einer großen Luftleere als auch zum Verdichten. Das exzentrisch gelagerte Schleuderad wirft die Betriebsflüssigkeit, meist Wasser, gegen das Gehäuse; dadurch bilden sich sichelförmige Hohlräume, rechts als Saug- und links als Druckräume. Die Gase werden an den Deckelseiten zu- und abgeführt. Die Verdichtungswärme geht unmittelbar in die Flüssigkeit, die demnach laufend erneuert werden muß; dies geschieht durch einfache Schwimmerregelung. Bei Wasserfüllung erhält man ölfreie Luft; für Gase, die mit Wasser nicht in Berührung kommen dürfen, ist eine entsprechende andere Flüssigkeit zu verwenden.

Drehzahl bis zu 2850 je min. Liefermenge bis 33 m³/min. Verwendung: bis zu 3,8 mm Q.-S. abs. als Vakuumpumpe, bis \approx 1,5 atü

als Verdichter, wobei der mögliche Verdichtungsdruck von dem durch die Schleuderwirkung erzielbaren Flüssigkeitsdruck abhängt. Leistungsbedarf verhältnismäßig hoch. Regelung nur durch Umlauf möglich.

Theoretische Ansaugemenge¹

$$V = \left[\frac{\pi}{4} \left((D_a - a)^2 - D_i^2 \right) - z (l_1 - a) \cdot s \right] \cdot l \cdot n \quad \text{m}^3/\text{min},$$

worin bedeutet D_a = äußerer Durchmesser des Schaufelrades, a = Eintauchtiefe, D_i = äußerer Durchmesser der Schaufelradnabe, z = Schaufelzahl, l_1 = Dicke des Wasserringes, s = Schaufeldicke, l = Schaufellänge.

Verzeichnis des Schrifttums.

1. Ostertag: Kolben- und Turbokompressoren, 3. Aufl. Berlin: Julius Springer 1923.
2. Ostertag: Entropietafel für Luft, 3. Aufl. Berlin: Julius Springer 1930.
3. Hinz: Thermodynamische Grundlagen der Kolben- und Turbokompressoren, 2. Aufl. Berlin: Julius Springer 1927.
4. Fröhlich: Berechnung und Untersuchung von Kolbenkompressoren. Berlin: VDI-Verlag 1934.
5. Verdichterregeln DIN 1945. Berlin: VDI-Verlag 1934.
6. Berl: Chemische Ingenieurtechnik Bd. 2. Haehndel: Verdichtung und Förderung von Luft und Gasen. Berlin: Julius Springer 1935.
7. Reiher: Wärmeübergang von strömender Luft an Rohre und Röhrenbündel im Kreuzstrom. Forschungsarbeit Heft 269. Berlin: VDI-Verlag 1925.
8. Jeschke: Berechnung der Zwischenkühler von Kolbenverdichtern. Z. VDI 1926 Nr. 33 S. 1100.
9. Kollmann: Wärmeübergang im Luftkompressor. Forschungsheft 348. Berlin: VDI-Verlag 1931.
10. Regeln für die Durchflußmessung mit genormten Düsen und Blenden, DIN 1952, kurz „Durchflußregeln“ genannt. Berlin: VDI-Verlag.
11. Lanzendörfer: Strömungsvorgänge und Bewegungsverhältnisse bei Druckventilen schnellaufender Kompressoren. Z. VDI Bd. 76 (2. April 1932) Nr. 14.
12. Gramberg: Maschinenuntersuchungen, 2. Aufl. Berlin: Julius Springer 1921.
13. Dubbel: Taschenbuch für den Maschinenbau. Berlin: Julius Springer 1935.

Anwendungsgebiete der Hochdruckverdichter in der chemischen Industrie:

14. Fischer: Gaskompressoren für die Ammoniaksynthese. Z. VDI 1929 Nr. 43 S. 1533.
15. Graup: Gasumwälzpumpe für Höchstdruck. Z. VDI 1932 Nr. 5 S. 117.
16. Lampel: Die Verdichteranlage des Ammoniakwertes Gorlowka in der Ukraine. Z. VDI 1934 Nr. 31 S. 927 u. [6] Berl.-Haehndel Bd. 2 S. 430.

¹ Pfeleiderer: Die Kreiselpumpen, 2. Aufl. Berlin: Julius Springer.

Verlag von Julius Springer in Berlin

Die Entropietafel für Luft und ihre Verwendung zur Berechnung der Kolben- und Turbo-Kompressoren. Von Prof. Dipl.-Ing. **P. Ostertag**, Winterthur. Dritte, verbesserte Auflage. Mit 21 Textabbildungen und 2 Diagrammtafeln. IV, 48 Seiten. 1930. RM 5.40

Kolben- und Turbo-Kompressoren. Theorie und Konstruktion. Von Prof. Dipl.-Ing. **P. Ostertag**, Winterthur. Dritte, verbesserte Auflage. Mit 358 Textabbildungen. VI, 302 Seiten. 1923. Gebunden RM 18.—

Einführung in die technische Thermodynamik. Von Prof. Dr.-Ing. **Ernst Schmidt**, Danzig. Mit 182 Abbildungen im Text und 2 Dampftafeln. VIII, 314 Seiten. 1936. Gebunden RM 15.—

Thermodynamische Grundlagen der Kolben- und Turbokompressoren. Graphische Darstellungen für die Berechnung und Untersuchung. Von Oberingenieur **Adolf Hinz**, Frankfurt a. M. Zweite, verbesserte Auflage. Mit 73 Abbildungen und 20 graphischen Berechnungstafeln sowie 19 Zahlentafeln. VI, 68 Seiten. 1927. Gebunden RM 22.50

Dynamik der Leistungsregelung von Kolbenkompressoren und -pumpen (einschl. Selbstregelung und Parallelbetrieb). Von Dr.-Ing. **Leo Walther**, Nürnberg. Mit 44 Textabbildungen, 23 Diagrammen und 85 Zahlenbeispielen. VII, 149 Seiten. 1921. RM 4.14

Turbokompressoren und Turbogebläse. Eine Einführung in Arbeitsweise, Bau und Berechnung. Von Dipl.-Ing. **Erwin Schulz**, Berlin. Mit 96 Textabbildungen. V, 106 Seiten. 1931. RM 5.50

Turbo-Gebläse und Turbo-Kompressoren. Von Dr.-Ing. **Bruno Eck** und **W. J. Kearton**. Herausgegeben von Dr.-Ing. **Bruno Eck**. Mit 266 Textabbildungen. IX, 294 Seiten. 1929. Gebunden RM 25.20

Taschenbuch für Druckluft-Betrieb. Ausgabe 1936. Sechste Auflage. Neu bearbeitet von Civilingenieur **Chr. P. Hansen**, Frankfurt a. M. Herausgegeben von der FMA/Pokorny, Frankfurter Maschinenbau-AG., vorm. Pokorny & Wittekind, Frankfurt a. M. Mit 350 Abbildungen und 52 Tabellen. V, 343 Seiten. 1936. Gebunden RM 5.70

Verlag von Julius Springer in Wien

Druckwechsel und Stöße an Kolbenmaschinen mit Schubkurbelgetriebe. Eine theoretische Untersuchung der Druckwechselforgänge mit kritischer Besprechung der vorhandenen Literatur. Von Ingenieur Dr. techn. **Franz Kuba**, Wien. Mit 18 Abbildungen im Text und 59 Abbildungen auf 48 Tafeln. Text- (IV, 69 Seiten) und Tafelband im Karton. 1931. RM 18.—

Zu beziehen durch jede Buchhandlung

Verlag von Julius Springer in Berlin

Die Kolbenpumpen einschließlich der Flügel- und Rotationspumpen. Von Prof. H. Bergt, Stuttgart. Dritte, durchgearbeitete und verbesserte Auflage. Mit 556 Textabbildungen und 12 Tafeln. VIII, 442 Seiten. 1926. Gebunden RM 25.11

Die Pumpen. Ein Leitfaden für höhere technische Lehranstalten und zum Selbstunterricht. Von Prof. Dipl.-Ing. H. Matthesen, Kiel, und Dipl.-Ing. E. Fuchslocher, Kiel. Dritte, vermehrte und verbesserte Auflage. Mit 178 Textabbildungen. V, 106 Seiten. 1932. RM 3.30

Turbinen und Pumpen. Theorie und Praxis. Von Dr.-Ing. F. Lawaczek. Mit 208 Abbildungen im Text. VI, 208 Seiten. 1932. Gebunden RM 22.50

Die Kreiselpumpen. Von Prof. Dr.-Ing. C. Pfeleiderer, Braunschweig. Zweite, verbesserte Auflage. Mit 338 Textabbildungen. X, 454 Seiten. 1932. Gebunden RM 29.50

Kreiselpumpen. Eine Einführung in Wesen, Bau und Berechnung von Kreisel- oder Zentrifugalpumpen. Von Dipl.-Ing. L. Quantz, Stettin. Dritte, umgeänderte und verbesserte Auflage. Mit 149 Textabbildungen. V, 115 Seiten. 1930. RM 4.95

Kreiselsräder als Pumpen und Turbinen. Von Prof. Wilhelm Spannhake, Karlsruhe. Erster Band: Grundlagen und Grundzüge. Mit 182 Textabbildungen. VIII, 320 Seiten. 1931. Gebunden RM 26.10

Kreiselmotoren. Einführung in Eigenart und Berechnung der rotierenden Kraft- und Arbeitsmaschinen. Von Dipl.-Ing. Hermann Schaefer. Mit 150 Textabbildungen und vielen Beispielen. V, 132 Seiten. 1930. RM 6.75

Maschinentechnisches Versuchswesen. Von Prof. Dr.-Ing. A. Gramberg, Oberingenieur und Direktor bei der I.G. Farbenindustrie, Höchst.

Erster Band: Technische Messungen bei Maschinenuntersuchungen und zur Betriebskontrolle. Zum Gebrauch an Maschinenlaboratorien und in der Praxis. Sechste, vielfach erneuerte und umgearbeitete Auflage. Mit 395 Abbildungen im Text. XV, 488 Seiten. 1933. Gebunden RM 24.—

Zweiter Band: Maschinenuntersuchungen und das Verhalten der Maschinen im Betriebe. Ein Handbuch für Betriebsleiter, ein Leitfaden zum Gebrauch bei Abnahmeversuchen und für den Unterricht an Maschinenlaboratorien. Dritte, verbesserte Auflage. Mit 327 Abbildungen im Text und auf 2 Tafeln. XVIII, 601 Seiten. 1924. Gebunden RM 18.—

Zu beziehen durch jede Buchhandlung