

Die Kondensation

der Dampfmaschinen und Dampfturbinen.

Lehrbuch für höhere technische Lehranstalten
und zum Selbstunterricht.

Von
Dipl.-Ing. **Karl Schmidt.**

Mit 116 Textfiguren.



Berlin.
Verlag von Julius Springer.
1910.

ISBN-13:978-3-642-90364-9 e-ISBN-13:978-3-642-92221-3
DOI: 10.1007/978-3-642-92221-3

Softcover reprint of the hardcover 1st edition 1910

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

Vorwort.

Das vorliegende Buch soll in erster Linie dem Unterricht an höheren technischen Lehranstalten dienen. Diesem Zwecke entsprechend sind die Berechnungen der Abmessungen von Kondensatoren und Pumpen sowie der Rohrleitungen nur in knappen Zügen durchgeführt, aber den meisten Abschnitten Zahlenbeispiele und Tabellen über ausgeführte Pumpen angefügt.

Aus der großen Anzahl von Pumpenkonstruktionen sind nur die wichtigsten Typen in Schnittzeichnungen wiedergegeben, die den Studierenden bei den Konstruktionsübungen als Vorbild dienen können. Der Maßstab der Figuren ist so gewählt, daß zwar das Wesentliche der Konstruktionen vollständig zu erkennen ist, dagegen ein gedankenloses Abzeichnen vermieden wird.

Den Abschnitten über trockene und nasse Luftpumpen schließt sich die Besprechung der wichtigsten Konstruktionen von Entöleren und Rückkühlanlagen an, wobei die Monographien von Kühl über Ölabscheider (Z. Ver. deutsch. Ing. 1904) und Mueller über Rückkühlwerke (Z. Ver. deutsch. Ing. 1905) benützt wurden.

Einige unter „Zentralkondensationen“ im Bilde wiedergegebene neuere Anlagen lassen die Aufstellung und den Antrieb der verschiedenen Pumpen bei Misch- und Oberflächenkondensation sowie die Anordnung der Rohrleitungen erkennen.

Den Firmen, die mich durch Überlassung von zeichnerischem Material unterstützten, sei auch an dieser Stelle verbindlichster Dank ausgesprochen.

Hildburghausen, im September 1910.

Der Verfasser.

Inhaltsverzeichnis.

	Seite
I. Zweck und Systeme der Kondensation	1
II. Berechnung von Kühlwasserbedarf und Luftpumpen- volumen	5
1. Mischkondensation	5
2. Oberflächenkondensation	14
III. Ausführung der Kondensatoren	24
1. Mischkondensatoren	24
a) Parallelstromkondensatoren	24
b) Gegenstromkondensatoren, Großwasserraum-Kondensatoren	27
2. Oberflächenkondensatoren	39
a) Geschlossene, liegende Kondensatoren	39
b) Offene, stehende Kondensatoren	46
c) Berieselungskondensatoren	47
d) Bassinkondensatoren	47
IV. Die trockenen Luftpumpen	50
1. Indikator- und Schieberdiagramm	50
2. Berechnung der trockenen Luftpumpen	53
3. Ausgeführte Luftpumpen	57
V. Die Naßluftpumpen	72
1. Bauarten, Kolben, Ventile, Aufstellung, Antrieb	72
2. Berechnung der Naßluftpumpen	76
3. Ausgeführte Naßluftpumpen	81
a) Liegende Pumpen	81
1. Mit Saugventilen	81
2. Mit Saugschlitten	86
b) Stehende Pumpen	91
1. Einstufige Pumpen	91
2. Zweistufige Pumpen	102
c) Kraftbedarf der Naßluftpumpen	105
1. Einstufige Pumpen	105
2. Zweistufige Pumpen	107
VI. Die Kühlwasserpumpen	110
VII. Die Kondensat- und Ölwasserpumpen	114
1. Berechnung	114
2. Ausführungen	117

	Seite
VIII. Die Dampf- und Kondensatentöler	120
IX. Die Rückkühlanlagen	126
1. Die Wärmeentziehung durch die Luft	126
2. Die Ausführung von Rückkühlanlagen	131
a) Kühlteiche	131
b) Offene Lattengradierwerke	131
c) Kaminkühler	134
d) Unterflurkühler	143
e) Ventilator Kühler	144
f) Streudüsenanlage	145
X. Zentralkondensationen	147
XI. Kondensationen mit Wasserstrahl-Luftpumpen	156
XII. Wasserstrahlkondensatoren	164
XIII. Dampftabellen . . . :	166

I. Zweck und Systeme der Kondensation.

Wird der Abdampf einer Dampfmaschine oder Dampfturbine in die Luft ausgestoßen, so muß er einen Druck von über 1 Atm., in der Regel 1,15 bis 1,2 Atm. besitzen. Wird dagegen an die Auspuffleitung ein Gefäß angeschlossen, in dem der Auspuffdampf durch kaltes Wasser niedergeschlagen wird, so entsteht in diesem Gefäß, dem „Kondensator“, eine Luftleere („Vakuum“), deren Größe die Höhe der Auspuffspannung, also des Gegendrucks der Maschine bestimmt. Bei Dampfmaschinen beträgt dann die Austrittsspannung des Dampfes etwa 0,15 bis 0,2 Atm. Die Kondensation einer Dampfkraftmaschine bezweckt demnach, das zur Verfügung stehende Druckgefälle des Dampfes durch Erniedrigung der Austrittsspannung zu vergrößern.

Soll in dem Kondensatorraum das Vakuum dauernd erhalten bleiben, so muß nicht nur das Kühlwasser und der niedergeschlagene Dampf, sondern vor allem die in den Kondensator gelangte Luft abgesaugt werden. Zum Teil kommt diese mit dem Kühlwasser (durch Absorption) nach dem Kondensator, zum Teil wird sie vom Dampf mitgeführt, da nicht nur an den undichten Stellen der Kraftmaschine, des Kondensators und der Rohrleitung stets etwas Luft eintritt, sondern auch durch Undichtheiten der Kesselspeisepumpe mit dem Speisewasser Luft nach dem Kessel und von hier nach der Kraftmaschine gelangt.

Zu einer Kondensationsanlage gehört daher stets eine Luftpumpe, die aus dem Kondensator die Luft absaugt.

Die vom Kondensator erzeugte Luftleere wird mit Hilfe des Vakuummeters gemessen, das aber, wie das Manometer, nicht den wirklichen, in dem Kondensator herrschenden Druck, sondern nur den Spannungsunterschied gegenüber dem augenblicklichen Barometerstand anzeigt. Der wirkliche, absolute Druck p_k im Kondensator ist also: Barometerstand — abgelesene Spannungsdifferenz. Die erreichte Luftleere wird auf verschiedene Arten angegeben; entweder in kg/qcm oder in cm Quecksilbersäule, auch wird das

Vakuum oft in Prozenten des Luftdruckes ausgedrückt. Nach Fig. 1 erhält man das auf den normalen Barometerstand (76 cm QS) reduzierte Vakuum p , wenn man zu dem abgelesenen Vakuum p' die Differenz zwischen dem augenblicklichen und dem normalen Barometerstand addiert.

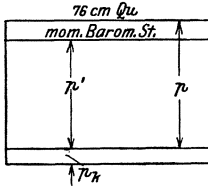


Fig. 1.

Beispiel. Es werden 67,26 cm QS am Vakuummeter abgelesen, bei einem Barometerstand von 74,6 cm. Der absolute Druck ist dann $74,6 - 67,26 = 7,34$ cm QS oder 0,0998 kg/qcm (siehe die Tabelle am Schlusse des Buches). In

v. H. des abgelesenen Barometerstandes ist die Luftleere

$$\frac{67,26}{74,6} \cdot 100 = 90,2 \text{ v. H.}$$

Man unterscheidet zwei Systeme der Kondensation:

1. die Misch- oder Einspritzkondensation,
2. die Oberflächenkondensation.

Bei der Mischkondensation wird der Dampf im Kondensator mit dem fein verteilt eingespritzten Kühlwasser innig gemischt, wobei dieses sich auf die Dampftemperatur erwärmt. Das Gemisch von niedergeschlagenem Dampf (Kondensat) und erwärmtem Kühlwasser, samt der in den Kondensator eingedrungenen Luft wird dann entweder durch eine gemeinschaftliche Pumpe abgesaugt, oder Luft und Warmwasser werden getrennt entfernt.

Bei der Oberflächenkondensation hingegen bleiben stets Dampf und Kühlwasser getrennt, der Wärmeübergang vom Dampf zum Kühlwasser erfolgt meist durch dünnwandige Rohre, die vom Kühlwasser durchströmt werden, während der Dampf sie von außen umspült und sich an den kalten Rohrwänden niederschlägt; da hier das Kondensat chemisch reines, warmes Wasser ist, bildet es ein vorzügliches, steinfreies Speisewasser. Bei Dampfmaschinenanlagen muß aber dann das aus dem Dampfzylinder mitgeführte Öl vor dem Eintritt in den Kondensator durch einen Entöler entfernt werden.

Beide Systeme von Kondensationen können sowohl zum Niederschlagen des Abdampfes einer einzelnen Dampfmaschine oder Dampfturbine, oder einer größeren Anzahl an einen gemeinschaftlichen Kondensator angeschlossener Kraftmaschinen dienen. Im ersten Falle spricht man von Einzelkondensation, im zweiten von Zentralkondensation, deren Pumpen unabhängig von den angeschlossenen Dampfkraftmaschinen, neuerdings meistens durch Elektromotoren, angetrieben werden. Die Vorteile einer solchen Anlage gegenüber Einzelkondensationen sind:

1. Größere Einfachheit und Übersichtlichkeit des Betriebs, da nur ein Kondensator vorhanden ist.
2. Auch bei stark wechselndem Dampfverbrauch nur geringes Schwanken des Vakuums.
3. Unabhängigkeit von der Umlaufzahl der teils rascher, teils langsamer laufenden Dampfkraftmaschinen.
4. Geringere Betriebsarbeit der Pumpen.

Da in den meisten Fällen die zum Betriebe solcher Zentral-kondensationen erforderlichen beträchtlichen Kühlwassermengen nicht einem Brunnen oder Fluß entnommen werden können, wird gewöhnlich das vorhandene Kühlwasser in stetem Kreislauf nach Erwärmung im Kondensator einer Rückkühlanlage zugeführt, in der es so tief abgekühlt wird, daß es von neuem als Kühlwasser im Kondensator verwendet werden kann.

Während für Kolbendampfmaschinen, besonders bei Einzelkondensation, in der Regel die billigere Einspritzkondensation zur Anwendung kommt, wird bei Dampfturbinen fast immer die Oberflächenkondensation bevorzugt. Der Grund ist darin zu suchen, daß beide Maschinen bezüglich der Größe des Vakuums gänzlich verschiedene Anforderungen an die Kondensation stellen.

Das für Dampfmaschinen vorteilhafteste Vakuum beträgt etwa 80 bis 85 v. H. Eine größere, im Kondensator erzeugte Luftleere kommt im Zylinder der Maschine nicht mehr zur Geltung, da infolge des geringen Druckes das Volumen des Dampfes rasch anwachsen müßte, also die Widerstände in den Steuerungsorganen der Dampfmaschine, z. B. den Auslaßventilen, stark steigen würden. Ferner würde durch weitere Verringerung des Austrittsdruckes der Undichtheitsverlust und durch Verkleinerung der Austrittstemperatur der Abkühlungs- oder Kondensverlust der Maschine vergrößert werden. An einer Dreifach-Expansionsmaschine durch Prof. Josse¹⁾ abgenommene Versuche (Fig. 2) zeigen, daß tatsächlich von etwa 80 v. H. Luftleere an eine weitere Abnahme des Dampfverbrauchs durch Verringerung des Kondensatordrucks nicht mehr zu erwarten ist.

Demgegenüber eignet sich die Dampfturbine sehr gut zur Aufnahme großer Dampfvolamina, vermag also jedes Vakuum wirtschaftlich auszunutzen, insbesondere, da eine bestimmte Stelle der Turbine, ähnlich wie bei der neuerdings eingeführten Gleichstrom-Dampfmaschine, stets mit Dampf von der gleichen Temperatur in Berührung kommt, also die obenerwähnten Kondensverluste hier nicht in Betracht kommen. Wie Fig. 3 zeigt, nimmt der Dampfverbrauch

¹⁾ Z. V. deutsch. Ing. 1909, S. 324.

mit Verringerung des Kondensatordruckes rasch und stetig ab. Bei Dampfturbinen verwendet man daher ein weit höheres Vakuum als bei der Kolbenmaschine, nämlich etwa 92 bis 96 v. H.

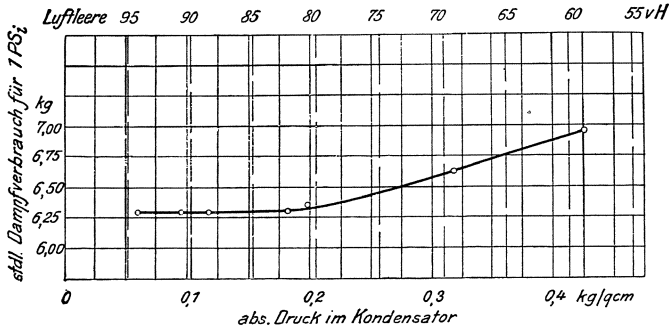


Fig. 2.

Diese hohe Luftleere wird aber am leichtesten durch den Oberflächenkondensator erzielt, der außerdem den Vorteil eines reinen und ölfreien Kondensats bietet, das zur Kesselspeisung verwendet

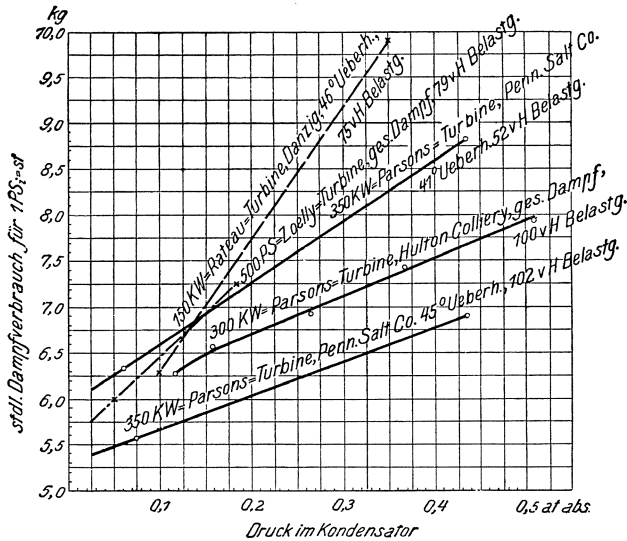


Fig. 3.

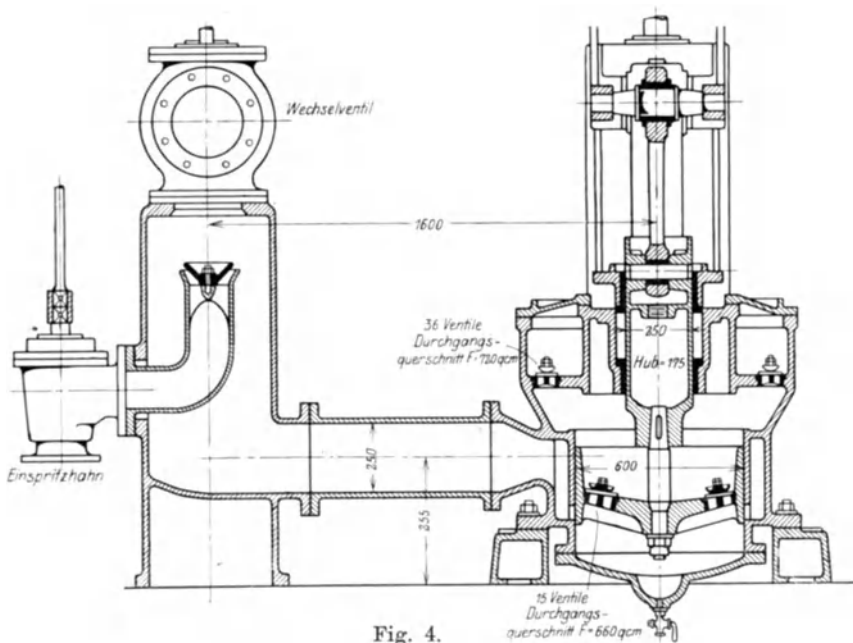
wird. Hierdurch wird zugleich die Krustenbildung, die bei Anwendung unreinen Speisewassers oder bei übermäßiger Verwendung von Soda bei der Wasserreinigung an den Schaufeln der Dampfturbine auftritt, vermieden.

II. Berechnung von Kühlwasserbedarf und Luftpumpenvolumen.

1. Die Mischkondensation.

Man kann bei der Mischkondensation zwei Systeme unterscheiden, nämlich

- a) Mischkondensation nach Parallelstromprinzip,
- b) Mischkondensation nach Gegenstromprinzip.



Bei der ersteren, die in der Regel bei Einzelkondensation von Kolbendampfmaschinen Verwendung findet, treten Dampf und Kühlwasser an der gleichen Stelle in den Kondensatorraum ein, das Warmwasser wird gemeinschaftlich mit der eingedrungenen Luft durch eine sog. Naßluftpumpe abgesaugt (Fig. 4).

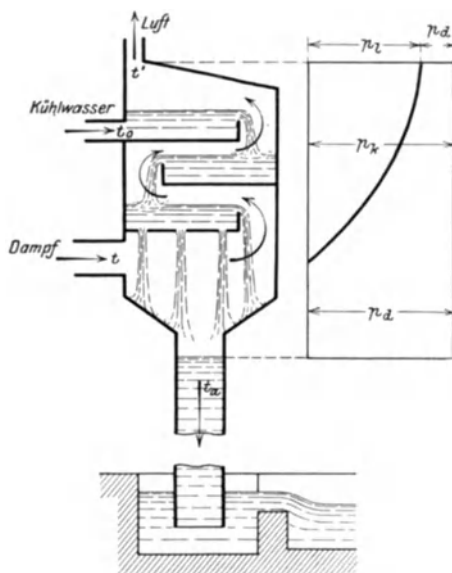


Fig. 5.

Bei Gegenstromkondensatoren treten dagegen Dampf und Kühlwasser an entgegengesetzten Enden des Kondensators ein und durchströmen diesen im Gegenstrom zueinander. Das Gemisch aus kondensiertem Dampf und erwärmtem Kühlwasser wird entweder durch eine Warmwasserpumpe unten abgesaugt oder durch ein 10 m hohes Abfallrohr entfernt (Fig. 5). Die Luft sammelt sich oben über dem Kühlwassereintritt an und wird durch eine „trockene“ Luftpumpe, auch Vakuumpumpe genannt, abgesaugt.

a) Parallelstrom-Mischkondensation.

1. Der Kühlwasserbedarf.

Es bezeichne λ die Erzeugungswärme des gesättigten Wasserdampfes in WE, d. i. diejenige Wärmemenge, die zur Erzeugung von 1 kg Dampf von t^0 aus Wasser von 0°C nötig ist; ferner t_0 die Temperatur des Kühlwassers und t_a diejenige des abzusaugenden Gemisches. Wenn nun 1 kg Dampf durch m kg Kühlwasser niedergeschlagen wird, so verbleibt ihm nur die der Warmwassertemperatur t_a entsprechende Flüssigkeitswärme $q \cong t_a$; das Kühlwasser erwärmt sich dabei von t_0^0 auf t_a^0 , hat also die Wärme $m(t_a - t_0)$ aufgenommen. Dann gilt die Beziehung

$$\lambda - t_a = m(t_a - t_0).$$

Die zum Niederschlagen von 1 kg Dampf erforderliche, sog. spezifische Kühlwassermenge, auch das Kühlwasserverhältnis genannt, ist also:

$$m = \frac{\lambda - t_a}{t_a - t_0} \quad \dots \dots \dots (1)$$

gültig für die Parallelstrom- und Gegenstromkondensation.

Die von 1 kg Dampf dem Kondensator zugeführte Wärmemenge kann nach Regnault berechnet werden aus

$$\lambda = 605,5 + 0,305 t$$

und ist für die hier in Betracht kommenden Werte von t nur wenig verschieden; für die Temperatur $t = 60^\circ$, entsprechend einem Druck von etwa 0,2 Atm. ist $\lambda = 625$ WE zu setzen. Wegen der Abkühlung in der Abdampfleitung und des Feuchtigkeitsgehaltes kann jedoch nach der „Hütte“ $\lambda \cong 600$ WE angenommen werden. Dann ist also die erforderliche Kühlwassermenge neben der Kühlwassertemperatur t_0 , die davon abhängt, ob frisches oder rückgekühltes Wasser verwendet wird, hauptsächlich durch die Gemischtemperatur t_a bestimmt. Je stärker sich das Kühlwasser im Kondensator erwärmt, je höher also die Gemischtemperatur t_a steigt, um so kleiner ist der Kühlwasserbedarf.

Die höchste Temperatur nun, auf die t_a wachsen könnte, wäre diejenige des eintretenden Dampfes, die aber bei Parallelstromkondensatoren aus folgenden Gründen nicht erreicht werden kann.

Befinden sich im Kondensator, in dem eine Spannung p_k herrschen soll, Dampf vom Druck p_d und Luft von p_i Atm. Druck, so ist nach dem Gesetz von Dalton

$$p_k = p_d + p_l \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

Im Parallelstromkondensator sind nun Luft und Dampf annähernd gleichmäßig über den ganzen Kondensatorraum verteilt, ist also auch an der Absaugestelle p_d stets kleiner als p_k , nämlich

$$p_d = p_k - p_l.$$

Da aber für gesättigten Dampf die Temperaturen proportional den Drücken sind, ergibt sich, daß die Temperatur des Gemisches stets kleiner sein muß als die Temperatur, die der Kondensatorspannung p_k entspricht.

Die normale Spannung im Parallelstromkondensator beträgt $p_k = 0,12$ Atm., der nach der Tabelle auf Seite 167 etwa 50° Temperatur und ein Vakuum von 67 cm QS entsprechen würden. Das Gemisch besitzt jedoch meist eine Temperatur von 35 bis 40° .

Die Temperatur t_0 kann für Brunnenwasser 8 bis 10°, für Flußwasser je nach der Jahreszeit 15 bis 20° und für rückgekühltes Wasser = 25 bis 30, selten bis 40°, gewählt werden. Bei rückgekühltem Wasser beträgt dann die Gemischtemperatur meist 45°.

Für die normalen Werte $t_0=20^0$ und $t_a=40^0$ ist das Kühlwasserverhältnis nach Gl. 1

$$m = \frac{600 - 40}{40 - 20} = 28,$$

bzw. bei $t_a = 45^\circ$ und $t_0 = 29^\circ$

$$m = \frac{600 - 45}{45 - 29} = 35.$$

Ist D die stündlich zu kondensierende Dampfmenge in kg, so beträgt der gesamte Kühlwasserbedarf

$$W = m \cdot D \text{ kg/st.}$$

Ist umgekehrt eine vorhandene Kühlwassermenge gegeben, somit auch das Kühlwasserverhältnis

$$m = \frac{W}{D} \dots \dots \dots (3)$$

so kann die Gemischtemperatur berechnet werden durch Umformung von Gl. 1 aus

$$t_a = \frac{\lambda + m t_0}{m + 1} \dots \dots \dots (4)$$

2. Die abzusaugende Luftmenge.

Eine genaue Berechnung des Luftpumpenvolumens ist infolge der völlig unsicheren Grundlagen für die Berechnung der in den Kondensator eindringenden Luftmengen nicht möglich. Es seien im folgenden zunächst die von Weiß angegebenen, aber nur für Dampfmaschinen geltenden Werte mitgeteilt.

Wie oben erwähnt, gelangt die Luft auf zwei Arten in den Kondensator, nämlich teils mit dem Kühlwasser, teils mit dem Dampf. Nach Bunsen beträgt die vom Wasser bei 1 Atm. Druck und 15°C absorbierte Luftmenge rund 2 v. H. der Wassermenge, also $0,02 W = \zeta \cdot W$ Liter; die stündlich mit dem Wasser nach dem Kondensator gelangende Luftmenge beträgt

$$\frac{\zeta \cdot W}{1000} \text{ cbm/st.}$$

Die mit dem Dampf eindringende Luft hängt nach Grashof nicht von dem in der Leitung herrschenden Vakuum, sondern hauptsächlich von der Zahl der undichten Stellen, somit von der Länge und Ausführung der Rohrleitung ab. Zu den undichten Stellen rechnen auch die Stopfbüchsen des Dampfzylinders, nach dem das Vakuum fortgepflanzt werden soll, bei Mehrfachexpansionsmaschinen also des Niederdruckzylinders.

Bei den Dampfturbinen liegen die Verhältnisse insofern günstiger als bei den Kolbenmaschinen, als hier die Luft nur an den beiden Stopfbüchsen eintreten kann, die durch Öl oder Dampf gesperrt werden.

Nach Grashof kann diese Luftmenge aus

$$U = \mu \cdot D$$

berechnet werden, worin μ die „Undichtheitsziffer“ bezeichnet, für deren Größe Weiß aus zahlreichen Versuchen die folgenden

Werte gefunden hat. Bedeutet Z die Länge der Abdampfleitung in m, so ist

$$\mu = 1,8 + 0,01 \cdot Z$$

für grobe Betriebe, z. B. Hüttenwerke mit Zentralkondensation;

$$\mu = 1,8 + 0,006 \cdot Z$$

für feine Betriebe, z. B. Elektrizitätswerke;

$$\mu = 1,8$$

für Einzelkondensation von Kolbendampfmaschinen, da hier $Z \cong 0$.

Die gesamte, mit 1 Atm. Druck stündlich in den Kondensator gelangende Luftmenge ist demnach

$$L = \frac{1}{1000} (\zeta W + \mu D) \text{ cbm} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

Das von der Naßluftpumpe aus dem Kondensator abzusaugende Luftvolumen ist jedoch bedeutend größer als die so gefundene Luftmenge, da die Luft im Kondensator eine starke Druckverminderung, also Volumenvergrößerung erfährt, die wie folgt berechnet werden kann.

Im Parallelstromkondensator befinden sich, über den ganzen Raum verteilt, Luft von der Spannung p_l und noch nicht kondensierter Dampf von der Spannung p_a . Da dieser mit dem Warmwasser, dessen Temperatur $t_a \cong 40^\circ$ ist, in Verbindung steht, befindet er sich in gesättigtem Zustand, sein Druck p_a kann also der Tabelle über gesättigte Wasserdämpfe entnommen werden. Bei der Kondensatorspannung $p_k = 0,12$ Atm. ist dann die Luftspannung (nach Gl. 2) für $p_a = 0,072$ Atm. entsprechend 40° C

$$p_l = 0,12 - 0,072 = 0,048 \text{ Atm.},$$

mithin bedeutend geringer als die Dampfspannung. Die Luft befindet sich also im Parallelstromkondensator in stark verdünntem Zustand, so daß ein beträchtliches Luftpumpenvolumen, also auch eine große Betriebsarbeit erforderlich wird.

Das von der Luftpumpe mit dem Druck p_l stündlich abzusaugende Luftvolumen V_l kann nach dem Gesetz von Mariotte

$$vp = v_1 p_1$$

berechnet werden. Es ist

$$L \cdot 1 = V_l \cdot p_l$$

und

$$V_l = \frac{L}{p_l} \text{ cbm/st} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (6)$$

Da aber die Naßluftpumpe außer der Luft auch das erwärmte Kühlwasser und das Kondensat abzusaugen hat, ergibt sich ihre ganze Fördermenge zu

$$Q = V_i + \frac{W + D}{1000} \text{ cbm/st} \quad (7)$$

Beispiel: Der Abdampf einer Dampfmaschine, die bei einer Leistung von 900 PS einen Dampfverbrauch von 5,5 kg pro PS-st hat, ist durch einen Parallelstrom-Mischkondensator niederzuschlagen. Es stehen stündlich zur Verfügung 175 cbm rückgekühltes Kühlwasser von der Temperatur 30°. Das Vakuum im Kondensator soll $p_k = 0,15 \text{ Atm.} = 64,5 \text{ cm QS}$ betragen.

Bei einer stündlich zu kondensierenden Dampfmenge

$$D = 900 \cdot 5,5 = 4950 \text{ kg}$$

beträgt das Kühlwasserverhältnis (Gl. 3)

$$m = \frac{175\,000}{4950} \approx 35.$$

Die Temperatur des abzusaugenden Gemisches ergibt sich aus Gl. 4 zu

$$t_a = \frac{600 + m t_0}{m + 1} = \frac{600 + 35 \cdot 30}{35 + 1} = 46^\circ.$$

Bei dieser Temperatur ist die Spannung des gesättigten Wasserdampfes nach der Tabelle $p_d = 0,098 \text{ Atm.}$, also die Luftspannung im Kondensator

$$p_i = p_k - p_d = 0,15 - 0,098 = 0,052 \text{ Atm.}$$

Die Undichtheitsziffer μ ist für Einzelkondensation $\mu = 1,8$, also ist die mit 1 Atm. Druck in den Kondensator gelangende Luftmenge nach Gl. 5

$$L = \frac{1}{1000} (0,02 \cdot 175\,000 + 1,8 \cdot 4950) = 12,4 \text{ cbm/st.}$$

Die Luftpumpe hat dann ein Luftvolumen (Gl. 6)

$$V_i = \frac{12,4}{0,052} = 238 \text{ cbm/st}$$

abzusaugen. Ihr gesamtes Fördervolumen ist nach Gl. 7

$$Q = 238 + \frac{175\,000 + 4950}{1000} = 418 \text{ cbm/st.}$$

b) Die Gegenstrom-Mischkondensation.

1. Der Kühlwasserbedarf.

Beim Parallelstrom-Kondensator befanden sich, gleichmäßig über den ganzen Raum desselben verteilt, Luft und Dampf nebeneinander, und zwar besitzt der Dampf, wie oben gezeigt wurde, bedeutend größeren Druck als die Luft. Die Pumpe muß also eine verhältnismäßig große Menge noch nicht kondensierten Dampfes mit der Luft und dem Warmwasser absaugen.

Läßt man aber Wasser und Dampf in einem Gegenstromkondensator (Fig. 5) solche Wege beschreiben, daß am Kondensator eine kälteste Stelle (beim Kühlwasser-Eintritt) und eine heißeste Stelle (bei Dampf-eintritt) entsteht, so wird der aufsteigende Dampf oben an der kältesten Stelle fast völlig kondensiert werden, also eine starke Strömung von Dampf und Luft nach dieser Stelle hin stattfinden. Während nun der Dampf sich immer wieder niederschlägt, sammelt sich die Luft über dem Kühlwassereintritt an, besitzt also hier ihre größte Dichte. Der Gesamtdruck p_k im Kondensator setzt sich demnach oben aus einem größeren Teil, dem Luftdruck p_l und einem viel kleineren Teil, dem Dampfdruck p_d zusammen.

In der mittleren Höhe des Kondensators sind, wie das Diagramm in Fig. 5 zeigt, die beiden Drücke nahezu gleich groß, unten dagegen ist $p_k = p_d$ und $p_l = 0$, da alle Luft nach oben abströmt. Infolgedessen muß auch die Temperatur t_a des durch die heiße Dampfzone hindurch abströmenden Warmwassers gleich derjenigen sein, die dem Gesamtdruck p_k im Kondensator entspricht, d. h. im Gegenstromkondensator kann sich das Kühlwasser auf die dem vorge-

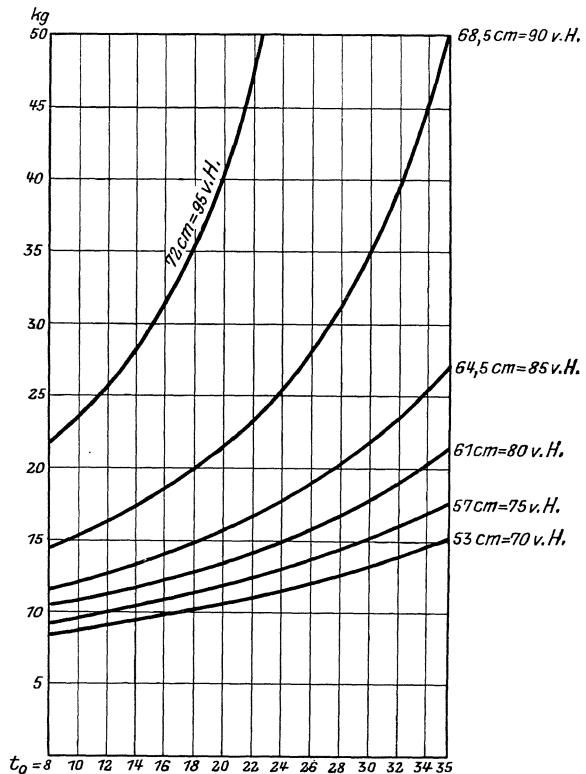


Fig. 6.

schriebenen Vakuum entsprechende Temperatur erwärmen. Soll z. B. das Vakuum $p_k = 0,12$ Atm. betragen, entsprechend etwa 50°C , so ergibt sich mit einer Kühlwassertemperatur $t_0 = 20^\circ$ das Kühlwasserverhältnis (Gl. 1)

$$m = \frac{600 - 50}{50 - 20} \cong 18,$$

gegenüber $m = 28$ bei Parallelstrom. Für rückgeköhltes Wasser von $t_0 = 30^\circ$ ergibt sich

$$m = \frac{600 - 50}{50 - 30} \cong 28.$$

In Fig. 6 sind die Kühlwasserverhältnisse m für verschiedene Kondensatortemperaturen, bzw. Kondensatordrücke in cm QS oder v. H. Luftleere als Ordinaten aufgetragen über den gebräuchlichen Kühlwassertemperaturen von 8 bis 30° als Abszissen.

2. Die abzusaugende Luftmenge.

Wie oben gezeigt, sammelt sich beim Gegenstromkondensator die Luft über der Kühlwassereintrittsstelle, wo die Temperatur t' nur wenig höher als die Kühlwassertemperatur t_0 ist. Wäre die Temperatur an der Absaugestelle $= t_0$, so würde der Dampfdruck oben einfach als der der Temperatur t_0 entsprechende Druck der Tabelle zu entnehmen sein. Da aber die von unten aufsteigende Luft nicht so rasch ihre Wärme an das Kühlwasser verlieren kann, wird stets eine kleine Temperaturdifferenz $t' - t_0 = \alpha$ auftreten, die um so geringer ist, je besser die Führung des Dampfes und des Wassers im Gegenstrom durchgeführt, und je kleiner der Unterschied von t_a und t_0 ist. Nach Weiß kann gesetzt werden

$$\alpha = 4 + 0,1(t_a - t_0) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (8)$$

Der Rest des an der Luftabsaugestelle noch befindlichen Dampfes besitzt also eine Spannung p_a , die der Temperatur

$$t' = t_0 + \alpha \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (9)$$

entspricht. Bei $p_k = 0,12$ Atm., entsprechend $t = 50^\circ \text{C}$, und $t_0 = 20^\circ$ wäre also

$$\alpha = 4 + 0,1(50 - 20) = 7^\circ,$$

und nach Gl. 9

$$t' = 20 + 7 = 27^\circ,$$

entsprechend einer Dampfspannung $p_a = 0,034$ Atm.

Die Spannung der Luft ist also an der Absaugestelle

$$p_l = p_k - p_a = 0,12 - 0,034 = 0,086 \text{ Atm.},$$

während für gleiche Verhältnisse bei Parallelstrom $p_t = 0,048$ ist. Die Luft ist also bei Gegenstrom $\frac{0,086}{0,048} = 1,8$ mal so dicht wie bei Parallelstrom, d. h. die Luftpumpe braucht nur das $\frac{1}{1,8} = 0,56$ fache Hubvolumen zu erhalten. Dementsprechend fällt natürlich bei Gegenstromkondensatoren auch die erforderliche Betriebsarbeit der Luftpumpen geringer aus.

In Anbetracht dieser Vorteile, sowie des beträchtlich kleineren Kühlwasserbedarfs werden bei großen Mischkondensationen (Zentralkondensationsanlagen) fast ausschließlich Gegenstrom-Kondensatoren verwendet, während bei Einzelkondensation von Dampfmaschinen in der Regel die billigere Parallelstrom-Kondensation bevorzugt wird.

Beispiel: Durch die Zentralkondensation eines Walzwerkes sind stündlich 19200 kg Dampf durch einen Gegenstrom-Mischkondensator niederzuschlagen. Die Kondensatorspannung sei $p_k = 0,12$ Atm., entsprechend 67 cm QS und $t = 50^\circ \text{C}$. Die Länge der Rohrleitungen beträgt $Z = 200$ m, die Temperatur des rückgekühlten Wassers $t_0 = 26^\circ$.

Das Kühlwasserverhältnis ist nach Gl. 1

$$m = \frac{600 - 50}{50 - 26} = 23,$$

also der Kühlwasserverbrauch

$$W = 23 \cdot 19200 = 440000 \text{ kg/st.}$$

Die Undichtheitsziffer ist

$$\mu = 1,8 + 0,01 \cdot 200 = 3,8.$$

Die mit 1 Atm. Druck in den Kondensator gelangte Luftmenge beträgt (Gl. 5)

$$L = \frac{1}{1000} (0,02 \cdot 440000 + 3,8 \cdot 19200) = 81,8 \text{ cbm/st.}$$

Die Temperatur der abzusaugenden Luft ist um

$$\alpha = 4 + 0,1 (50 - 26) = 6,4^\circ$$

höher als die Kühlwassertemperatur, beträgt also (Gl. 9)

$$t' = 26 + 6,4 = 32,4^\circ.$$

Dieser Temperatur entspricht nach Tabelle I, Seite 167, ein Dampfdruck von

$$p_a \cong 0,047 \text{ Atm.,}$$

also eine Luftspannung von

$$p_t = 0,12 - 0,047 = 0,073 \text{ Atm.}$$

Die trockene Luftpumpe hat dann

$$V_t = \frac{L}{p_t} = \frac{81,8}{0,073} = 1110 \text{ cbm/st}$$

abzusaugen.

2. Die Oberflächenkondensation.

Es kommen bei der Oberflächenkondensation folgende Bauarten in Betracht:

a) Der geschlossene Kesselkondensator. Er wird weit-
aus am meisten verwendet wegen seiner einfachen Konstruktion

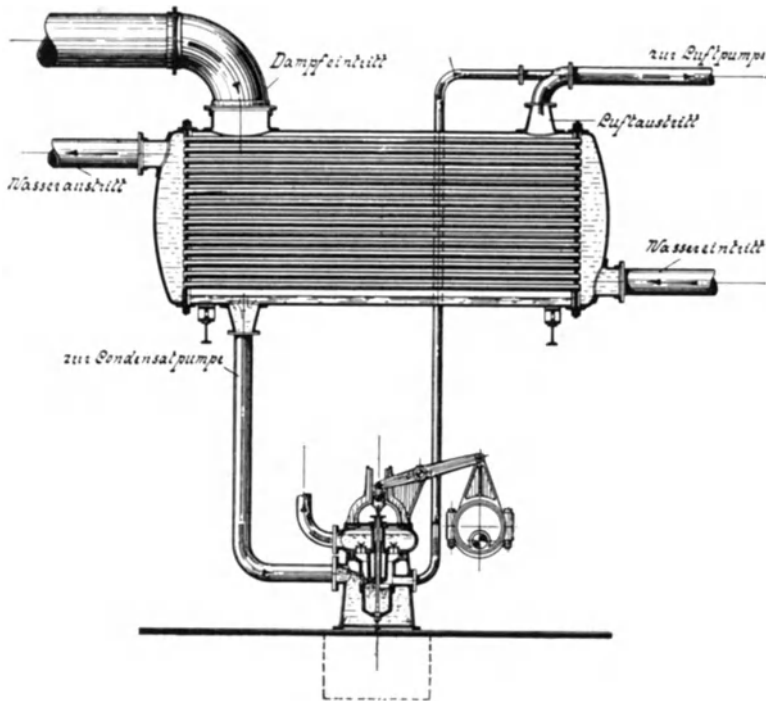


Fig. 7.

und weil er ohne große Nebenkosten aufzustellen ist. Schematisch ist dieser Kondensator in Fig. 7 dargestellt. In zwei runde Platten ist eine große Anzahl dünnwandiger Messingrohre (Wandstärke gewöhnlich 1 mm) eingewalzt oder mit Stopfbüchsen gedichtet. Diese Rohre werden von Kühlwasser durchströmt, während der oben eintretende Dampf sie von außen umspült und sich an den Oberflächen

niederschlägt. Das Kondensat fließt einer „Kondensatpumpe“ zu, die Luft wird oben durch eine trockene Luftpumpe abgesaugt. Durch geeignete Einbauten in den Kondensatorkessel und die beiden Wasserkammern werden Wasser und Dampf im Gegenstrom zu einander geführt. Bei anderen Ausführungen werden auch Luft und Kondensat gemeinschaftlich durch eine nasse Luftpumpe entfernt.

Der geschlossene Kondensator eignet sich vor allem für Kühlwasser mit hohem Kalkgehalt, da nur dann ein Ausfallen von kohlensauren Salzen an die Messingrohre vermieden wird, wenn das Kühlwasser unter Druck steht, also wie bei dem Kesselkondensator mittels einer Kühlwasserpumpe durch die Röhren gepreßt wird.

b) Der stehende, offene Kondensator, bei dem die obere Wasserkammer offen ist (Fig. 29), so daß die Rohre auch während des Betriebes zu reinigen sind. Er wird deswegen bei sehr schlechtem, schlammigem Kühlwasser verwendet.

c) Der Berieselungskondensator, bei dem senkrecht übereinander stehende Messingrohre oder Hohlplatten, die in Sammelrohre münden, vom Dampf durchströmt werden. Das über dem Kondensator aus einem Trog ausströmende Kühlwasser rieselt über die Rohre herab, in denen sich der Dampf niederschlägt. Die Abkühlung ist besonders wegen der Verdunstung des Wassers sehr energisch. Der Kühlwasserbedarf ist demzufolge sehr gering, also auch der Kraftbedarf der Pumpen. Der Berieselungskondensator kann jedoch nicht verwendet werden, wenn das Kühlwasser großen Gehalt an kohlensaurem Kalk besitzt, da hier die Kohlensäure aus dem Wasser leicht entweichen kann, wobei kohlensaure Salze ausfallen.

d) Der Bassinkondensator, der ähnliche Konstruktion wie der Berieselungskondensator aufweist, aber in einem gemauerten Bassin aufgestellt wird, dem das Kühlwasser zufließt (Fig. 32). Er eignet sich für jede Art von Kühlwasser, jedoch wählt man, wenn das Wasser sehr vielen kohlensauren Kalk enthält, aus den oben angegebenen Gründen zweckmäßiger einen geschlossenen Kondensator.

Berechnung der Oberflächenkondensation.

Es bezeichne in bezug auf den in Fig. 8 schematisch dargestellten Oberflächenkondensator

t_o = Eintrittstemperatur des Kühlwassers,

t_a = Austrittstemperatur des Kühlwassers,

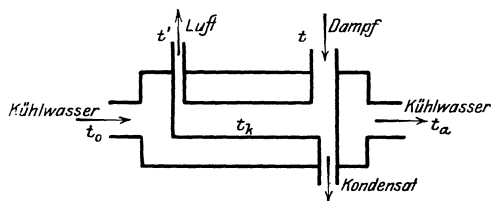


Fig. 8.

t = Eintrittstemperatur des Dampfes,

t' = Austrittstemperatur der Luft,

$\alpha = t' - t_0$,

$\beta = t - t_a$,

Q = stündlich vom Kühlwasser aufzunehmende Wärmemenge in WE,

F = Kühlfläche des Kondensators,

$\frac{F}{D} = f$ = Oberflächenverhältnis,

$\frac{W}{D} = m$ = Kühlwasserverhältnis,

k = Wärmeübertragungskoeffizient, d. h. die Wärmemenge in WE, die durch 1 qm Kühlfläche des Kondensators für 1° Temperaturdifferenz stündlich übertragen wird,

$\lambda - q$ = pro 1 kg Dampf abzuführende Wärmemenge,

t_m = mittlere Temperaturdifferenz zwischen Dampf und Kühlwasser.

Da die Wärmeübertragung proportional der Temperaturdifferenz zwischen Dampf- und Wasserraum ist, gelten die Beziehungen

$$Q = k \cdot t_m \cdot F \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (10)$$

$$\text{oder für 1 kg Dampf} \quad \lambda - q = k \cdot t_m \cdot f \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (11)$$

Das Kühlwasserverhältnis m ist wie bei Mischkondensation zu berechnen; jedoch ist zu berücksichtigen, daß das Kühlwasser mit einer um etwa 10 bis 15° niedrigeren Temperatur abfließt, als die im Kondensator herrschende Temperatur beträgt, da die Wärmeübertragung nur eine mittelbare ist. Daher

$$m = \frac{\lambda - t_k}{[t_k - (10 \div 15)] - t_0} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (12)$$

Gewöhnlich ist $m = 35$ bis 45, für Dampfturbinen, wo eine größere Luftleere verlangt wird, ist bei rückgeköhltem Wasser je nach dem verlangten Vakuum $m = 50$ bis 60 zu setzen; jedoch geht man mit dem Kühlwasserverhältnis in der Regel nicht über $m = 60$ hinaus, damit der Kraftbedarf der Kühlwasserpumpe nicht zu groß ausfällt.¹⁾

Mit hinreichender Genauigkeit kann

$$t_m = \frac{\alpha + \beta}{2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (13)$$

gesetzt werden. Nach Versuchen von Josse ist ferner die Temperatur t an der Dampfeintrittsstelle als Funktion der Kondensatorspannung p_k der Tabelle für gesättigten Wasserdampf zu entnehmen; es ist also der Wert $\beta = t - t_a$ zu berechnen.

¹⁾ Die A. E. G. Berlin verwendet stets $m = 50$.

Setzt man den aus Gl. 11 erhaltenen Wert

$$t_m = \frac{\lambda - q}{k \cdot f} \cdot \dots \dots \dots (14)$$

in die Gl. 13 ein, so erhält man

$$\alpha = 2 \frac{\lambda - q}{k \cdot f} - \beta \cdot \dots \dots \dots (15)$$

Dann ist die Dampftemperatur an der Luftabsaugestelle

$$t' = \alpha + t_0 = 2 \frac{\lambda - q}{k \cdot f} - \beta + t_0 \cdot \dots \dots \dots (16)$$

Entnimmt man die der Temperatur t' entsprechende Dampfspannung p_d der Tabelle, so kann die Luftspannung an der Absaugestelle berechnet werden aus

$$p_i = p_k - p_d.$$

Durch Einsetzen von p_i in Gl. 6 kann dann das abzusaugende Luftvolumen berechnet werden.

Da bei Oberflächenkondensation die Luft nur durch Undichtigkeiten an der Kesselspeisepumpe, der Kraftmaschine und der unter Vakuum stehenden Rohrleitung nach dem Kondensator gelangen kann, ist das stündlich eintretende Luftvolumen (in cbm) zu berechnen aus

$$L = \frac{1}{1000} \cdot \mu \cdot D \cdot \dots \dots \dots (17)$$

worin für μ die unter „Mischkondensation“ gegebenen Werte einzusetzen sind. Dieselben sind aber von Weiß schon vor längerer Zeit nach rohen Versuchen an Dampfmaschinenanlagen ermittelt worden und geben daher für Dampfturbinen zu große Luftpumpenvolumina. Hausbrand¹⁾ empfiehlt das Luftpumpenvolumen für Oberflächenkondensation 0,6 mal so groß wie das für Mischkondensation mit Gegenstrom zu nehmen und berechnet letzteres wie folgt.

Wählt man das gesamte Luftgewicht, das mit atmosphärischer Spannung in den Kondensator eintritt, zu

$$L' = \frac{W \cdot 0,25}{1000} \text{ kg} \cdot \dots \dots \dots (18)$$

so berechnet sich mit Hilfe des Mariotte-Gay-Lussacschen Gesetzes $v \cdot p = R \cdot T$ (Konstante $R = 29,27$ und absolute Temperatur $T = 273 + t$) das Volumen von L' kg Luft zu

$$V = \frac{L(273 + t')}{p} \cdot 29,27 \text{ cbm}$$

(p = Druck der Atmosphäre = 10366 kg/qm, t' nach Gl. 9).

¹⁾ Hausbrand, Verdampfen, Kondensieren und Kühlen, 4. Auflage, Berlin 1909.

Für einen in mm QS gemessenen Luftdruck b , der den $\frac{b}{760}$ Teil der Atmosphäre beträgt, ist dann das Luftvolumen

$$V_l = \frac{W \cdot 0,25}{1000} \cdot \left(\frac{273 + t'}{p} \right) \cdot 29,27 \cdot \frac{760}{b} = 0,5385 \frac{W(273 + t')}{b} \quad (19)$$

Praktische Werte für die bei Oberflächenkondensation pro 1000 kg Stundendampf abzusaugende Luftmenge V_l in cbm erhält man aus $V_l = 0,75$ bis $0,8$ cbm/min bei 85 bis 90 v. H. Vak. (Dampfmaschinen) $V_l = 1,1$ „ $1,2$ cbm/min „ 95 „ 96 v. H. „ (Dampfturbinen), Werte, die auch mit den Hausbrandschen Angaben übereinstimmen.

Im folgenden soll nun noch auf die beiden in Gl. 16 vorkommenden Werte k und f eingegangen werden.

Der Wärmedurchgangskoeffizient k , über den Prof. Josse an Oberflächenkondensatoren eingehende Versuche anstellte¹⁾, hängt von folgenden Widerständen ab, die der Übertragung der Wärme vom Dampf, durch die Wand der Messingrohre hindurch, nach dem Kühlwasser entwirken:

1. der Widerstand bei der Wärmeübertragung vom Dampf an die Rohrwand;
2. der Widerstand beim Durchgang durch die Rohrwand;
3. der Widerstand bei der Wärmeübertragung von der Rohrwand an das Kühlwasser.

Bezeichnet

α_1 = Wärmedurchgangszahl bei Übertragung der Wärme von Dampf auf die Wandung,

α_2 = Wärmedurchgangszahl bei Übertragung von der Wandung auf das Kühlwasser (α_1 und α_2 in WE pro 1 qm Kühlfläche, 1° Temperaturunterschied und 1 Stunde),

l = Wärmeleitzahl des Metalls (in WE für 1 qm Durchgangsquerschnitt, 1 mm Wandstärke und 1° Temperaturunterschied),

δ = Wandstärke der Rohre in mm,

dann ist

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{l} + \frac{1}{\alpha_2} \quad (20)$$

Die Wärmeleitzahl l kann für Messing zu 90000 WE angenommen werden bei der allgemein gebräuchlichen Wandstärke

¹⁾ Z. Ver. deutsch. Ing. 1909, S. 322; Josse, Versuche über Oberflächenkondensation.

$\delta = 1$ mm. Würde man diese auf 2 mm erhöhen, bzw. auf etwa 0,5 mm erniedrigen, so würde dadurch der gesamte Wärmedurchgangskoeffizient nur wenig beeinflusst werden. Andererseits ist aber der Preis des Kondensators in sehr hohem Maße von der Wandstärke der Rohre abhängig.

Die Wärmedurchgangszahl α_2 von der Rohrwand an das Wasser wird nach den Versuchen von Ser vor allem durch die Geschwindigkeit c beeinflusst, mit der sich das Wasser in den Rohren bewegt. Nach Ser kann annäherungsweise

$$\alpha_2 = 4500 \sqrt{c}$$

gesetzt werden. Bei einer Geschwindigkeit $c = 0,6$ m/sek ist z. B. $\alpha_2 \cong 3500$ WE, bei $c = 1,2$ m/sek ist $\alpha_2 \cong 5000$ WE. Ein weiterer Vorteil großer Wassergeschwindigkeit besteht darin, daß sie die Ablagerung von Schlamm verhindert, der die Wärmeübertragung beeinträchtigen würde. Andererseits wird aber der Reibungswiderstand in den Rohren und damit der Kraftbedarf der Kühlwasserpumpe erhöht, da bekanntlich der Strömungswiderstand mit dem Quadrat der Geschwindigkeit wächst. Man wird daher aus diesem Grunde die Wassergeschwindigkeit c nicht höher als 1,5 m/sek, meistens zwischen 0,8 und 1,2 m/sek annehmen.

Die Übergangszahl vom Dampf an die Rohrwand ist nach den Versuchen von Ser

$$\alpha_1 = 19000$$

zu setzen, ist aber gleichfalls abhängig von der Geschwindigkeit, mit der sich Dampf an den Rohren entlang bewegt. Bei einer Wassergeschwindigkeit von $c = 0,5$ m/sek und einer Wandstärke $\delta = 1$ mm ist z. B.

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{19000} + \frac{1}{90000} + \frac{1}{3180}$$

$$k = 2640.$$

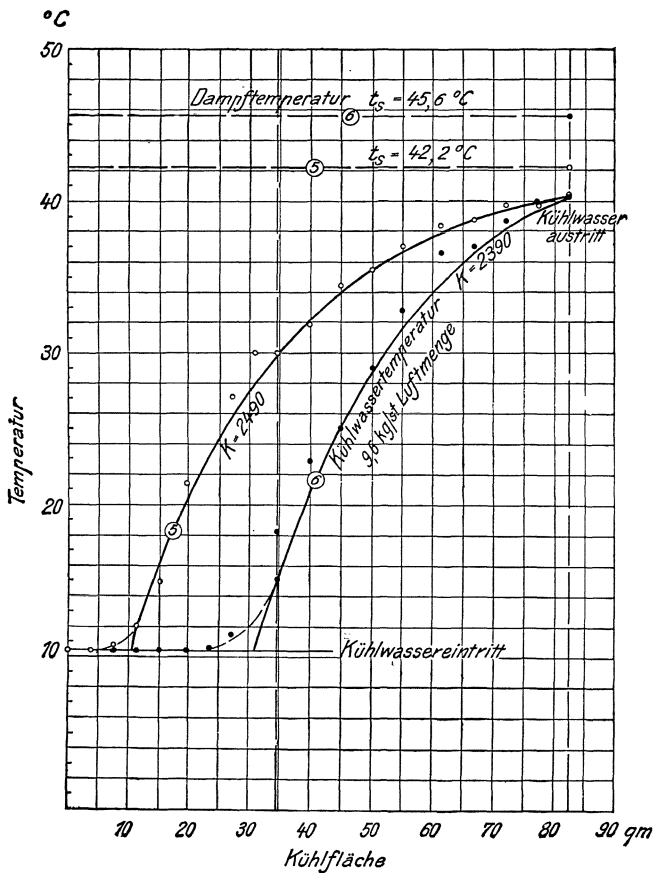
Aus diesem Beispiel ist sofort ersichtlich, daß die Wärmeübergangszahl hauptsächlich von α_2 , also von der Wassergeschwindigkeit beeinflusst würde, wenn der Dampf sich allein im Kondensator befände. Da aber in diesen mit dem Dampf stets Luft eintritt, die ebenfalls gekühlt werden muß, ändern sich die oben angegebenen Werte für k ganz bedeutend; denn der Wärmeübergang der Luft an die Wandung ist gegenüber demjenigen des Dampfes verschwindend klein.

Mit zwei verschieden großen Luftmengen durchgeführte Versuche von Prof. Josse¹⁾ an einem im Maschinenbaulaboratorium

¹⁾ Z. Ver. deutsch. Ing. 1909, S. 322.

der technischen Hochschule zu Charlottenburg aufgestellten Kondensator zeigen, daß im ersten Teil des Kondensators die Kühlwassertemperatur gar nicht ansteigt (Fig. 9), daß also dieser Teil nur dazu dient, die Luft abzukühlen.

Bei dem mit (6) bezeichneten Versuch der Fig. 9, in der die Kühlwassertemperaturen als Ordinaten und die Länge der Röhren,



ig. 9.

bzw. die Kühlflächen als Abszissen aufgetragen sind, gehen z. B. etwa 40 v. H. der Kühlfläche für den eigentlichen Kondensationsvorgang verloren, da diese Kühlfläche nur als Luftkühler wirkt.

Es ergibt sich hieraus, daß an den verschiedenen Stellen des Kondensators verschieden große Wärmeübertragung stattfindet, und daß eine genaue Berechnung der Wärmeübergangszahl k , die hauptsächlich von der im Kondensator befindlichen Luftmenge abhängt,

nicht möglich ist, wenn nicht das mit dem Dampf eingedrungene Luftvolumen bekannt ist.

Man muß daher in jedem Falle die Größe der Kühlfläche nach Erfahrungswerten berechnen und durch geeignete konstruktive Durchbildung des Kondensators einen hohen Wärmedurchgang zu erreichen suchen, bei möglichster Beschränkung des Kraftverbrauchs der Kühlwasserpumpe. Vor allem soll in dem Teile des Kondensators, der vorwiegend der Luftkühlung dient, die Wassergeschwindigkeit nicht zu groß sein, um nicht den Strömungswiderstand, also auch den Kraftbedarf unnütz zu erhöhen. Dagegen muß in dem Kondensatorteil, in dem der eigentliche Kondensationsvorgang stattfindet, durch Erhöhung der Wassergeschwindigkeit die Wärmeübertragung vergrößert werden, um mit kleinen Kühlflächen auszukommen.

Eine Vergrößerung des Wärmedurchgangs wird auch dadurch erzielt, daß man durch besondere, in die Rohre eingesetzte Vorrichtungen, z. B. die „Wirbelstreifen“ von Josse, das Kühlwasser in den Messingrohren in wirbelnde Bewegung versetzt, so daß alle Wasserteilchen mit den Rohrwänden in Berührung kommen. Balcke empfiehlt jedoch mit Rücksicht auf das meist nur in ungenügender Menge und schlechter Beschaffenheit vorhandene Kühlwasser wenigstens bei Landanlagen größere Kühlflächen anzuwenden. Weiter ist auch zu berücksichtigen, daß durch Einbauten in die Rohre der Strömungswiderstand des Wassers, also auch der Kraftbedarf der Kühlwasserpumpe steigt. Man nimmt daher vorteilhaft, besonders mit Rücksicht auf Ablagerungen in den Rohren und die dadurch bewirkte Verminderung der Wärmeübertragung k nicht größer als 1400 bis 1600 an.

Normale Werte für das Oberflächenverhältnis sind $f = \frac{F}{D} = 0,02$ bis 0,03; jedoch geht man bei Turbinenkondensationen bisweilen viel höher, bis 0,04 und 0,05.

Beispiel: Es soll für eine Dampfturbinenanlage mit 13 700 kg stündlichem Dampfverbrauch eine Oberflächenkondensation berechnet werden, unter Annahme des Oberflächenverhältnisses $f = 0,04$. Die Kondensatorspannung soll 0,07 Atm. betragen; die Kühlwasser-eintrittstemperatur $t_0 = 15^\circ$; der Undichtheitskoeffizient $\mu = 1,8$ angenommen.

Die Kühlfläche des Kondensators ist dann

$$F = f \cdot D = 0,04 \cdot 13\,700 = 550 \text{ qm.}$$

Dem Druck $p_k = 0,07$ Atm. entspricht eine Temperatur an der

Dampfeintrittsstelle von $t \cong 40^\circ$. Also sind für 1 kg Dampf abzuführen

$$\lambda - q = 576,7 \text{ WE}$$

und im ganzen

$$Q = D(\lambda - q) = 13\,700 \cdot 576,7 = 7\,950\,000 \text{ WE},$$

und von 1 qm Kühlfläche

$$\frac{Q}{F} = \frac{7\,950\,000}{550} = 14\,400 \text{ WE}.$$

Nimmt man Messingrohre von 29 mm äußerem Durchmesser und 1 mm Wandstärke und wählt die nutzbare Rohrlänge, d. h. den Abstand der beiden Rohrböden = 3,5 m, so ist die Anzahl der Rohre

$$i = \frac{550}{0,029 \cdot \pi \cdot 3,5} = 1730.$$

Macht man die Teilung der Rohre

$$t = d + 10 \text{ mm} = 29 + 10 = 39 \text{ mm},$$

so wird der Durchmesser des Kondensators ungefähr 1900 mm (siehe Fig. 21).

Das Kühlwasserverhältnis sei zunächst mit dem normalen Wert $m = 50$ angenommen. Dann beträgt die stündlich erforderliche Kühlwassermenge

$$W = 13\,700 \cdot 50 = 685\,000 \text{ kg} = 685 \text{ cbm}.$$

Die Austrittstemperatur des Kühlwassers sei

$$t_a = 40 - 14 = 26^\circ \text{ C},$$

$$\text{also } \beta = 14^\circ \text{ C}.$$

Nimmt man den Wärmedurchgangskoeffizienten $k = 1500$ an, so ist die mittlere Temperaturdifferenz zwischen Dampf- und Wasser-raum nach Gl. 14

$$t_m = \frac{576,7}{1500 \cdot 0,04} = 9,65^\circ$$

und nach Gl. 13

$$\alpha = 2 \cdot 9,65 - 14 = 5,3^\circ.$$

Die Temperatur an der Luftabsaugestelle ist demnach (Gl. 16)

$$t' = 5,3 + 15 = 20,3^\circ \text{ C},$$

entsprechend einer Dampfspannung an dieser Stelle von

$$p_d = 0,022 \text{ Atm}.$$

Die Luftspannung ist also an der Absaugestelle nach Gl. 2

$$p_i = 0,07 - 0,022 = 0,048 \text{ Atm.}$$

Das stündlich abzusaugende Luftvolumen ist dann nach Gl. 5

$$V_i = \frac{1,8 \cdot 13\,700}{1000 \cdot 0,048} = 520 \text{ cbm.}$$

In der gleichen Weise ist auch für andere Werte des Kühlwasserverhältnisses, etwa vom kleinsten Wert $m = 30$ bis zu $m = 60$ der Kühlwasserbedarf und die abzuführende Luftmenge berechnet und in Fig. 10 aufgetragen. Man erkennt, daß mit wachsendem m die Kühlwassermenge, daher auch der Kraftbedarf der Kühlwasserpumpe ansteigt, dagegen die Luftmenge, also auch der Kraftbedarf der Luftpumpe kleiner wird. Man hat demnach das Kühlwasserverhältnis so anzunehmen, daß die zum Antrieb beider Pumpen erforderliche Gesamtleistung möglichst gering ausfällt. Über Kraftbedarf der Luft- und Kühlwasserpumpe vgl. Abschn. IV und V.

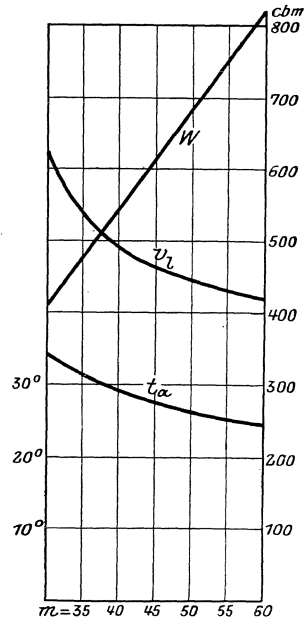


Fig. 10.

III. Ausführung der Kondensatoren.

1. Die Mischkondensatoren.

a) Parallelstromkondensatoren.

Bei liegenden Naßluftpumpen ist der Einspritzraum des Kondensators in der Regel im Gehäuse der Pumpe, und zwar über oder unter den Ventilen angeordnet. Da aber naturgemäß dieser Raum ziemlich beschränkt ist, wird häufig, falls eine stärkere Erwärmung des Kühlwassers verlangt wird, die Einspritzvorrichtung in einem neben oder auch über der Luftpumpe aufgestellten, besonderen Gefäß, genannt „Vorkondensator“, untergebracht.

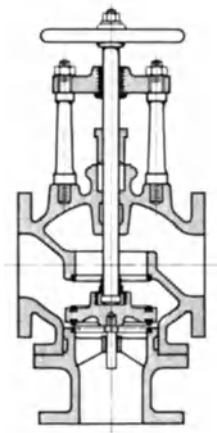


Fig. 11.

Bei stehenden Luftpumpen wird dagegen der Kondensator stets getrennt vom Pumpengehäuse ausgeführt; das Kühlwasser wird durch das Vakuum des Kondensators selbst angesaugt, wobei die Saughöhe ≤ 6 m sein soll. Die Anordnung des Kondensators erfolgt am besten unter Flur. Da nämlich stets ein Teil des Abdampfes schon im Auspuffrohr kondensiert, muß dieses Kondenswasser von selbst dem Kondensator zulaufen. Ist aber die Anordnung unter Flur nicht möglich, z. B. wenn aus bestimmten Gründen eine von der verlängerten Kolbenstange der Dampfmaschine angetriebene Luftpumpe gewählt wird, dann ist für eine gute Entwässerung des Abdampfrohrs zu sorgen. Stets ist aber in die Abdampfleitung ein Wechselventil einzubauen, damit, falls die Kondensation einmal versagen sollte, die Maschine auf Auspuff gestellt werden kann.

Das in Fig. 11 dargestellte Wechselventil von Klein, Schanzlin & Becker in Frankenthal (Pfalz) besitzt drei Anschlußstutzen, von denen einer ins Freie führt, sowie zwei Ventilsitze aus

Das in Fig. 11 dargestellte Wechselventil von Klein, Schanzlin & Becker in Frankenthal (Pfalz) besitzt drei Anschlußstutzen, von denen einer ins Freie führt, sowie zwei Ventilsitze aus

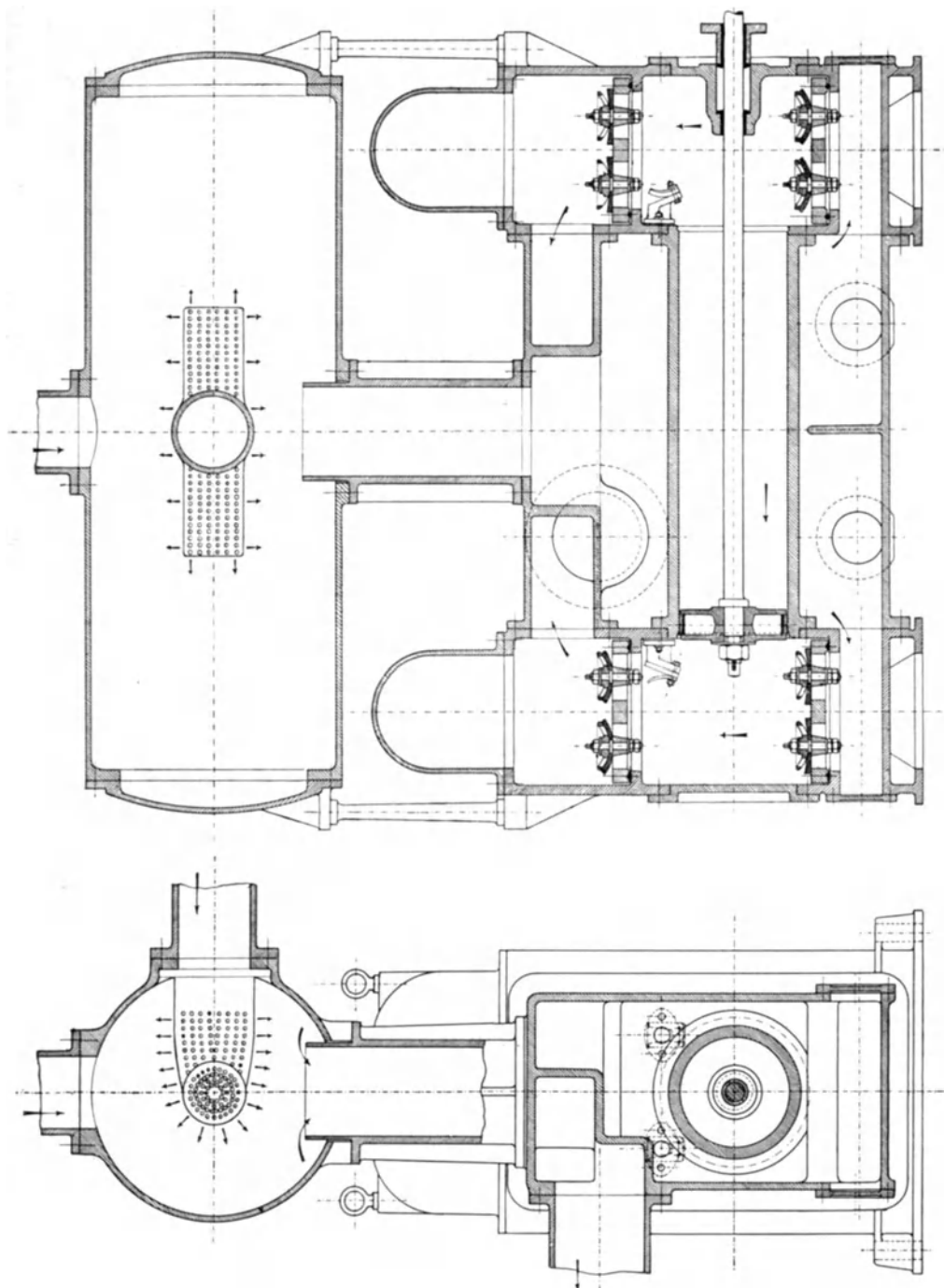


Fig. 12.

Rotguß. Je nachdem der mit zwei Abdichtungsringen aus Nickel versehene Ventilteller auf dem oberen oder unteren Sitz abschließt, geht der Abdampf nach dem Kondensator oder nach dem Auspuffrohr.

Die Einspritzvorrichtung des Kondensators besteht in den meisten Fällen aus einem in den Kondensator eingesetzten Kupferrohr, das

mit runden oder schlitzförmigen Öffnungen für den Wassereintritt versehen ist. Bei dem über der Naßluftpumpe angebrachten, beiderseits durch Säulen gestützten Kondensator von G. Brinkmann in Witten a. d. Ruhr (Fig. 12) wird die Einspritzvorrichtung durch ein mit runden Öffnungen versehenes T-Stück gebildet.

Oft wird auch ein konisches Mundstück auf die Mündung des gußeisernen Einspritzrohres aufgeschraubt, wie Fig. 4 an einer Ausführung der Dinglerschen Maschinenfabrik in Zweibrücken zeigt. Bei dieser Ausführung ist stets ein Absperrhahn notwendig, dessen günstigste Stellung der Maschinist durch Ausprobieren findet.

Klein, Schanzlin & Becker in Frankenthal verwenden die in Fig. 13 dargestellte Einspritzvorrichtung, bei der das aus Rotguß hergestellte Mundstück mittels Spindel und Handrad hochgeschraubt werden kann. Die Zerstäubung des Wassers erfolgt durch ein auf das Mundstück aufgeschraubtes, am Umfange ausgezahntes Blech

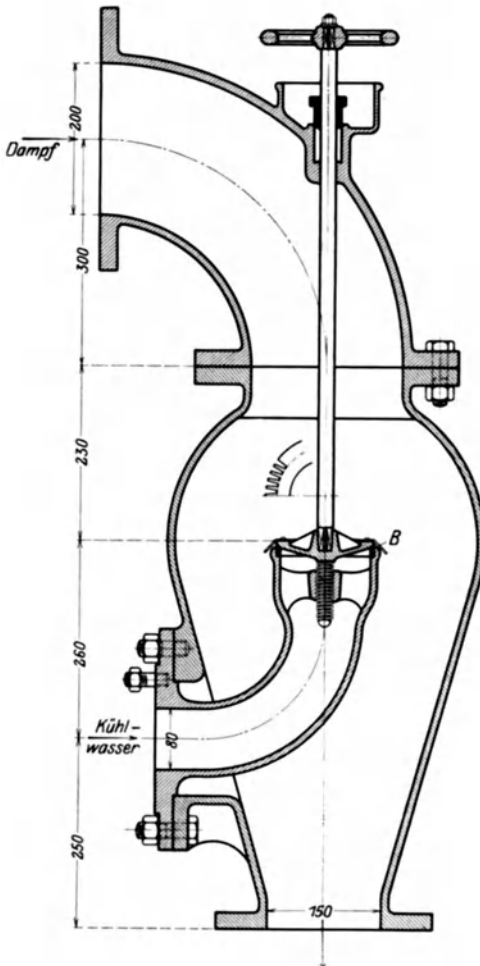


Fig. 13.

B. Damit keine Luft an der oberen Stopfbüchse eintritt und das Vakuum verschlechtert, ist um dieselbe ein mit Wasser gefüllter Trog angeordnet.

Berechnung. Der Rauminhalt des Kondensators soll nach der „Hütte“ wenigstens gleich dem 5 (bis 10) fachen des Hubvolumens der doppeltwirkenden Naßluftpumpe oder gleich dem 15 bis 20 fachen Volumen der sekundlichen Einspritzmenge sein.

Die Einspritzleitung des Parallelstromkondensators kann mit einer Wassergeschwindigkeit von $c_0 = 2$ bis 4 m/sek berechnet werden. Beträgt also die stündliche Kühlwassermenge W kg oder $\frac{W}{1000}$ cbm, so ist der lichte Rohrdurchmesser zu berechnen aus

$$\frac{W}{1000 \cdot 60 \cdot 60} = \frac{d_0^2 \pi}{4} \cdot c_0$$

oder

$$d_0 = \sqrt{\frac{W \cdot 4}{1000 \cdot 3600 \cdot c_0 \cdot \pi}} \cdot \dots \dots \dots (21)$$

Mit Hilfe der gleichen Beziehung kann auch der Querschnitt des Überlaufrohrs, also der Saugleitung der Naßluftpumpe berechnet werden. Die lichte Weite der Abdampfleitung wird bei Einzelkondensation auf die Kolbenfläche F und die mittlere Kolbengeschwindigkeit c_m der Dampfmaschine bezogen. Ist die Dampfgeschwindigkeit $\simeq 20$ m/sek im Auspuffrohr, so ist

$$\frac{d^2 \pi}{4} = \frac{F \cdot c_m}{20} = 0,05 F \cdot c_m \cdot \dots \dots \dots (22)$$

b) Gegenstromkondensatoren.

Die Gegenstrom-Mischkondensation, deren bekannteste Bauart die des verstorbenen Zivilingenieurs Weiß ist, wird fast ausschließlich bei Zentralkondensationen angewendet. Wegen der hierbei notwendigen großen Kühlwassermengen ist mit der Kondensation in der Regel eine Rückkühlanlage verbunden.

In Fig. 14 ist zunächst ein Weißscher Gegenstromkondensator dargestellt, nach einer Ausführung der Sangerhäuser Aktienmaschinenfabrik, in Fig. 15¹⁾ die Anordnung dieses Kondensators bei einer Zentralkondensation. Die Abdampfleitung B (Fig. 14) führt den von den angeschlossenen Maschinen kommenden Dampf in den auf einem schmiedeeisernen Gerüst montierten Kondensator, während eine durch Riemen angetriebene Rotationspumpe das Kühlwasser durch die Leitung D nach oben fördert. Im Kondensator fließt es über mehrere Überfallkörper dem von unten nach oben strömenden Dampf entgegen, schlägt diesen nieder und zieht mit

¹⁾ Nach „Weiß, Kondensation“.

dem Kondensat durch das Abfallrohr A ab. Die Luft sammelt sich über dem Kühlwasser im Kondensator und wird durch die Rohre E_1 und E von der mittels verlängerter Kolbenstange einer Dampfmaschine angetriebenen, trockenen Luftpumpe abgesaugt.

Bei Feststellung der Höhenlage des Kondensators hat man immer von der Höhe zz (Fig. 15) des abfließenden Warmwassers

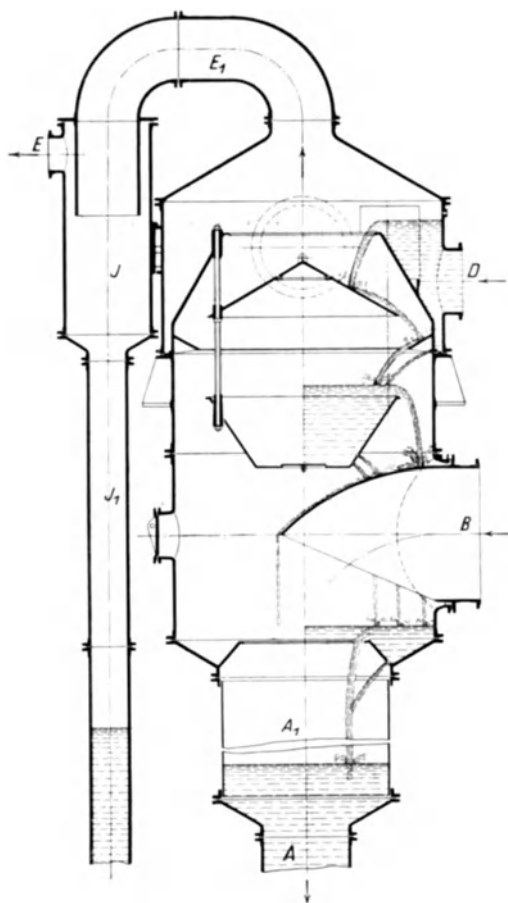
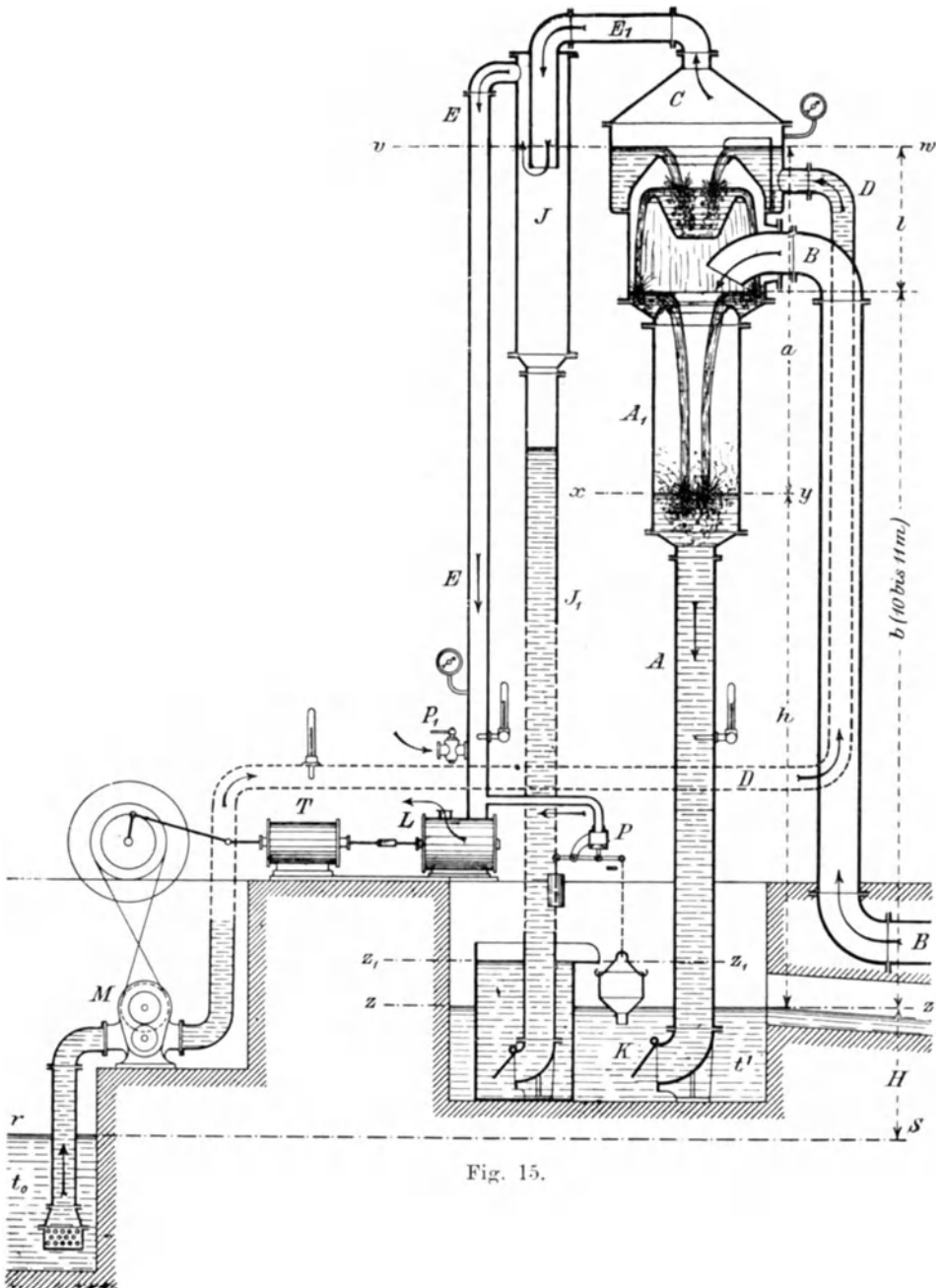


Fig. 14.

auszugehen. Steht natürliches Kühlwasser zur Verfügung, so ist zz so tief zu legen, als es die örtlichen Verhältnisse, z. B. des Grundwasserstandes, ermöglichen, ohne daß ein Rückstau zu befürchten ist; bei Verwendung von rückgeköhltem Wasser hingegen kann die Höhe zz beliebig gewählt werden. Dann nimmt man die Höhe b vom Warmwasserspiegel bis Wasseraustritt so hoch an, daß auch bei höchstem Vakuum niemals das Warmwasser in den Kondensator hinaufsteigen kann, also $b = 10$ bis 11 m, womit die Disposition der Anlage in der Hauptsache festliegt.

Da die Höhe h die Differenz zwischen dem Druck der atmosphärischen Luft und dem Kondensatordruck p_k darstellt, wird bei jeder Änderung des Vakuums der Wasserspiegel xy im Rohr A_1 stark

schwanken, so daß das Warmwasser eventuell in das Abdampfrohr B eindringen könnte. Dies zu vermeiden, ist am unteren Ende des Abfallrohrs eine Klappe K angebracht, die nur Schwankungen der Wassersäule in A nach unten, aber nicht nach oben gestattet. Die Luftpumpe saugt nicht unmittelbar am Kondensator an, sondern zwischen die Rohrleitung E und den Krümmer E_1 ist der Wasser-



abscheider J , sowie das am unteren Ende durch eine Klappe verschließbare Abfallrohr J_1 eingeschaltet (Fig. 15), das folgende Funktion zu erfüllen hat.

Die Unsicherheit der oben angegebenen Berechnung der eindringenden Luftmengen bringt es mit sich, daß die Luftpumpengröße selten genau der wirklichen Luftmenge entspricht. Ist die Pumpe zu klein gewählt, so kann natürlich nicht das der Warmwassertemperatur entsprechende Vakuum erreicht werden.

Ist die Luftpumpe aber zu groß, d. h. saugt sie zu viel Luft aus dem Kondensator, so überschreitet das Vakuum in diesem etwas die der Temperatur des Warmwassers entsprechende Größe und es steigt das heiße Wasser aus dem unteren Teile des Kondensators hoch und würde, falls das Rohr E direkt am Kondensator saugen würde, in dieses übertreten, also nach der Trockenluftpumpe gelangen. Aus A würde dann kein Warmwasser mehr austreten. Bei der in Fig. 15 dargestellten Anordnung dagegen fließt das durch E_1 mitgerissene Wasser ohne weiteres durch das Rohr J_1 ab, so daß das Wasser stets von der Luftpumpe ferngehalten wird. Damit aber das Warmwasser bald wieder durch das Rohr A abfließt und das während des beschriebenen Vorganges gesunkene Vakuum im Kondensator wieder seine normale Höhe erreicht, ist an die Saugleitung der Luftpumpe ein Röhrchen mit einem Ventil P angeschlossen. Das aus dem Rohr J_1 austretende Wasser gelangt in ein Bassin, dessen Wasserspiegel $z_1 z_1$ etwa 0,35 bis 0,5 m höher liegt als zz , und fließt aus demselben in einen unten mit einer Öffnung versehenen Eimer. Sobald sich dieser mit Wasser füllt, öffnet er das Ventil P und läßt Luft in die Saugleitung E eintreten. Sofort hört das Übertreten des Wassers nach dem Rohr E auf, der Eimer entleert sich, da kein Wasser mehr nachströmt, und das Ventil P schließt sich unter Einwirkung eines Gegengewichts.

Naturgemäß wird dann die beste Kühlwasserausnutzung vorhanden sein, wenn dieses selbsttätige Spiel des Ventils P nur selten zu beobachten ist. Wiederholt sich dasselbe aber fortwährend, so muß entweder mehr Kühlwasser in den Kondensator gelangen, oder weniger Luft aus diesem abgesaugt werden. Werden aber Kühlwasserpumpe und Luftpumpe, wie es meistens der Fall ist, von einer gemeinschaftlichen Maschine angetrieben, so kann der genannte Übelstand nur durch Einlassen von Luft mittels des Hahnes P_1 behoben werden. Dabei muß gerade so viel Luft dem Kondensator zugeführt werden wie die Luftpumpe zu viel absaugt. Öffnet der Maschinist den Hahn zu weit, so wird das mögliche Vakuum nicht erreicht; bei zu kleiner Öffnung tritt wieder das Überlaufen des Wassers nach dem Rohr J_1 ein.

Um eine genaue Kontrolle ausüben zu können, wie weit sich das abzulesende Vakuum dem theoretisch Möglichen nähert, braucht man nur die Temperatur des Warmwassers an einem am Rohr A angebrachten Thermometer abzulesen und mit dem dieser Temperatur entsprechenden Vakuum zu vergleichen.

Bei getrenntem Antrieb der Luftpumpe ist jedoch der Hahn P_1 zu entbehren, da dann durch entsprechende Änderung der Tourenzahl der Antriebsmaschine (z. B. Dampfmaschine mit Leistungsregulator) die Fördermenge der Luftpumpe so reguliert werden kann, daß das wirkliche Vakuum sich dem der Warmwassertemperatur entsprechenden soweit als möglich nähert.

Um ein Einfrieren des Rohres J_1 zu verhindern, dessen Wasser im Winter völlig stillsteht, ist bei im Freien aufgestellten Kondensatoren die Rohrleitung mit dem stets mit warmem Wasser gefüllten Kondensator durch eine Rohrleitung verbunden. Bei Eintritt von Frostwetter ist dann ein in dieses Rohr eingebauter Hahn so weit zu öffnen, daß durch Überlauf von Warmwasser die Temperatur in J etwa 15 bis 20° erreicht. Sonst bleibt dieser Hahn geschlossen, der bei den in Gebäuden aufgestellten Kondensatoren ganz wegfällt.

Die Druckhöhe, auf die bei der Weißschen Gegenstromkondensation die Kühlwasserpumpe zu fördern hat, ergibt sich wie folgt.

Sieht man von den Reibungswiderständen ab, die bei geringer Wassergeschwindigkeit vernachlässigt werden können, so ist die Hubhöhe gleich dem senkrechten Abstand des Wasserspiegels im Kühlwasserbassin, der um H m unter zz liegt, und dem Spiegel vw im Kondensator, also $H + b + l$, vermindert um die Höhe h , die, wie früher erwähnt, der Differenz des atmosphärischen Drucks und des Kondensatordrucks p_k entspricht. Um diese Höhe saugt nämlich das Vakuum des Kondensators auch im Rohr D das Wasser an, so daß die Förderhöhe

$$h_0 = H + b + l - h = H + a$$

beträgt.

Der Kondensator selbst besteht aus einem gußeisernen, zylindrischen Körper, in den mehrere Überfälle (Fig. 14) und kegelförmige Wände eingebaut sind; der obere Überfall stützt sich auf den Kondensator ab und trägt die unteren mittels Schrauben. Die aus dem ersten kommende Wassermenge prallt auf die darunter angebrachte kegelförmige Wand und wird zerstäubt, so daß eine gute Mischung mit dem Dampf bewirkt wird. Eine weitere Zerlegung der Wasserstrahlen wird dadurch erreicht, daß der untere Trichter zwei übereinanderliegende Spritzreihen besitzt, deren Wasserstrahlen mit denen des unteren Überfalls zusammenprallen,

weshalb gerade in dem Raum, in den das Dampfrohr mündet, die beste Wasserzerteilung eintritt. Das Rohr *B* ist nach unten gekrümmt, damit der Dampf erst seine Bewegungsrichtung ändern, also möglichst lange im eigentlichen Kondensationsraum bleiben muß.

Nach Weiß genügen für gute Kühlwasserzerteilung, kontrollierbar am Erreichen des höchsten, möglichen Vakuums, schon drei Überfälle (Fig. 16) mit den Stauhöhen

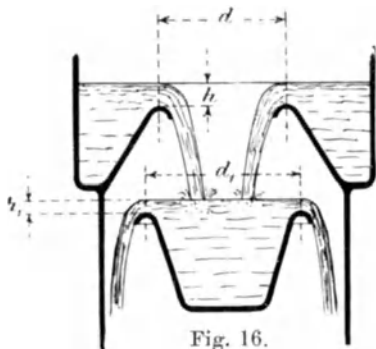


Fig. 16.

$h = 33 \text{ mm}$ bei Kondensatoren für
 $W = 1000 \text{ kg/min}$,

dann wachsend mit W bis

$h = 100 \text{ mm}$ bei Kondensatoren für
 $W = 25\,000 \text{ kg/min}$

für den obersten Überfall. Dessen Durchmesser d kann dann aus

$$\frac{W}{1000 \cdot 60} = \frac{2}{3} \mu \cdot d \cdot \pi \sqrt{2gh} \quad (23)$$

berechnet werden, worin die Ausflußziffer μ für abgerundete Kanten $= 0,86$ gesetzt werden kann. Da der Durchmesser d_1 des mittleren Überfalls etwas größer wird als d , so wird die Stauhöhe hier entsprechend geringer. Wählt man weiter noch einen Zwischenraum zwischen der Wand des Kondensators und dem herabfallenden Wasserkörper für den aufwärtsziehenden Dampf, so ergibt sich hieraus der Durchmesser des Kondensatorkörpers.

Großwasserraum-Mischkondensatoren.

Werden Fördermaschinen, die bekanntlich mit kurzen Betriebsperioden laufen, oder Walzenzugmaschinen, die stark wechselnden Dampfverbrauch besitzen, an eine Zentralkondensation angeschlossen, so müßte eigentlich die Kühlwassermenge jedesmal dem augenblicklichen Dampfverbrauch der Anlage angepaßt werden. Man könnte nun den Kühlwasserbedarf für die größte Dampfmenge berechnen, was einerseits zu sehr großen Pumpendimensionen und beträchtlichem Kraftverbrauch der Anlage führen würde, andererseits aber während der Perioden niederen Dampfverbrauchs ein unnütz hohes Vakuum ergeben würde.

Man arbeitet daher besser mit einer dem mittleren Dampfverbrauch entsprechenden Wassermenge und bringt im Kondensator, bzw. in einem mit diesem in Verbindung stehenden Gefäß (Akkumulator) größere Wassermengen unter, die während der Zeit höchsten Dampfverbrauchs sich nur wenig erwärmen, während

Perioden geringen Dampfverbrauchs aber sich nicht allzusehr abkühlen, so daß die Temperatur im Kondensator, also auch das Vakuum, annähernd gleich bleibt. Solche Wassermengen müssen aber in verteiltem Zustande untergebracht werden, da eine bloße Berührung an der Oberfläche des Wassers wegen dessen schlechter Wärmeleitfähigkeit nur wenig Nutzen brächte.

Soll z. B. bei Höchstbelastung der Maschinen eine um 50 kg größere Dampfmenge als die normale in 30 sek vom Kondensator aufgenommen werden, ohne daß die Temperatur der Wassermenge höher als um 6° steigt, also das Vakuum nur ganz wenig geringer wird, so muß das Kühlwasser eine Wärmemenge

$$\lambda \cdot 50 = 600 \cdot 50 = 30000 \text{ WE}$$

aufnehmen; es ist also bei einer Erwärmung um 6° eine Wassermenge

$$Q = \frac{30000}{6} = 5000 \text{ l} = 5 \text{ cbm}$$

im Kondensator unterzubringen, die wie ein Kältespeicher wirkt. Soll dabei auch die Kühlwirkung der Metallflächen mit in Rechnung gesetzt werden, so tritt zu der Wassermenge noch der „Wasserwert“ des Metalls, worunter das Produkt aus dessen Gewicht und spezifischen Wärme c zu verstehen ist. (Für Gußeisen ist $c = 0,13$, für Schmiedeeisen $= 0,114$.)

Eine Verbindung des Weißschen Gegenstromkondensators mit einem Akkumulator nach der Ausführung der Sangerhäuser Aktien-Maschinenfabrik in Sangerhausen ist in Fig. 17 dargestellt. Der Akkumulator ist hier getrennt vom Kondensator ausgeführt, kann also an beliebigem Platze aufgestellt werden, und

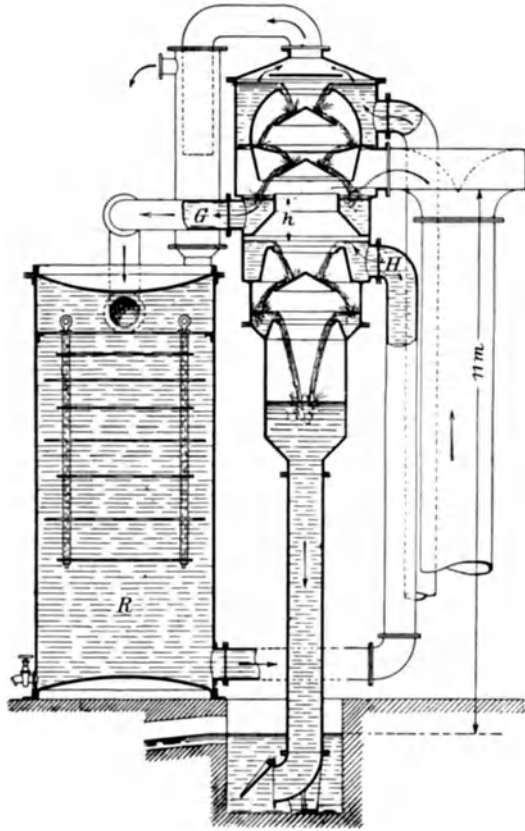


Fig. 17.

zwar in jeder Größe, wie sie zur Aufnahme der erforderlichen Staumenge nötig wird. Hat das oben eingetretene Kühlwasser sich mit dem Dampf gemischt und sich erwärmt, so läuft es nicht durch das barometrische Fallrohr ab, sondern wird dem tieferstehenden Behälter *R* zugeführt, aus dem es unter der Wirkung seines eigenen Gefälles *h* in den unteren Teil den Kondensators zurückströmt, um dann erst durch das Fallrohr abzufließen. Um eine gleichmäßige Verteilung des oben eintretenden Wassers über den ganzen Akkumulator zu erzielen, ist in diesem eine Anzahl von Siebblechen aufgehängt.

In den Perioden niedrigen Dampfverbrauchs, wo oben kühleres Wasser eintritt, wird dieses durch die Siebe gleichmäßig auf den ganzen Querschnitt verteilt, so daß überall im Behälter die gleiche Temperatur vorhanden ist. Wenn aber während der Zeit erhöhten Dampfverbrauchs heißeres Wasser in den Akkumulator eintritt, so bleibt dieses, als spezifisch leichter, in geschlossener Masse in dem oberen Teile des Behälters, unten fließt nur das kühlere Wasser nach dem Kondensator ab; es tritt also während der Periode hohen Dampfverbrauchs keine Wassermischung im Akkumulator ein.

Die Anordnung der Siebe bewirkt somit, daß zur Zeit hohen Dampfverbrauchs kühles Wasser in den unteren Teil des Kondensators tritt, der Dampf also nicht nur am frisch eintretenden Wasser, sondern auch an der gleichen, aus dem Akkumulator zurückkehrenden Kühlwassermenge sich niederschlägt. Während der Zeit niedrigen Dampfverbrauchs dagegen kann das oben eintretende kühle, also schwerere Wasser nicht in geschlossenem Strom nach unten abfließen, sondern muß sich mit dem ganzen Behälterinhalt vermischen, also das Wasser im Akkumulator abkühlen und so wieder für die Periode hohen Dampfverbrauchs vorbereiten.

Fig. 18 zeigt einen Großwasserraum-Kondensator mit eingebautem Dampfentöler nach der Ausführung von Balcke & Co. in Bochum. Der für eine stündliche Dampfmenge von 40000 kg und eine Wassermenge von 770 cbm gebaute Kondensator enthält eine Staumenge von 20 cbm, die in Mulden mit siebförmigen Böden untergebracht ist. Der durch das 1,3 m weite Abdampfrohr eintretende Dampf wird zunächst im Entöler vom mitgeführten Öl gereinigt und ist dann gezwungen, in gegenläufiger Bewegung zu dem aus vier eingebauten Mulden herabrieselnden Kühlwasser nach oben zu strömen. Auch hier kommt der Dampf wegen der Zerstäubung des Kühlwassers in innige Berührung mit diesem sowie mit den eingebauten Metallwänden; es wird also eine gute Wärmeübertragung erzielt. Die Luft wird an einem auf den Kondensator aufgesetzten Dom abgesaugt; die Ausscheidung des mitgerissenen Wassers wird durch das Sieb *S* und die eingebauten Prellwände *P* bewirkt.

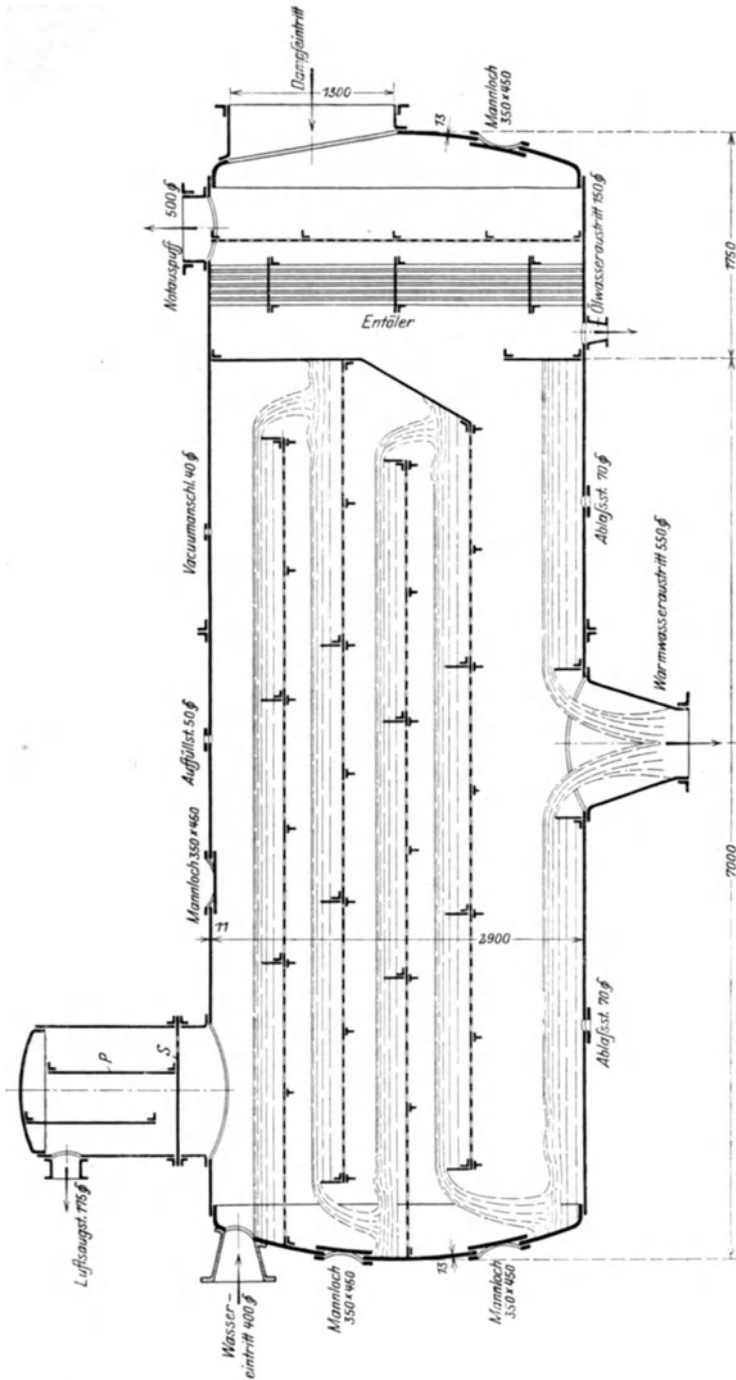


Fig. 18.

Bei der Ausführung von Sack & Kießelbach in Düsseldorf-Rath, dargestellt in Fig. 19¹⁾, ist der liegend angeordnete Kondensator durch eingebaute Querwände, die durch siebartig durchlöchernte Platten verbunden sind, in mehrere Kammern zerlegt, die das durch eine Brause eingeführte Kühlwasser nacheinander durchlaufen muß, wobei es stets fein verteilt in die nächste Kammer überströmt. Um eine Bewegung der Wassermassen im Kondensator zu erzielen, sind ferner Stege eingebaut, so daß das warme, also leichtere Wasser stets oben abfließen wird, das kühlere aber im

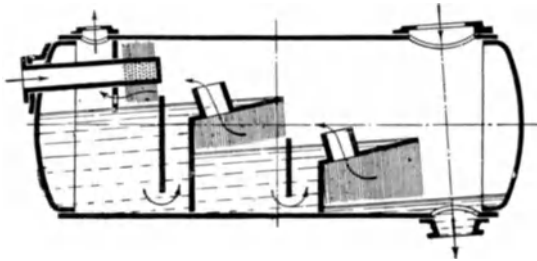


Fig. 19.

Kessel aufgespeichert bleibt. Da wie beim Weißschen Kondensator an der Kühlwassereintrittsstelle am raschesten ein Vakuum entsteht, so bildet sich eine starke Strömung von Dampf und Luft nach dieser Stelle. Der Dampf muß in jeder Kammer den feinen Wasserregen durchströmen, kommt also mit dem Kühlwasser in innige Berührung. Die unter die Siebe tretende Luft wird durch aufgesetzte Kamine in die nächsten Kammern geleitet und zieht schließlich durch die Öffnung einer hinter der Brause angeordneten Scheidewand nach dem Saugrohr der Luftpumpe ab.

Berechnung der Rohrleitungen.

1. Die Abdampfleitung soll das im Kondensator gebildete Vakuum möglichst vollständig nach den angeschlossenen Maschinen fortleiten. In jeder Leitung, gleichviel ob diese Dampf oder eine Flüssigkeit leitet, muß jedoch am Anfange ein größerer Druck herrschen wie an der Mündung des Rohrs, da sowohl zur Erzeugung der Fortleitungsgeschwindigkeit wie auch zur Überwindung der Reibungswiderstände in den Rohren eine gewisse Energie verbraucht wird, die einen Spannungsabfall in der Leitung bedingt. Daher wird in Abdampfleitungen an den Kraftmaschinen stets ein etwas größerer Druck herrschen als am Kondensator.

¹⁾ Aus Dubbel, Dampfmaschinen.

Der durch die Erzeugung der Dampfgeschwindigkeit bedingte Spannungsverlust ist so gering, daß er vollständig unberücksichtigt bleiben kann. Der tatsächlich stets vorhandene Spannungsabfall kann also nur durch die Reibung in den geraden Rohren, sowie in den Krümmern hervorgerufen sein, weshalb dieser allein der Berechnung der Leitung zugrunde gelegt werden soll.

Nach den Versuchen von Riedler und Gutermuth an der Pariser Druckluftanlage kann für Luft- und Dampfleitungen der Spannungsabfall zwischen Anfang und Ende der Rohrleitung berechnet werden aus

$$z = \alpha \cdot \gamma \cdot \frac{l}{d} \cdot c^2 \quad (24)$$

worin α eine Beobachtungsziffer, γ das Gewicht von 1 cbm Abdampf bei mittlerem Druck, l die Länge, d der Durchmesser der Rohrleitung und c die Geschwindigkeit in dieser ist.

Während nun für Frischdampfleitungen, also für hochgespannten Dampf die Ziffer α ziemlich genau festgelegt ist, fehlen noch vollständig sichere Angaben für Abdampfleitungen mit großen Geschwindigkeiten. Weiß empfiehlt daher folgendes Verfahren. Vergleicht man bei gleicher Dampfdichte γ zwei Rohrleitungen von gleicher Länge l , worin die Dampfgeschwindigkeiten c und c_1 sind, entsprechend den Durchmessern d und d_1 , soll ferner in jedem Rohr der gleiche Spannungsabfall z vorhanden sein, so ist nach Gl. 24

$$z = \alpha \cdot \gamma \cdot \frac{l}{d} \cdot c^2 = \alpha \cdot \gamma \cdot \frac{l}{d_1} \cdot c_1^2$$

oder

$$c = c_1 \frac{\sqrt{d}}{\sqrt{d_1}} \quad (25)$$

Die Erfahrung zeigt nun, daß bei kürzeren Leitungen (etwa bis zu 30 m) und bei $d \cong 400$ mm die Dampfgeschwindigkeit c etwa 90 bis 100 m/sek betragen darf, ohne daß ein merkbarer Spannungsabfall eintritt. Setzt man die Werte von d_1 und c_1 in Gl. 25 ein, so ergibt sich

$$c = 90 \frac{\sqrt{d}}{\sqrt{0,4}} = 143 \sqrt{d} \quad (26)$$

Bezeichnet wieder D den stündlichen Abdampf in kg und γ das Gewicht von 1 cbm Dampf von der mittleren Spannung in der Leitung, so ist das sekundliche, die Leitung durchströmende Dampfvolumen

$$\frac{D}{60 \cdot 60 \cdot \gamma},$$

und es gilt die Beziehung

$$\frac{D}{3600 \cdot \gamma} = \frac{d^2 \pi}{4} \cdot c \quad (27)$$

Daraus erhält man
$$d^2 = \frac{D}{2826 \cdot \gamma \cdot c} \dots \dots \dots (28)$$

Setzt man den Wert von c aus Gl. 26 ein, so ist

$$d^2 = \frac{D}{2826 \cdot \gamma \cdot 143 \sqrt{d}} \dots \dots \dots (29)$$

Das spezifische Gewicht des Abdampfes kann im Mittel zu 0,13 eingesetzt werden, womit sich der Durchmesser der Abdampfleitung bestimmt zu

$$d^{\frac{5}{2}} = \frac{D}{52380}$$

oder

$$d = \frac{D^{0,4}}{76} \dots \dots \dots (30)$$

Da diese Ableitung, wie eingangs erwähnt, nur für kurze Rohrleitungen gilt, empfiehlt Weiß bei den großen Leitungen der Zentralkondensationen den für d gefundenen Wert mit einem Faktor $(1 + bl)$ zu multiplizieren, so daß der Durchmesser solcher Leitungen

$$d_l = (1 + bl) d$$

wird. An mehreren ausgeführten Abdampfleitungen ermittelte Weiß die Größe der Ziffer b zu $\frac{1}{600}$, also

$$d_l = \left(1 + \frac{l}{600}\right) \cdot d \dots \dots \dots (31)$$

oft auch d berechnet aus Gl. 27 mit $c = 100$ m/sek.

2. Die Luftleitungen der Gegenstromkondensatoren werden berechnet mit einer Luftgeschwindigkeit $c = 10$ bis 15 (bis 20) m/sek, wobei die kleineren Werte für die kleineren Ausführungen gelten, und umgekehrt.

Bezeichnet wieder V_l die stündlich abzusaugende Luftmenge, so ergibt sich die lichte Weite der Saugleitung aus

$$\frac{d^2 \pi}{4} = \frac{V_l}{60 \cdot 60 \cdot c} (\text{qm}) \dots \dots \dots (32)$$

3. Die Abflußleitung des Warmwassers, die das Kondensat sowie das erwärmte Kühlwasser aus dem Kondensator abzuführen hat, kann je nach der Größe der Anlage mit einer Geschwindigkeit $c = 0,75$ bis 1,2 m/sek berechnet werden aus

$$\frac{d^2 \pi}{4} = \frac{D + W}{60 \cdot 60 \cdot 1000 \cdot c} (\text{qm}) \dots \dots \dots (33)$$

4. Die Einspritzleitung für das Kühlwasser $\frac{W}{1000}$ cbm/st wird vorteilhaft für eine um 25 v. H. größere Wassermenge berechnet, und zwar mit $c = 1$ bis 2 m/sek; also

$$\frac{d^2 \pi}{4} = \frac{W}{60 \cdot 60 \cdot 1000 \cdot c} \dots \dots \dots (34)$$

2. Oberflächenkondensatoren.

a) Geschlossene, liegende Kondensatoren.

Der in Fig. 20 und 21 dargestellte Oberflächenkondensator besteht aus einem schmiedeisernen Kessel mit aufgenieteten Winkel-eisenringen, mit denen die durch ein gußeisernes Rohr versteiften Rohrböden vernietet sind. Die gußeisernen Deckel sind durch Gummi abgedichtet, bei kleinen Ausführungen sind auch die Kessel aus

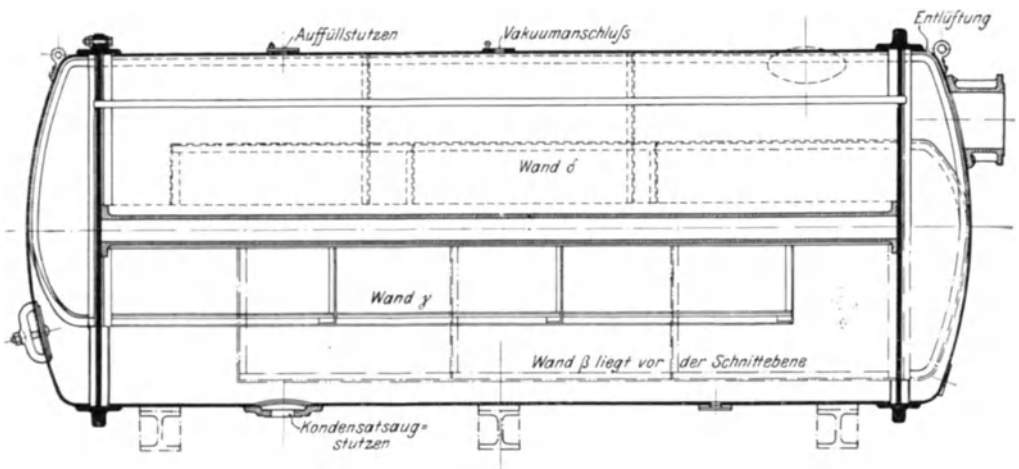


Fig. 20.

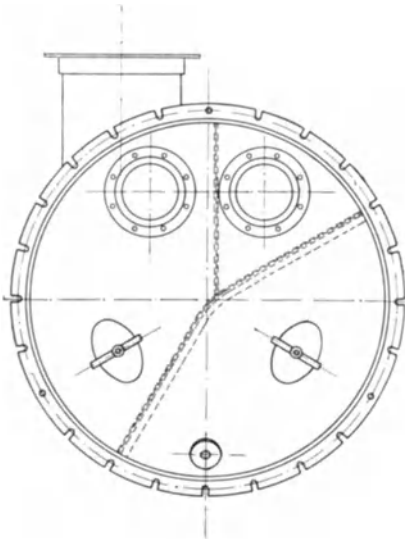


Fig. 20 a.

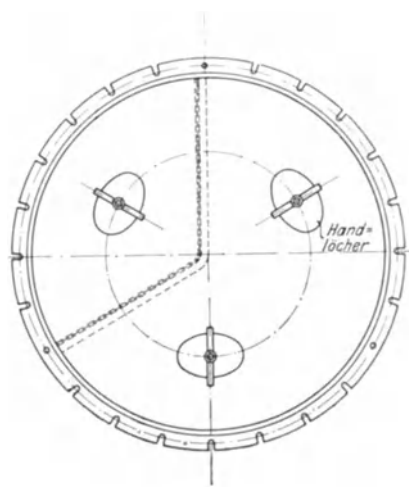


Fig 20 b.

Gußeisen hergestellt. Die Messingrohre sind in der einen Rohrplatte eingewalzt, in der anderen durch Stopfbüchsen mit Packung aus Baumwollschnur oder Gummi abgedichtet. Stärke der Rohrplatten

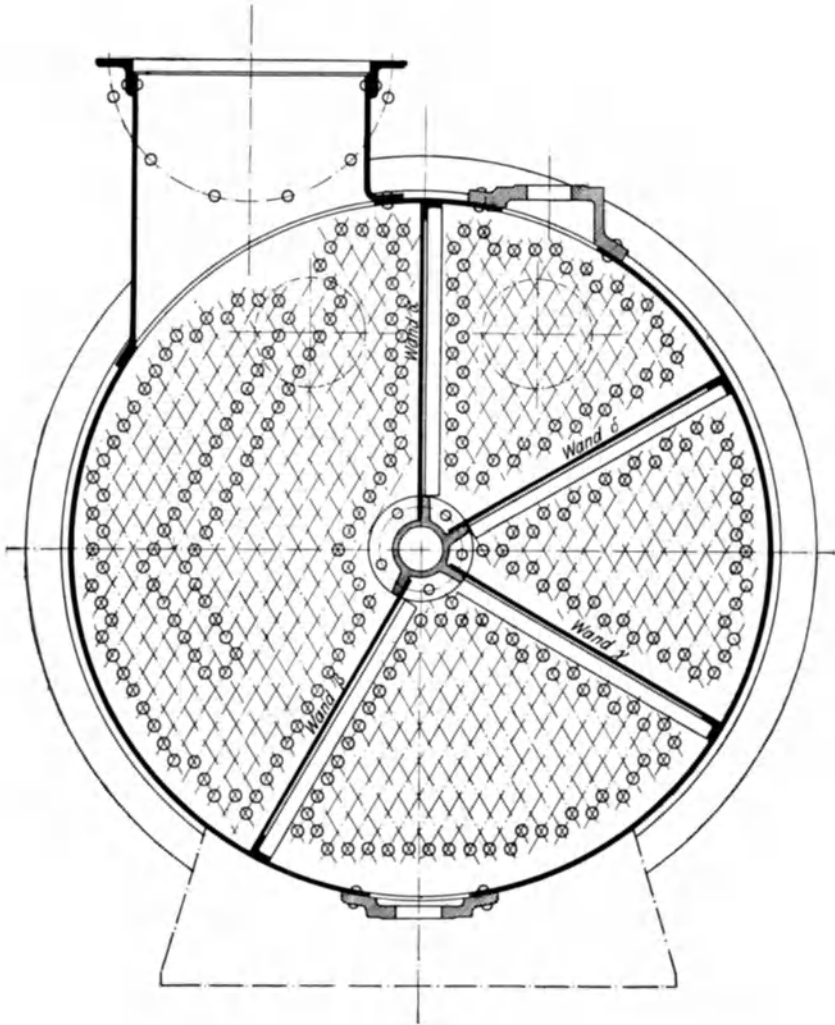


Fig. 21.

= 20 bis 26 mm. Der an dem weiten Stutzen eintretende Dampf wird durch die eingebauten Scheidewände α , β , γ und δ , die den Kondensator in vier untereinander in Verbindung stehende Kammern zerlegen, gezwungen, das Röhrenbündel mehrmals zu umspülen, und

wird, soweit er nicht kondensiert ist, samt der Luft oben abgesaugt (Fig. 21). Das am hinteren Deckel eintretende Kühlwasser wird durch die in die gußeisernen Deckel eingegossenen Scheidewände so geführt, daß es sich im Gegenstrom zu dem Dampf bewegt und nach Durchströmen aller Rohre am hinteren Deckel austritt. Das Kondensat wird am unteren Stutzen durch eine Kondensatpumpe abgesaugt.

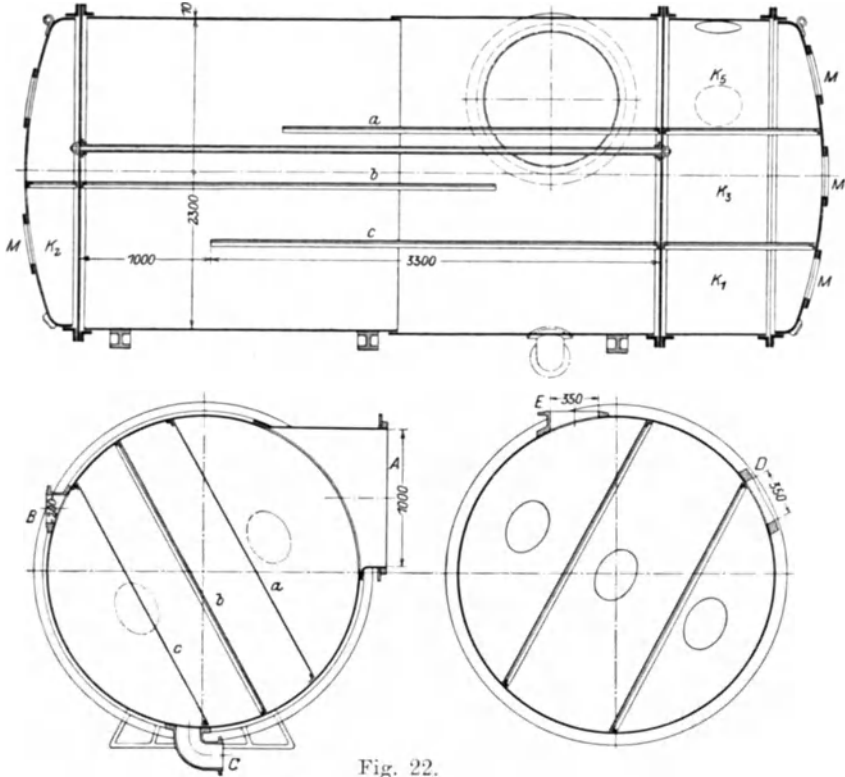


Fig. 22.

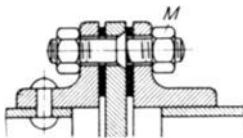


Fig. 23.

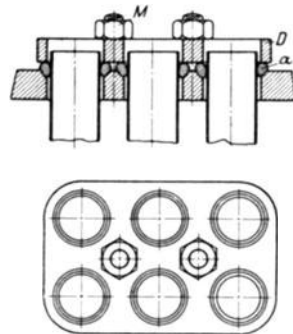


Fig. 24.

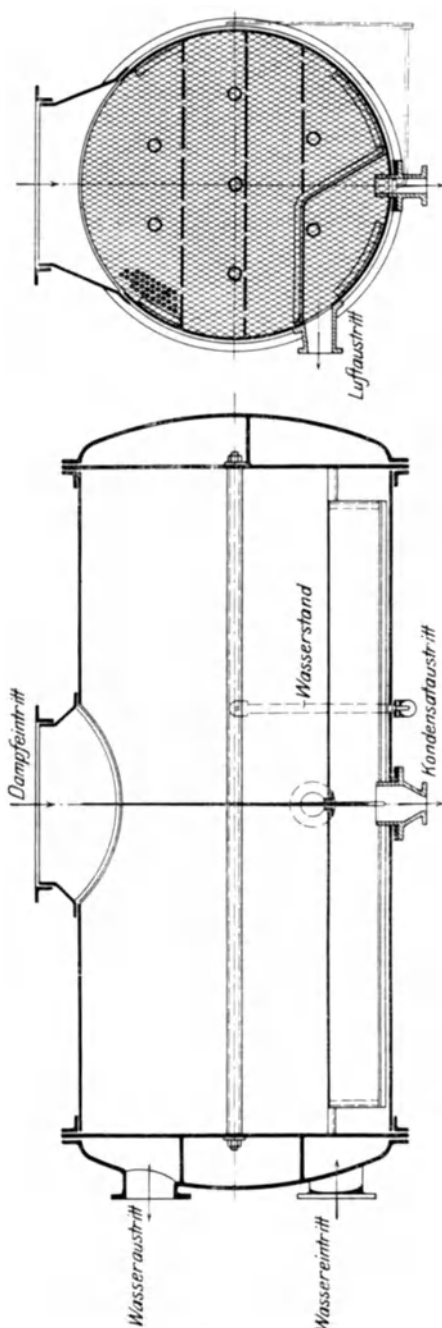


Fig. 25.

Die Rohrteilung beträgt
 Rohrdurchmesser ± 10 mm
 für kleinere Ausführungen,
 Rohrdurchmesser ± 15 mm
 für größere Ausführungen.

Der in Fig. 22 dargestellte liegende Oberflächenkondensator von Louis Schwarz in Dortmund besteht aus drei Teilen; der in den mittleren, größeren Raum bei *A* eingetretene Dampf wird durch eingebaute Wände *a*, *b* und *c* gezwungen, den Kondensator im



Fig. 26.

Zickzack zu durchströmen, das Kondensat wird bei *C*, die Luft bei *B* abgesaugt. An der vorderen, größeren Kammer tritt das Kühlwasser bei *D* ein, durchströmt nacheinander die durch die Kühlrohre verbundenen Kammern K_1 , K_2 bis K_5 und tritt bei *E* erwärmt aus.

Die Abdichtung der durch vier kräftige Anker gegeneinander versteiften Rohrwände zeigt Fig. 23. Wasserkammer und Mittelstück des Kondensators sind mit aufgenieteten Winkeleisenringen versehen, zwischen denen die Rohrplatte mittels Gummiringen und

Schraubenbolzen derart eingedichtet ist, daß bei Reinigung des Kondensators nur die Muttern *M* zu lösen sind.

Die Dichtung der Messingrohre zeigt Fig. 24. Um jedes Rohr sind in die konischen Bohrungen Gummiringe *a* eingelegt, die durch schmiedeeiserne Deckel *D* und die Schrauben *M* angepreßt werden. Da sie auf der Kühlwasserseite liegen, sind sie der Einwirkung des Dampfes entzogen; die Rohre können sich im Gegensatz zu eingewalzten Rohren leicht in den Dichtungen bewegen. Der in Fig. 22 dargestellte Kondensator besitzt eine Kühlfläche von 880 qm bei 1867 Rohren von 38/36 mm Durchmesser.

Bei dem in Fig. 25 dargestellten Oberflächenkondensator von Balcke & Co. in Bochum ist die Wasserführung die gleiche wie bei dem vorherbeschriebenen Kondensator. Das Mittelstück wird aber durch eine senkrechte Scheidewand in zwei gleiche Räume zerlegt; der Dampf wird durch wagrecht eingebaute, durchbrochene Wände gezwungen, möglichst lange die vom Kühlwasser durchflossenen Rohre zu umspülen. Luft und Kondensat werden getrennt abgesaugt.

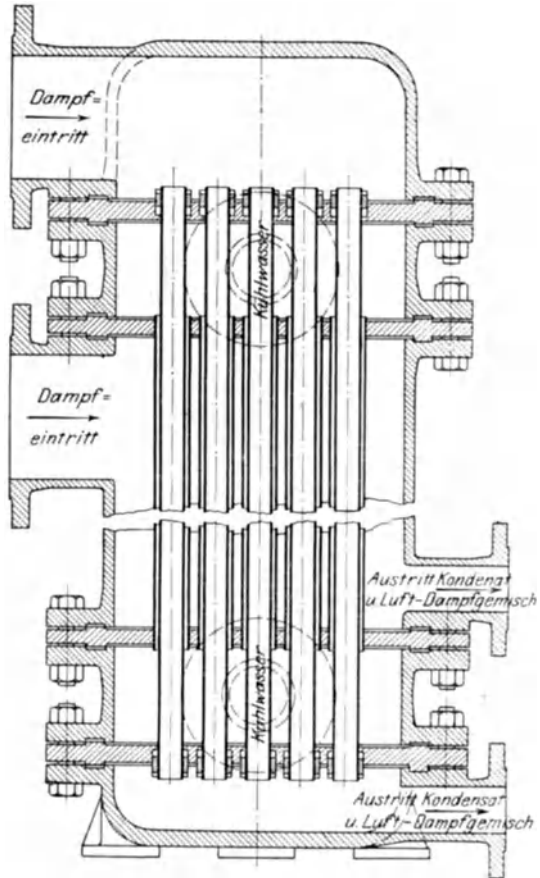


Fig. 27.

Die mit Spielraum in die Rohrplatten eingesetzten Messingrohre werden durch die bekannte Pohlitz-Dichtung (Fig. 26) gedichtet. Die jedes Rohr umgebenden Gummiringe werden allein durch den Unterdruck im Kondensator und den Überdruck in der Wasserkammer, zusammen mit etwa 1,5 Atm., in die konischen Bohrungen des Rohrbodens hineingedrückt. Diese automatisch wirkende Dich-

tung ermöglicht leichten Ein- und Ausbau, sowie Auswechselbarkeit jedes einzelnen Rohrs.

Die zur Erreichung einer günstigen Wärmeübertragung erforderliche große Wassergeschwindigkeit wird bei dem Oberflächenkondensator von H. Schaffstaedt in Gießen (Fig. 27)¹⁾ in der Weise erreicht, daß immer ein enges Rohr (30 mm Durchmesser) in ein weiteres (40 mm Durchmesser) gesteckt wird, und das Wasser den schmalen, ringförmigen Raum zwischen den beiden durchfließen muß. Der Dampf durchströmt die inneren engen Rohre und umspült die äußeren. Kondensat und Luft werden gemeinschaftlich durch eine nasse Luftpumpe abgesaugt. Die engeren Rohre sind in den Rohrböden mit Stopfbüchsen abgedichtet. Nachstehende Versuchsergebnisse, die an einem im Laboratorium der technischen Hochschule zu Charlottenburg untersuchten Kondensator gewonnen wurden, lassen den vorzüglichen Wärmedurchgang erkennen.

Versuche an einem Oberflächenkondensator
von 15 qm Kühlfläche.

Versuchs-Nr.	Kühlwasser	Kühlwasser- Eintr.-Temp.	Kühlwasser- Austr.-Temp.	Dampf	Dampf- Eintr.-Temp.	Kondensat- Temp.	Vakuum		Kühlwasser- verhältnis	Oberflächen- verhältnis	Wärmeüber- tragung pro 1 qm Kühlfl. u. 1 Stde.
	W kg/st	t_o °C	t_a °C	D kg/st	t °C	t' °C	cm	v. H.	m	$\frac{D}{F}$	WE
1	27000	9,9	32,06	951,5	58,44	15,78	62,61	82,4	28,4	63,8	39700
1a	16990	9,9	46,5	1037	59,4	27,4	62,1	81,7	16,4	69,3	43100
2	10450	10	63,5	1042	69	57,3	53	70	10,0	69,3	43600
3	12710	9,9	46,6	766	56,2	30,4	62	81,6	16,6	51,2	31700
4	8750	9,9	61,1	736	67,5	49,1	53,2	70	11,9	49,3	30900
5	6440	10	52,5	417	60,4	27,4	60,5	79,6	15,49	27,9	17390
6	5050	10	64,3	385	69,4	57	53	70	13,1	25,8	16200
7	27000	10	49,7	1890	62,4	48,8	60,2	79,2	14,45	126,1	79000
8	21800	10	60,4	1875	71,4	61	52,6	69,2	11,6	125,2	78600

Bei den Oberflächenkondensatoren der Kondensationsbau-Ges. vorm. Otto Sorge in Berlin-Grünwald werden die Rohre durch eine hochelastische Gummiplatte mit verstärkten Lochrändern gedichtet (Fig. 28), die mit Hilfe eines Stöpsels s von der punktierten Form über die Rohrenden aufgezogen wird, so daß selbstspannende Manschetten sich um die Rohre bilden. Während des Be-

¹⁾ Dubbel, Dampfmaschinen.

triebes kommt zu der Spannkraft der elastischen Gummiplatte noch der Überdruck zwischen Wasserkammer und Dampfraum, wodurch die Manschetten fest an die Rohrenden gepreßt werden. Die Dichtigkeit wächst also mit zunehmendem Vakuum im Kondensator. Die Rohre sind einzeln auszuwechseln und können sich frei ausdehnen. Bei Entstehung eines Überdruckes im Kondensator ist ein Abblasen des Dampfes möglich, ohne daß die Dichtung aus der normalen Lage verschoben wird.

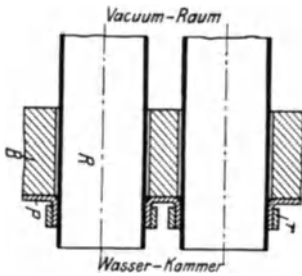


Fig. 28 a.

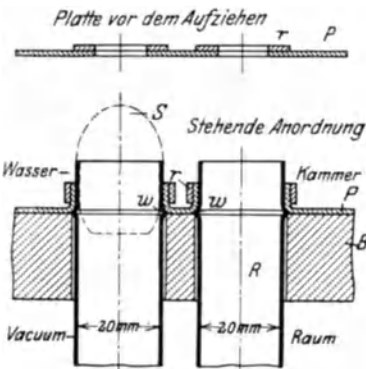


Fig. 28 b.

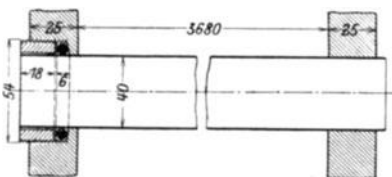
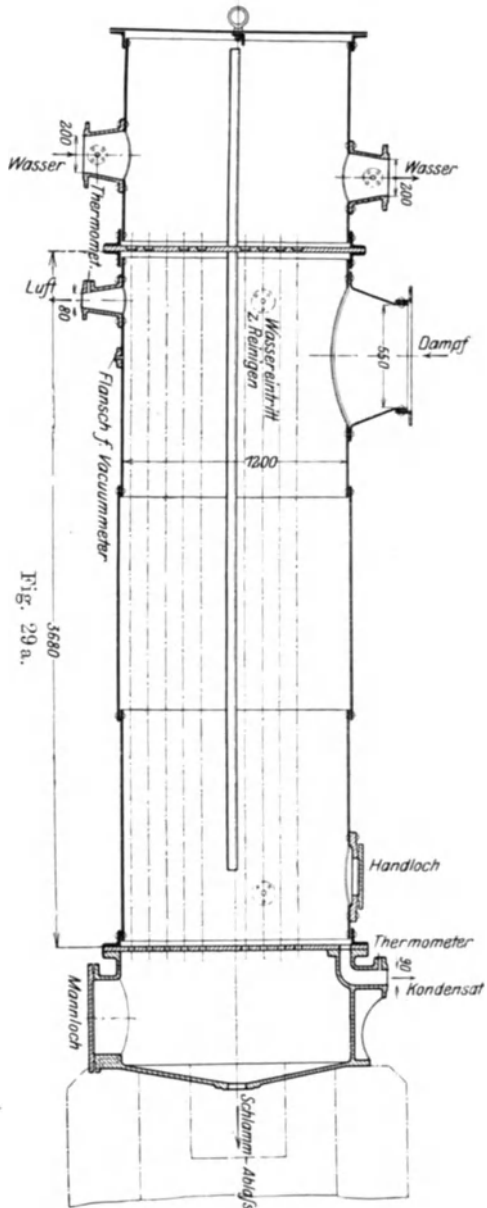


Fig. 29 b.



b) Offene, stehende Kondensatoren.

Fig. 29 zeigt einen stehenden Gegenstrom-Oberflächenkondensator von Klein, Schanzlin & Becker in Frankenthal. Durch Einbau einer senkrechten Scheidewand in die obere Wasserkammer und den Kondensatorraum werden Dampf und Wasser gezwungen, sich im Gegenstrom zu bewegen. Der Dampf umspült hauptsäch-

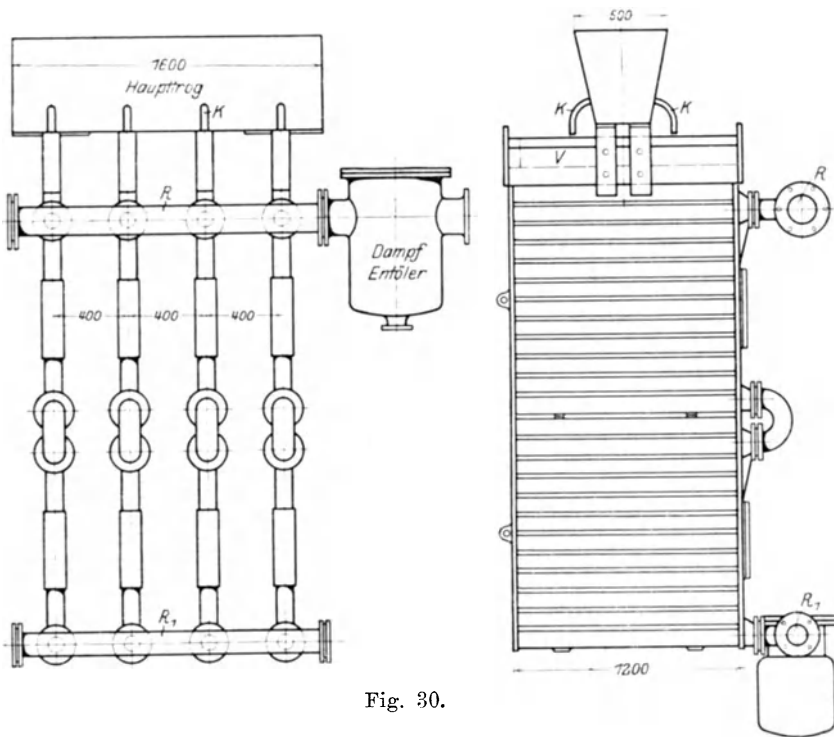


Fig. 30.

lich die auf der vorderen Seite angebrachten Kühlrohre; das Kondensat wird daher auf dieser Seite mit hoher Temperatur unten abgesaugt; die Luft wird dann getrennt, und zwar an der kältesten Stelle, also unter dem Kühlwassereintritt entfernt. Das Wasser fließt zunächst durch das eine Rohrbündel nach der unteren Wasserkammer und steigt dann durch das vordere Rohrbündel nach oben. An der unteren Wasserkammer ist ein Schlammablaßhahn angebracht; das Entfernen des Schlammes und das Reinigen der Rohre mittels Stangenbürsten kann während des Betriebes erfolgen.

Die Messingrohre werden in die eine Rohrplatte eingewalzt, in der andern durch Stopfbüchsen aus Rotguß gedichtet (Fig. 29 b);

Packungsmaterial: Gummi mit 1 mm starker Zwischenlage aus Messing. Die Abdichtung der Rohrböden erfolgt durch Gummiringe oder Messinggewebe mit Mennige. Der in Fig. 29 dargestellte Kondensator besitzt 125 qm Kühlfläche bei 259 Rohren von 38/40 mm Durchmesser und 3680 mm nutzbarer Rohrlänge.

c) Berieselungskondensatoren.

Der in Fig. 30 dargestellte Berieselungskondensator von Klein, Schanzlin & Becker in Frankenthal besteht aus einer großen Anzahl von untereinander in Verbindung stehenden, dünnwandigen Hohlplatten. Der durch das Rohr R zugeführte Dampf durchströmt nacheinander die einzelnen Platten; Kondensat und Luft werden am Sammelrohr R_1 durch eine Naßluftpumpe gemeinschaftlich abgesaugt. Das Kühlwasser wird dem über dem Kondensator liegenden Haupttrog zugeführt, gelangt durch die Krümmer K in die Verteilrinnen V , aus denen es über die vom Dampf durchströmten Platten herabrieselt. Die Kühlung ist dabei eine sehr energische, da zu der direkten Kühlung noch die durch Verdunstung des Wassers entstehende hinzutritt. Die zur Verdunstung erforderliche Wärmemenge entzieht nämlich das Wasser seiner Umgebung, also hier den Platten. Diese doppelte Kühlung ermöglicht es, bei Berieselungskondensatoren mit ungefähr $\frac{2}{3}$ der bei anderen Oberflächenkondensatoren erforderlichen Wassermenge auszukommen. — Statt der Hohlplatten werden auch dünnwandige Messingrohre verwendet.

d) Bassinkondensatoren.

Der in Fig. 31 dargestellte Bassinkondensator¹⁾ der Firma Louis Schwarz in Dortmund besteht aus gußeisernen Sammelkörpern mit angegossenen Stützen für Zuführung des Dampfes, bzw. Ableitung von Kondensat und Luft, sowie gußeisernen Rohrlatten, in welche die dünnwandigen Messingrohre eingewalzt sind. Die Rohrbündel sind, um Beweglichkeit gegenüber Wärmeausdehnungen zu erzielen, frei auf die Fundamente gesetzt und können bequem gereinigt werden, da zwischen je zwei Rohrreihen so viel Platz freigelassen ist, daß ein Mann dazwischen gehen kann. Damit sich am Boden der Schlamm ansammeln kann, ohne die Rohre zu berühren, sind diese etwa 150 bis 250 mm über dem Boden aufgestellt.

¹⁾ Z. Ver. deutsch. Ing. 1905, S. 246.

Den Einbau eines Bassinkondensators nach Balleke & Co., Bochum, zeigt Fig. 32. Derselbe kann zwecks Reinigung in der Mitte leicht zerteilt, der hintere Teil, wie punktiert eingetragen, zurückgefahren werden, worauf alle Messingrohre nach der Mitte zu herauszunehmen sind. Über eine Überfallmauer gelangt das

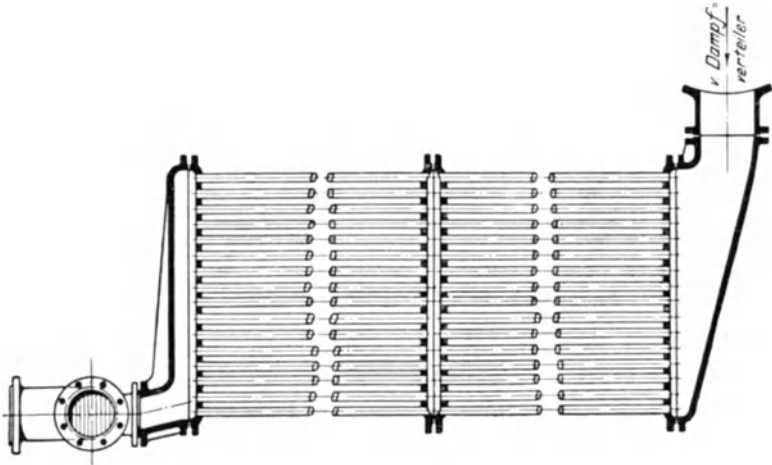


Fig. 31 a.

erwärmte Wasser in das Saugbassin der Wasserpumpe, die es auf das Rückkühlwerk hebt; das rückgekühlte Wasser fließt aus dem Bassin des Kaminkühlers immer wieder dem des Kondensators zu. Aus dem Abdampf der an die Zentralkondensation angeschlossenen

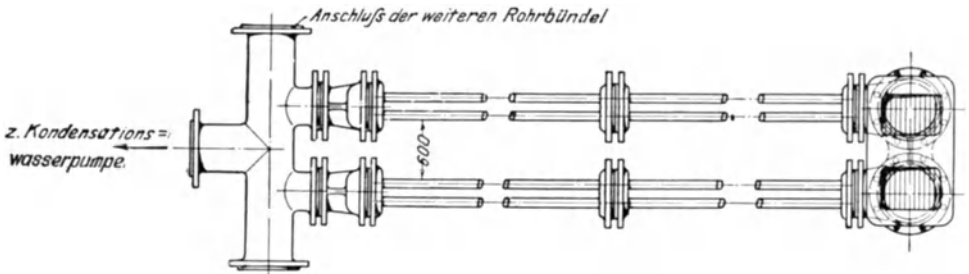


Fig. 31 b.

Maschinen wird zunächst in einem Dampfentöler das Öl ausgeschieden; der entölte Dampf gelangt in einen Dampfverteiler, der ihn der ersten Wasserkammer zuführt. Das in den Messingrohren gebildete Kondensat wird an der zweiten Kammer unten durch eine Kondensatpumpe abgesaugt, während oben die Luft von einer trockenen Luft-

pumpe entfernt wird. Ein in die Luftsaugleitung eingebauter Wasserabscheider verhindert, daß Wasser nach der Luftpumpe mitgerissen wird. Die Luftpumpe wird bei der in Fig. 32 dargestellten Kondensationsanlage von der verlängerten Kolbenstange einer Dampfmaschine, die Wasserpumpe von der Kurbelwelle mittels Gegenkurbel angetrieben. Die Ölwasserpumpe, die das im Entöler ausgeschiedene Öl nebst Kondenswasser absaugt, ist samt der Kondensatpumpe unter Flur aufgestellt (vgl. den Abschnitt „Kondensat- und Ölwasserpumpen“!). Der Antrieb erfolgt durch Winkelhebel.

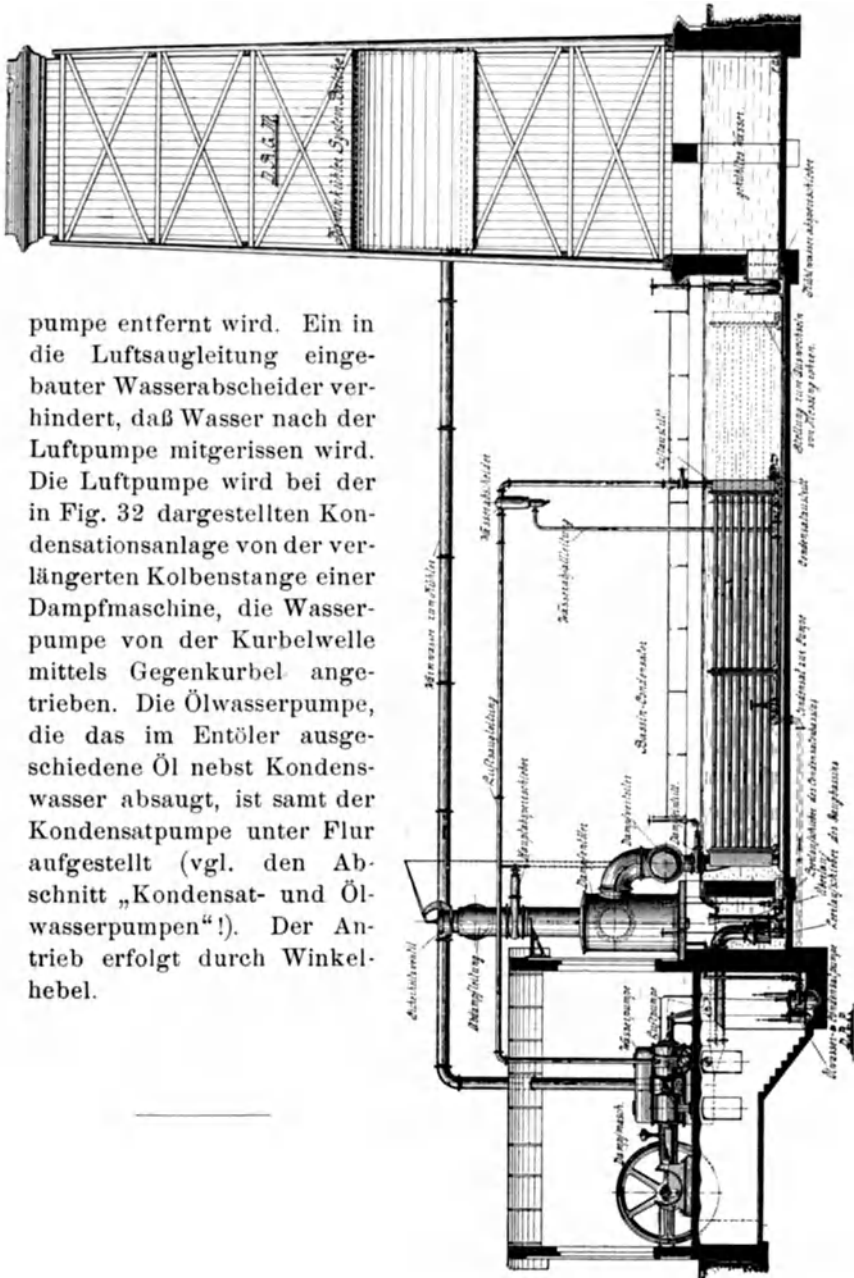


Fig. 32.

IV. Die trockenen Luftpumpen.

1. Indikator- und Schieberdiagramm.

Bei getrennter Absaugung von Luft und Kondensat kamen bisher in der Regel doppeltwirkende, trockene Luftpumpen oder Vakuumpumpen zur Verwendung. Die während des Saughubes in den Pumpenzylinder gelangte Luft wird während des Kolbenrückganges auf etwa 1,05 bis 1,1 Atm. komprimiert und gegen das Ende des Druckhubes durch Druckventile oder eine Rückschlagplatte ausgestoßen. Die dabei im „schädlichen“ Raum, d. h. in dem zwischen Kolbentotlage und Druckventilen gelegenen Raum

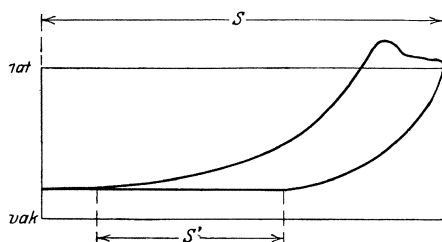


Fig. 33.

zurückgebliebene, verdichtete Luft dehnt sich während des nachfolgenden Saughubes so lange aus (vgl. das Indikatordiagramm Fig. 33), bis die Saugspannung erreicht ist. Dann erst kann wieder Luft in den Pumpenzylinder eintreten. Es wird also nicht das dem Kolbenhub S entsprechende Hubvolumen v ,

sondern nur eine dem wirksamen Hube S' entsprechende Luftmenge v_1 angesaugt, die um so kleiner ausfällt, je größer der schädliche Raum der Pumpe ist. Soll z. B. die Luft von der Saugspannung 0,1 Atm. in einer Pumpe mit einem schädlichen Raum von 4 v. H. auf 1,05 Atm. isothermisch, d. h. bei gleichbleibender Temperatur verdichtet werden, so wäre nach dem Gesetz von Mariotte

$$0,04 \cdot v \cdot 1,05 = v_1 \cdot 0,1$$

$$v_1 = 0,4 \cdot 1,05 \cdot v = 0,42 \cdot v.$$

Es würde also erst, nachdem der Kolben $42 - 4 = 38$ v. H. seines Weges zurückgelegt hat, das Saugen beginnen. Das Verhältnis des wirklich angesaugten Luftvolumens zu dem Hubvolumen des Pumpen-

zylinders nennt man den volumetrischen Wirkungsgrad $= \eta_v$. Um den Einfluß des schädlichen Raums auf den volumetrischen Wirkungsgrad zu vermindern, verwendet man entweder Pumpen mit Wasserfüllung, d. h. solche, bei denen der schädliche Raum bei Kolbentotlage vollständig mit Wasser statt mit Luft ausgefüllt ist, oder Pumpen mit Saugschiebern, die während der Kolbentotlage ein Übertreten der verdichteten Luft aus dem schädlichen Raum auf die andere Kolbenseite und damit ein rasches Sinken der Spannung im schädlichen Raum bewirken. Das erstgenannte Mittel kommt aber selten zur Verwendung, da die im Zylinder hin und her bewegten Wassermengen keine großen Kolbengeschwindigkeiten gestatten, und ferner nicht alle Luft aus dem schädlichen Raum verdrängt, sondern stets ein Teil derselben vom Wasser absorbiert wird.

Bei den meisten Luftpumpen wird die Lufteinströmung durch einen „Schieber mit Druckausgleich“ gesteuert, und zwar nach der zuerst von Weiß angegebenen Bauart, die auch die Grundlage zu allen späteren Konstruktionen bildet.

Der in Fig. 34 dargestellte, für innere Einströmung gebaute Schieber besitzt einen kleinen Kanal von der Weite c , der bei Mittelstellung des Schiebers die beiden Kolbenseiten miteinander verbindet, so daß ein Ausgleich der Spannung im schädlichen Raum und auf der Saugseite eintreten kann. Sobald dem Schieber durch einen auf der Schieberspindel sitzenden, durch ein Exzenter angetriebenen Hebel eine Bewegung um c , z. B. nach links, erteilt worden ist, wird der Überströmkanal rechts geschlossen, der Druckausgleich ist beendet; hat sich der Schieber um die Überdeckung e weiter bewegt, so beginnt der Eintritt der Luft in den linken Zylinderkanal. Da das Saugen aber erst nach Beendigung der Überströmung erfolgen kann, muß stets $e > c$ sein.

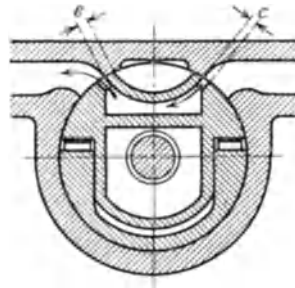


Fig. 34.

Die Wirkungsweise eines solchen Schiebers ist an dem Indikatordiagramm und Zeunerschen Schieberdiagramm Fig. 35 veranschaulicht.

Da das Exzenter bei dieser Steuerung der Kurbel um $90^\circ + \delta$ nacheilt, wird in dem meist mit 10 cm Durchmesser geschlagenen Kurbelkreis der Voreilwinkel δ statt wie bei der Dampfmaschine entgegengesetzt der Bewegungsrichtung der Kurbel, hier in der Drehrichtung an die vertikale Mittellinie angetragen. Schlägt man

mit der Exzentrizität r als Durchmesser die Schieberkreise und um den Diagrammmittelpunkt mit der Überdeckung e und der Weite c des Überströmkanals Kreisbogen, so ergeben deren Schnittpunkte mit den Schieberkreisen folgende charakteristische Kurbelstellungen.

Im Zeunerdiagramm schneiden die Kurbellagen die zugehörigen Schieberwege als Sehnen aus den Schieberkreisen aus. Also hat sich bei der Kurbelstellung 1 der Schieber um e aus der Mittellage bewegt, er beginnt zu öffnen für den Einlaß; in Stellung 2 schließt der Schieber den Einlaßkanal ab, das Saugen ist beendet.

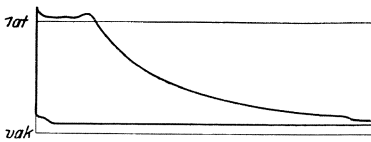


Fig. 35 a.

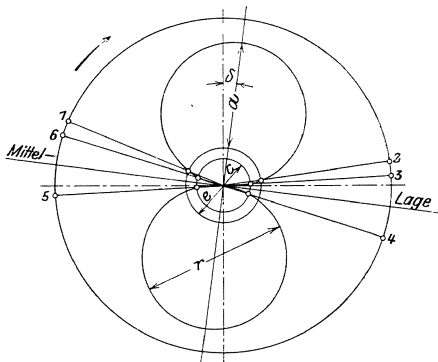


Fig. 35 b.

Bei Kurbelstellung 3 steht der Schieber um c vor, bei 4 um c hinter seiner Mittellage; aus Fig. 35 ist ersichtlich, daß bei Stellung 3 die Überströmung der Luft aus dem schädlichen Raum der Druckseite auf die Saugseite beginnen muß und daß der Druckausgleich bei Stellung 4 beendet ist, wobei der gemeinschaftliche Druck p' erreicht wird.

Von Kurbelstellung 4 an beginnt die Verdichtung der Luft; während dieser Periode öffnen sich die Druckventile, durch welche die auf den Druck p verdichtete Luft ausgestoßen wird. In 5 beginnt die Überströmung, also das Sinken des Druckes auf die

Ausgleichspannung p' , die bei der Kurbelstellung 6 erreicht ist.

Der volumetrische Wirkungsgrad steigt bei Anwendung des Druckausgleichs bis zu 97 v. H. Allerdings wächst auch bei Anwendung der Überströmung der Kraftbedarf der Luftpumpe, wie ein Vergleich der Diagramme Fig. 33 und 35 zeigt, deren Flächen den Kraftbedarf darstellen. Die Ausführung von Kolben und Zylinder ist die gleiche wie bei der Dampfmaschine; soll die Kompression isothermisch verlaufen, wodurch der Kraftbedarf bedeutend verringert wird, so muß die im Zylinder erzeugte Wärme abgeführt werden. Die Luftpumpen erhalten daher gewöhnlich einen den Zylinder umgebenden Kühlwassermantel, an den der hintere Zylinderdeckel, bei größeren Ausführungen auch der vordere, angeschlossen werden.

2. Berechnung der trockenen Luftpumpen.

Es bezeichnen:

$$F_0 = \text{Kolbenfläche in qm} = \frac{D_0^2 \pi}{4},$$

$$S_0 = \text{Kolbenhub in m,}$$

$$n = \text{Umlaufzahl in der Minute.}$$

Dann ist das minutlich angesaugte Luftvolumen in cbm für doppeltwirkende Pumpen

$$\frac{V_l}{60} = F_0 \cdot S_0 \cdot 2 \cdot n \cdot \eta_v \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (35)$$

Der Sicherheit halber wird $\eta_v = 0,9$ eingesetzt. Der Hub S_0 kann, wenn die mittlere Kolbengeschwindigkeit $c_m = 1$ bis $2,2$ m/sek gewählt wird, berechnet werden aus

$$c_m = \frac{S_0 \cdot n}{30} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (36)$$

Durch Einsetzen von S_0 in Gl. 35 kann F_0 bzw. Zylinderdurchmesser D_0 bestimmt werden.

Ist h die Länge und a die Weite der Zylinderkanäle, so kann wie bei Dampfmaschinen der Kanalquerschnitt $f = a \cdot h$ berechnet werden aus

$$F_0 \cdot c_m = f \cdot w \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (37)$$

Die Luftgeschwindigkeit w in den Kanälen soll mit Rücksicht auf Reibungswiderstände 25 bis 35, bei großen Ausführungen bis zu 40 m/sek nicht überschreiten. Bei Annahme von

$$h = 0,5 \text{ bis } 0,6 \cdot D_0$$

für Flachschieber und

$$h \cong D_0$$

für Drehschieber ergibt sich

$$a = \frac{f}{h} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (38)$$

Die Weite des Überströmkanals wählt man

$$c = \frac{a}{4} \text{ bis } \frac{a}{3}$$

und nimmt dann die Überdeckung

$$e = c + 3 \text{ bis } 5 \text{ mm} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (39)$$

an, da, wie oben erwähnt, $e > c$ sein muß.

Die den Kraftverbrauch darstellende Diagrammfläche (Fig. 36) läßt sich in folgende Teile zerlegen.

1. Wird die Luft mit dem Druck p_0 angesaugt auf dem Weg S_0 , so liefert der auf Fläche F_0 wirkende Druck $F_0 \cdot p_0$ die Arbeit

$$L_1 = F_0 \cdot p_0 \cdot S_0 = p_0 \cdot v_0 \quad (41)$$

entsprechend der Fläche $ABCD$.

2. Soll ein Luftvolumen $v_0 = S_0 \cdot F_0$ vom Druck p_0 komprimiert werden auf den Druck p entsprechend dem Volumen v , ohne daß die während der Kompression entwickelte Wärme abgeleitet wird, so erfolgt die Verdichtung nach dem Gesetz

$$p_0 \cdot v_0^n = p \cdot v^n.$$

Bei dieser „adiabatischen“ Kompression ist $n = 1,41$. Wird aber die Wärme vollständig abgeleitet, z. B. durch einen den Pumpenzylinder umgebenden Kühlmantel, so bleibt die Lufttemperatur konstant; man erhält also isothermische Kompression, bei der $n = 1$ wird. Tatsächlich wird jedoch bei Luftpumpen nur ein Teil der Wärme weggeführt, so daß der Exponent n zwischen 1,41 und 1, etwa bei 1,2 liegt. Man rechnet aber trotzdem der Einfachheit halber mit isothermischer Kompression; die Arbeitsgleichung der Isotherme lautet:

$$L_2 = p_0 \cdot v_0 \ln \frac{p}{p_0} \quad (42)$$

Dieser Verdichtungsarbeit entspricht im Diagramm die Fläche $BCFH$.

3. Zum Hinausschaffen des Volumens v mit dem Druck p ist die Arbeit

$$L_3 = p \cdot v \quad (43)$$

erforderlich, entsprechend der Fläche $GFAH$. Der Kraftverbrauch, der durch die schraffierte Fläche des Diagramms dargestellt wird, ist also

$$L = L_2 + L_3 - L_1 \quad (44)$$

oder
$$L = p_0 \cdot v_0 \ln \frac{p}{p_0} + v \cdot p - v_0 \cdot p_0.$$

Nach dem Gesetz von Mariotte ist aber

$$v \cdot p = v_0 \cdot p_0,$$

also
$$L = p_0 \cdot v_0 \cdot \ln \frac{p}{p_0} \quad (45)$$

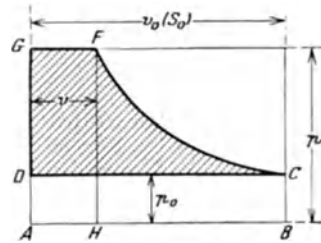


Fig. 36.

Da das Volumen v_0 in cbm gegeben ist, so sind die Drücke p_0 und p , die bisher in kg/qcm ausgedrückt waren, in kg/qm einzusetzen, also mit 10000 zu multiplizieren; ersetzt man nun v_0 durch das früher berechnete Volumen V_i in cbm/st, ferner p durch 10000 kg/qm und berücksichtigt den Umstand, daß die Verdichtung nicht genau isothermisch erfolgt, durch Voransetzen der Faktors 1,2, so ist der gesamte indizierte Kraftverbrauch der trockenen Luftpumpe in PS

$$N_i = 1,2 \frac{10\,000 \cdot V_i \cdot p_k \cdot \ln \frac{1}{p_k}}{3600 \cdot 75} \dots \dots \dots (46)$$

Berechnet man für isothermische Kompression den Kraftverbrauch für 1 cbm Luft pro Minute und für die Kondensatordrücke

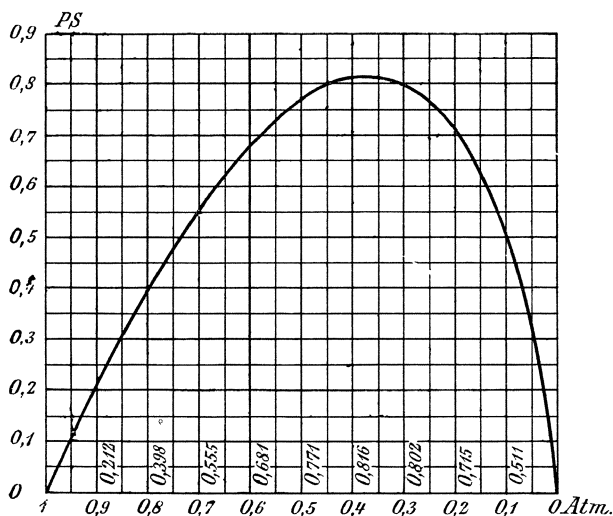


Fig. 37.

von 0 bis 1 Atm., und trägt die indizierten Leistungen als Ordinaten über den Drücken als Abszissen auf, so erhält man das Diagramm Fig. 37.¹⁾ Der größte Kraftverbrauch liegt bei $p_k = 0,37$ Atm.; für diesen Druck ist daher die Leistung der Antriebsmaschine, bzw. der Riemenantrieb zu berechnen. Der mechanische Wirkungsgrad η kann je nach der Leistung, sowie der Güte der Ausführung der Pumpe zu 0,65 bis 0,80 gewählt werden, wobei für die größeren Pumpen die größeren Werte einzusetzen sind. Die effektive, auf die Luftpumpe zu übertragende Leistung ist dann

$$N_e = \frac{N_i}{\eta} \dots \dots \dots (47)$$

¹⁾ Nach Weiß, Kondensation.

3. Ausgeführte Luftpumpen.

1. Ausführung der Sangerhäuser Aktien-Maschinenfabrik, Sangerhausen (Fig. 38).

Der mit 3 Ringen abgedichtete Kolben bewegt sich in einer auf beiden Seiten in den Zylinder mit Kupferringen eingestemmtten Laufbüchse. Um diese ist ein Kühlwassermantel angeordnet, der mit beiden Zylinderdeckeln in Verbindung steht. Das Kühlwasser tritt bei *A* ein und oben bei *B* aus. Es werden also Mantel, Deckel und Zylinderkanäle gekühlt. Der Schieber wird durch eine an der unteren Wand des Schieberkastens angebrachten Arbeitsfläche geführt und an den Schieberspiegel durch zwei Federlamellen gepreßt, die an vier Ansätzen *C* des Schieberkastendeckels befestigt sind. Ein Handloch in diesem dient zur Besichtigung des Schiebers. Die von unten angesaugte Luft tritt durch den mittleren weiten Kanal am Spiegel ein und gelangt in verdichtetem Zustand durch den auf dem Schieberkasten sitzenden Stutzen ins Druckrohr.

Am Gewindestutzen *a* wird das Schmieröl für den Zylinder, bei *b* für den Schieber zugeführt, die seitlich sitzenden Nocken *i* dienen zur Befestigung des Indikators, am Nocken *e* sitzt ein Ablaßhahn.

Der 10 mm weite Überströmkanal des in Fig. 39 dargestellten Schiebers mündet in die Querkanäle *q*, die durch die nach außen mit Kernverschraubungen verschlossenen Längskanäle *l* verbunden sind. Die Luft strömt aus dem mittleren Zylinderkanal, sobald sich der Schieber um die Überdeckung *e* bewegt hat, in den Zylinder ein, und tritt, wenn sie in diesem auf atmosphärische Spannung komprimiert ist, durch den Zylinderkanal in die untereinander in Verbindung stehenden Schieberkanäle *K* und hebt die gußeiserne Rückschlagplatte, die durch zwei am Schieber befestigte Lamellen *L* (von 2 mm Stärke) frei aufgehängt ist. Die Luft tritt nicht nur am Umfang der Platte, sondern auch durch die Schlitzes *s* aus den Vertiefungen *v* aus, so daß der Durchgangsquerschnitt beträchtlich vergrößert, der Hub der Platte also verringert wird. Auf den Schieberrücken wird diese durch eine Spiralfeder angepreßt, während eine zweite, auf die Büchse *h* wirkende, innere Feder den Rückschlag etwas mildern soll. An den Angüssen *A* wird der Schieber von den am Schieberkastendeckel befestigten Lamellen gegen den Spiegel gepreßt.

Der Antrieb des Schiebers erfolgt durch Exzenter, Exzenterstange und Schieberstange, die sich mit ihrem hammerförmigen Kopfe zwischen zwei am Schieber angegossene Knaggen legt.

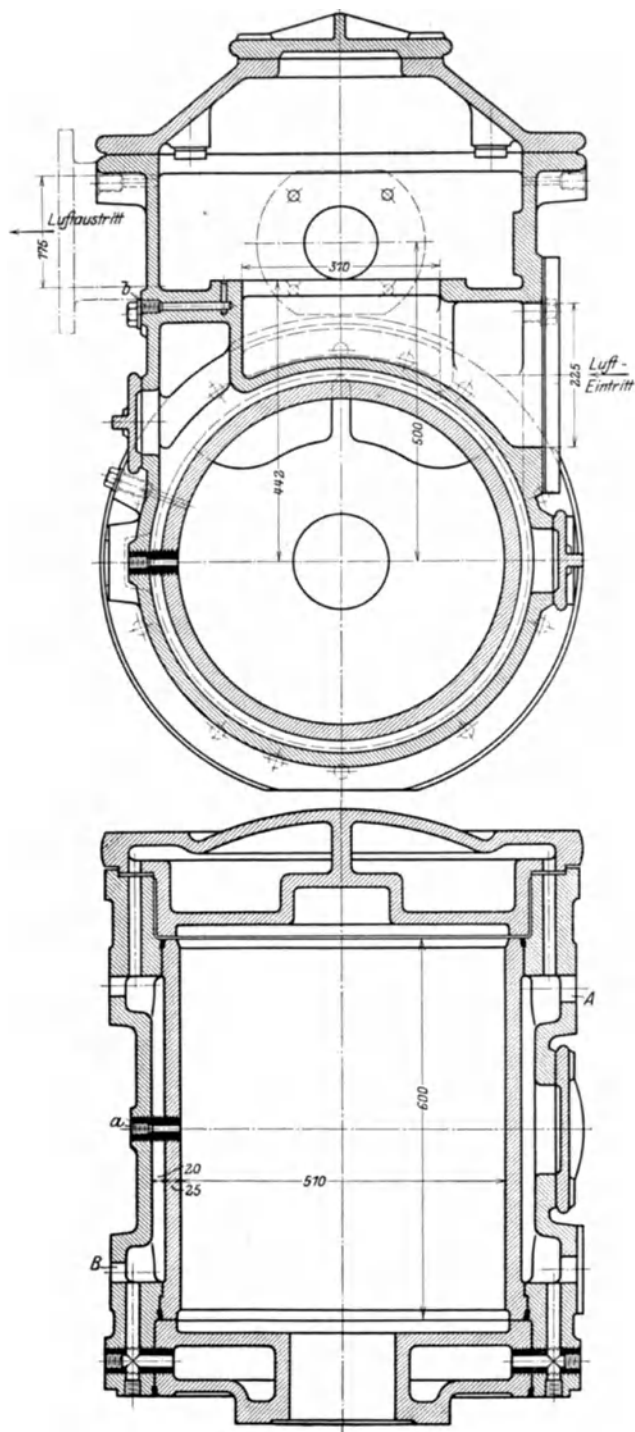


Fig. 38a.

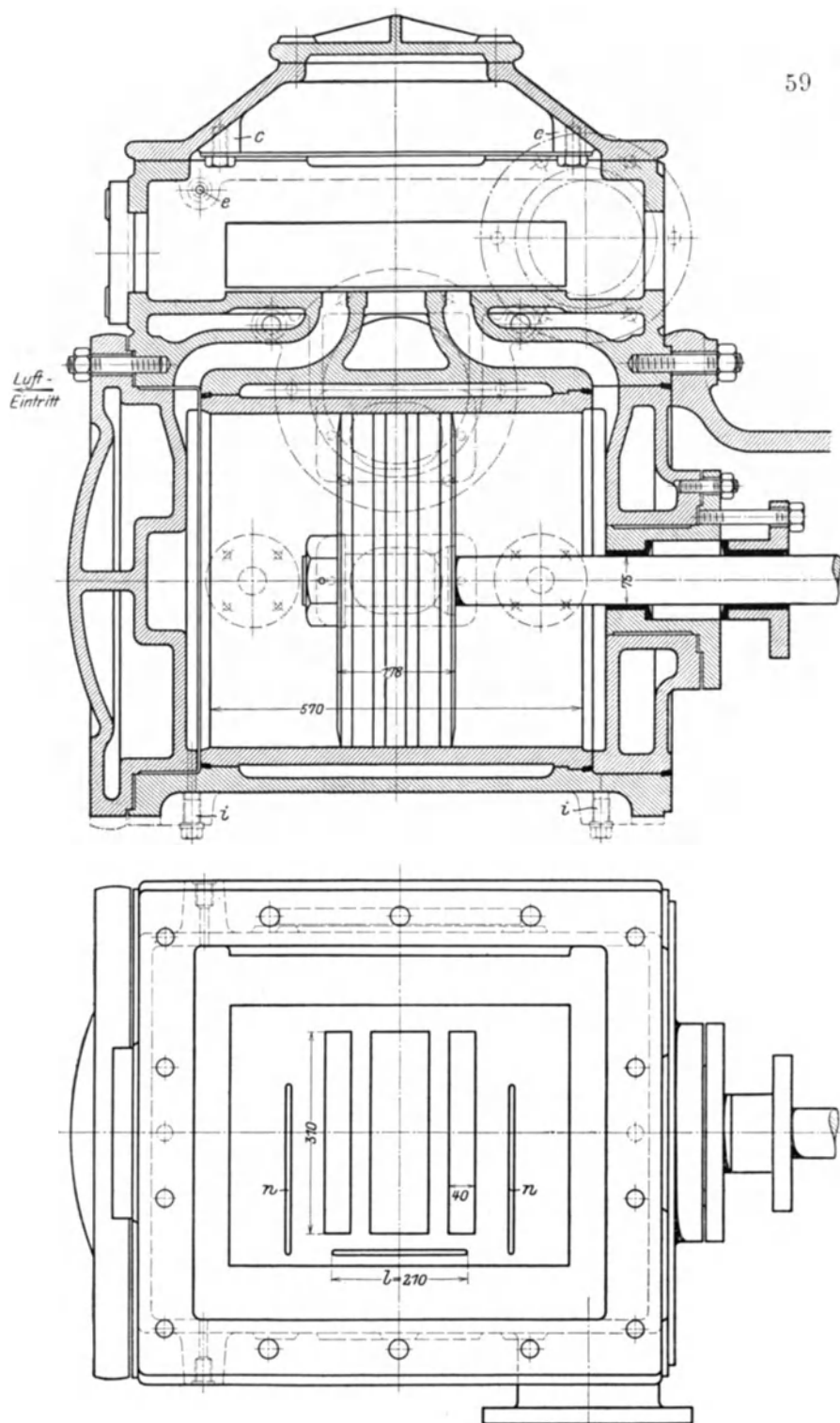


Fig. 38b.

Ist U der Umfang der Rückschlagplatte, vermehrt um den Umfang der Schlitze in den Platten, so kann unter Annahme der Luftgeschwindigkeit $c = 25$ bis 35 m/sek der Hub der Platte berechnet werden aus

$$s = \frac{V_l}{U \cdot 60 \cdot 60 \cdot c} \quad \dots \dots \dots (48)$$

Die Schmierung des Schiebers erfolgt durch den am Nocken b des Schieberkastens angebrachten Schmierapparat Patent Weiß.

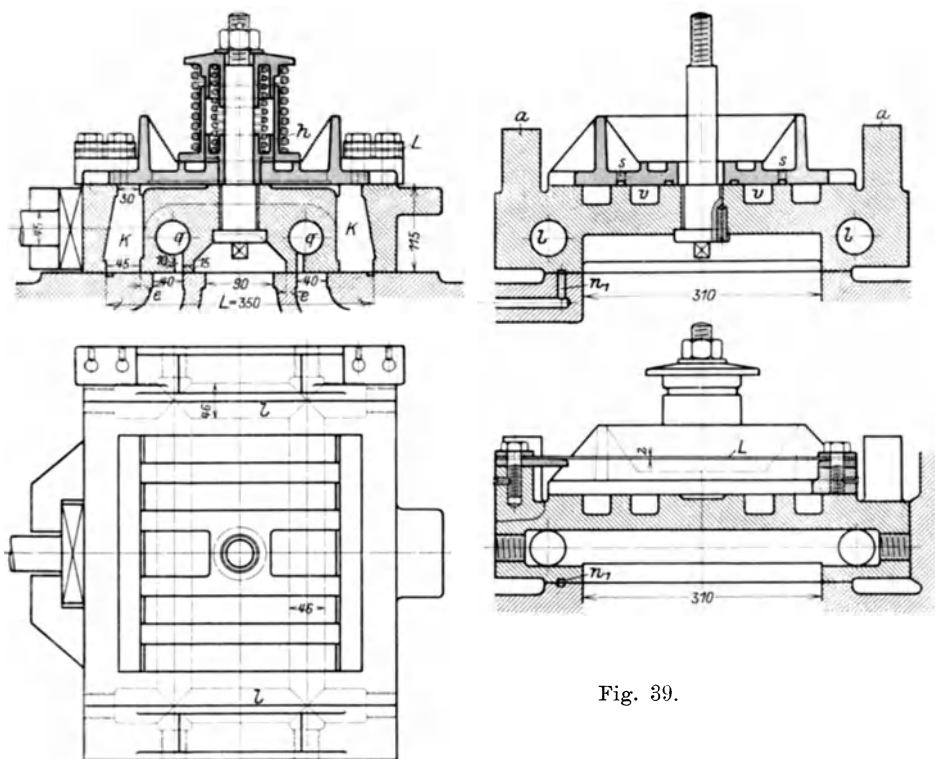


Fig. 39.

Im Schieberkastenspiegel (Fig. 38) sind zwei parallel zu den Kanälen verlaufende Schmiernuten n angebracht, die durch eine Längsnut n_1 des Schiebers abwechselnd mit der Ölleitung in Verbindung treten (Fig. 39). Die automatische Wirkung der Schmiergefäße beruht aber auf dem Druckwechsel in der Ölleitung, d. h. letztere muß abwechselnd mit dem Saug- und Druckraum des Zylinders verbunden werden. Dies geschieht beim Schieber dadurch, daß beim Öffnen und Schließen der Kanäle K , also bei einer Verschiebung um e , eine der Nuten n durch die Längsnut n_1 des Schiebers mit

der Ölleitung verbunden wird. Ist L der erforderliche Abstand der beiden Nuten n im Spiegel (außen gemessen), so ergibt sich die Länge l_1 der Nut im Schieber aus

$$l_1 = L - 2e \quad (49)$$

Damit sich am Spiegel bei Bewegung des Schiebers durch die Nut n_1 kein Grat bildet, läßt man diese über eine im Schieber-
spiegel angebrachte Nut von der Länge l_2 um etwa 5 mm überschleifen. Die Länge l_2 ergibt sich also aus

$$l_1 - 2r = l_2 - 10$$

$$l_2 = l_1 - 2r + 10 \quad (50)$$

Die Schmierung des Kolbens erfolgt ebenfalls durch den Weißschen Apparat; der Druckwechsel in der Ölleitung läßt sich aber am Zylinder leichter erzielen, nämlich dadurch, daß der Schmierapparat genau auf der Mitte des Zylinders angebracht wird, also bald mit der Saugseite, bald mit der Druckseite des Kolbens in Verbindung tritt. Die Wirkungsweise des Schmierapparates läßt sich an aufsteigenden Luftbläschen erkennen und ist durch eine Schraube zu regeln.

In letzter Zeit ersetzte die Firma die schwere Rückschlagplatte durch 3 übereinander liegende, etwa 0,5 mm starke Blattfedern aus Stahl, von denen die unterste die durch Rippen in Schlitzte zerteilte Austrittsfläche der Schieberkanäle K vollständig bedeckt und gut abdichtet, während die oberen Blattfedern nach unten etwas durchgebogen werden, also die untere gegen den Schieberrücken pressen.

Tabelle über Luftpumpen mit Riemenantrieb.
Aktien-Maschinenfabrik Sangerhausen.

Zylinder-Durch-												
messer . . . mm	135	160	200	240	270	330	375	435	520	570	690	800
Hub mm	160	160	240	240	320	320	450	450	550	630	750	850
Umlaufzahl . . .	210	210	165	165	140	140	110	110	100	90	80	75
Förder-												
menge . cbm/min	0,84	1,19	2,21	3,18	4,75	6,85	9,76	13,15	20,75	25,70	39,87	57,03
Mittlere Kolbenge-												
schwindigk. m/sek	1,12	1,12	1,32	1,32	1,49	1,49	1,65	1,65	1,85	1,89	2,00	2,12
Saugrohrdurch-												
messer . . . mm	60	70	90	100	125	150	175	200	225	250	300	350

Beispiel. Es soll eine Weißsche Luftpumpe für eine stündliche Fördermenge von 1200 cbm nach der in Fig. 38 und 39 dargestellten Ausführung berechnet werden. Die durch Riemen angetriebene Pumpe soll mit $n = 120$ Uml./min laufen.

Wählt man die mittlere Kolbengeschwindigkeit $c_m = 1,8$ m/sek, so ist der Hub nach Gl. 36

$$S_0 = \frac{30 \cdot 1,8}{120} = \mathbf{0,45} \text{ m.}$$

Mit dem volumetrischen Wirkungsgrad $\eta_v = 0,92$ ergibt sich die Kolbenfläche nach Gl. 35 zu

$$F_0 = \frac{1200}{60 \cdot 2 \cdot 0,45 \cdot 120 \cdot 0,92} = 0,202 \text{ qm}$$

und der Zylinderdurchmesser

$$D_0 = \mathbf{510} \text{ mm.}$$

Nimmt man die Luftgeschwindigkeit in den Kanälen mit $c = 30$ m/sek an, so ist der Kanalquerschnitt nach Gl. 37

$$f = a \cdot h = \frac{0,202 \cdot 1,8}{30} = 121,2 \text{ qcm,}$$

und wenn die Kanallänge

$$h = 0,6 D_0 \cong \mathbf{31} \text{ cm}$$

gewählt wird, die Kanalweite

$$a = \frac{121,2}{31} = \mathbf{4} \text{ cm.}$$

Es sei die Spaltweite $c = \frac{a}{4} = 10$ mm angenommen; dann ist bei einer Sicherheitsdeckung

$$d = 0,125 \cdot a = 5 \text{ mm,}$$

die Überdeckung e nach Gl. 39

$$e = 10 + 5 = \mathbf{15} \text{ mm.}$$

Die Exzentrizität ist nach Gl. 40 mit $z = 5$

$$r = 40 + 15 + 5 = \mathbf{60} \text{ mm.}$$

Das Exzenter eilt der Kurbel nach um $90 + 10 = 100^\circ$. Der Umfang der die Luft durchlassenden Kanten der Platte beträgt nach der Zeichnung (Fig. 39)

$$u = 2 \cdot 40 + 2 \cdot 41 + 8 \cdot 10 + 8 \cdot 8,3 = 308,4 \text{ cm} = 3,084 \text{ m.}$$

Mit $c = 35$ m/sek ergibt sich also der Hub der Platte nach Gl. 48 zu

$$s = \frac{1200}{60 \cdot 3,084 \cdot 35 \cdot 60} = 0,003 \text{ m} = \mathbf{3} \text{ mm.}$$

Wird nach der Zeichnung der Abstand L der Schmier-
nuten n mit

$$L = \mathbf{350} \text{ mm}$$

angenommen, so ist die Länge der Nut n_1 im Schieber nach Gl. 49

$$l_1 = 350 - 2 \cdot 15 = \mathbf{320 \text{ mm}}$$

und die Länge des Gegengrabens im Spiegel nach Gl. 50

$$l_2 = 320 - 2 \cdot 60 + 10 = \mathbf{210 \text{ mm}}.$$

Mit der Luftgeschwindigkeit $c = 10 \text{ m/sek}$ erhält man den Querschnitt des Saugrohrs aus Gl. 37 zu

$$f_s = \frac{1200}{60 \cdot 60 \cdot 10} = 0,0333 \text{ qm.}$$

Der Saugrohrdurchmesser $d_s = \mathbf{225 \text{ mm}}$.

Wird im Druckrohr $c = 15 \text{ m/sek}$ gewählt, so ist

$$f_d = \frac{1200}{60 \cdot 60 \cdot 15} = 0,0224 \text{ qm}$$

und

$$d_d \simeq \mathbf{175 \text{ mm}}.$$

2. Ausführung von Klein, Schanzlin & Becker in Frankenthal. (Fig. 40.)

Die für eine minutliche Fördermenge von 6,85 cbm gebaute Pumpe hat einen Zylinderdurchmesser von 330 mm, einen Hub von

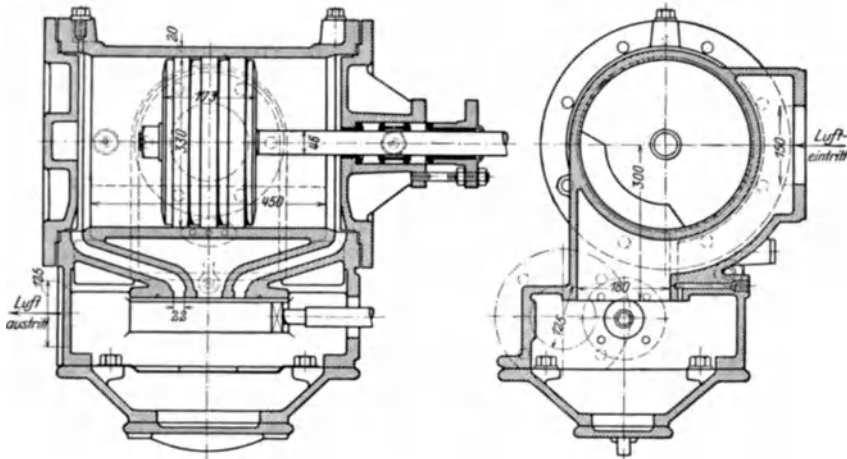


Fig. 40.

320 mm und macht 40 Uml./min. Der Zylinder ist hier ohne Kühlmantel ausgeführt. Die Luft tritt über dem Zylinder ein und strömt durch einen breiten, rechteckigen Kanal dem mittleren

Zylinderkanal zu; die komprimierte Luft tritt durch den an der hinteren Schieberkastenwand angebrachten Stutzen aus. Der Schieber wird durch zwei am Schieberkastendeckel befestigte Federlamellen

an den Schieberspiegel gepreßt. Die Schieberschmierung ist die gleiche wie bei der vorbesprochenen Konstruktion. Das Eindringen von Luft an der Stopfbüchse wird verhindert, indem man einem in die Packung eingelegten, mit radialen Löchern versehenen Rotgußring Öl zuführt.

Fig. 41 zeigt den Saugschieber einer Luftpumpe von 200 mm Zylinderdurchmesser, 300 mm Hub und 150

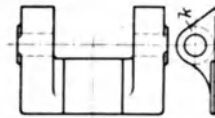
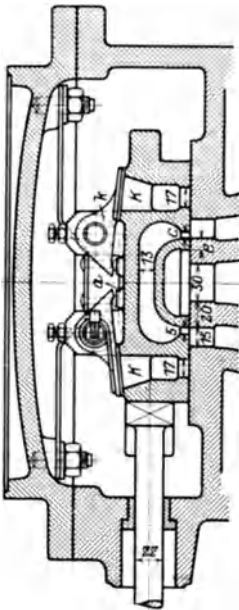
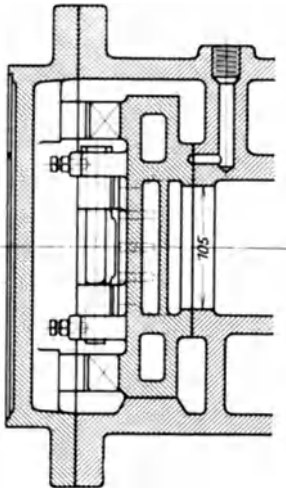
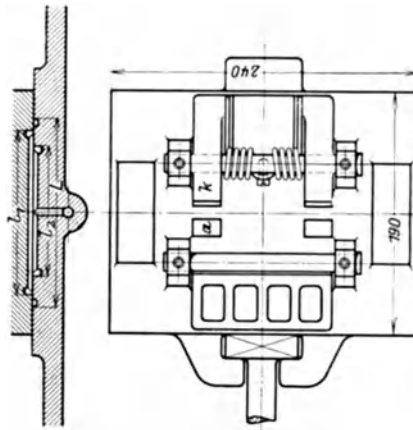


Fig. 41.



Touren. Der Überströmkanal ist über die Schiebermuschel hinweggeführt; in die Durchlaßkanäle *K* sind je drei Stege eingebaut, so daß am Schieberrücken vier rechteckige Durchgangsöffnungen ent-

stehen. Der auf beiden Seiten durch 3 mm starke Blattfedern an den Spiegel angepreßte Schieber ist auf dem Rücken mit zwei angezogenen Augen versehen, in denen zwei Stahlbolzen durch Klemmschrauben festgehalten werden. An diesen Bolzen sind die Rückschlagklappen *k* (Stahl) aufgehängt, die durch Spiralfedern aus Stahl auf den Schieberücken gepreßt werden. Die Anschlagflächen *a* dienen als Hubbegrenzung.

Liegende Luftpumpen von Klein, Schanzlin & Becker.

Zyl.-Durchmesser mm	130	150	175	200	250	250	300	350	425	425	525
Hub „	130	200	200	200	200	300	300	300	300	400	400
Umlaufzahl	200	180	180	180	180	150	150	150	150	150	150
Fördermenge cbm/st	36	70	93	125	195	240	350	470	700	950	1450
Mittlere Kolben-Geschwindigkeit m/sek	0,87	1,20	1,20	1,20	1,20	1,50	1,50	1,50	1,50	2,0	2,0
Saugrohrdurchm. mm	40	50	60	70	80	80	100	125	150	175	175
Druckrohrdurchm. „	30	40	50	60	70	70	80	100	125	150	150
Kraftbedarf . . . PS	1,0	1,5	1,8	2,1	3,2	4	5,9	7,8	11,7	15,5	24

Stehende Luftpumpen.

Zyl.-Durchmesser . . . mm	100	130	150	175	200	250	250
Hub „	130	130	200	200	200	200	300
Umlaufzahl	200	200	180	180	180	180	150
Fördermenge . . . cbm/st	20	36	70	93	125	195	240
Mittlere Kolben-Geschwindigkeit m/sek	0,87	0,87	1,20	1,20	1,20	1,20	1,50
Saugrohrdurchmesser mm	30	40	50	60	70	80	80
Druckrohrdurchmesser „	25	30	40	50	60	70	70
Kraftbedarf PS	0,6	1,0	1,5	1,8	2,1	3,2	4

Bei der Ausführung von Kaye & Co., Halle a. S., erhält der durch einen Weißschen Luftschieber gesteuerte Zylinder keinen Kühlmantel, dagegen wird das Wasser dem den Schieberkasten umgebenden, nach vorn und hinten durch dünne Wände abgeschlossenen Raum zugeführt, aus dem es oben durch eine Überfallkante austritt und über den Zylindermantel herabströmt. Die Konstruktion ist also einfacher und billiger als bei Anwendung eines besonderen Kühlmantels.

3. Ausführung von Balcke & Co. in Bochum-Frankenthal.

Während bei den oben besprochenen Konstruktionen die Rückschlagplatten mit dem Schieber fest verbunden sind, also dessen Bewegung mitmachen müssen, werden bei Luftpumpen mit Rund-

schiebern die Druckventile neben oder über den Luftschiebern fest eingebaut.

Der Schieber der in Fig. 42 dargestellten Pumpe für Riemenantrieb liegt so zwischen den Zylinderkanälen, daß sein Überströmkanal die Luft auf dem kürzesten Wege von einer nach der anderen

Kolbenseite führt. Der Druckausgleich erfolgt somit sehr rasch, die Luftpumpe gibt also ein großes Ansaugvolumen. Da die Druckventile an der tiefsten Stelle der Zylinderkanäle angeord-

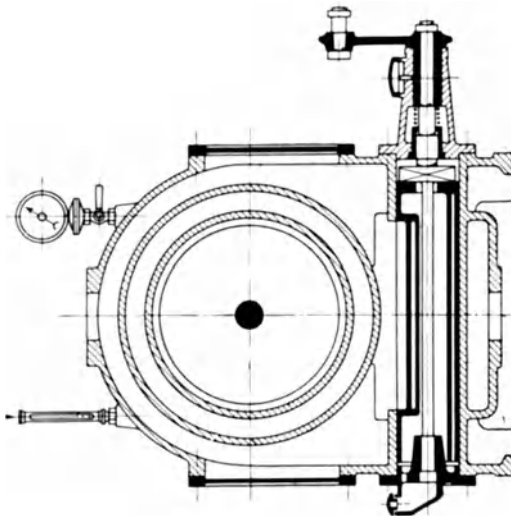


Fig. 42 a u. b.

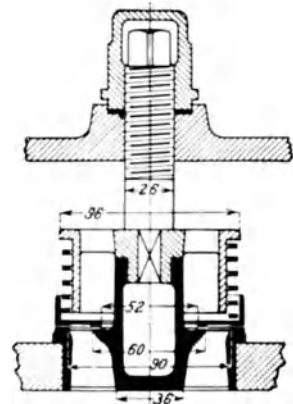


Fig. 43.

net sind, ergibt sich der weitere Vorteil, daß etwa in den Zylinder gelangtes Wasser durch die Ventile abfließen kann, also eine Zerstörung des Zylinders durch Wasseransammlung ausgeschlossen ist. Der Schieber

liegt hier für sich in getrenntem Raum, der vollständig unter Öl gehalten werden kann, so daß die Reibung sehr klein ausfällt.

Die Abdichtung der oberen Hälfte des zweiteiligen Schiebers erfolgt dadurch, daß zwischen diese und die untere Hälfte auf beiden Seiten Federn eingesetzt sind.

Das Ansaugen der Luft erfolgt am oberen Stutzen, der Auspuff durch die unter dem Schieber angebrachte Öffnung. Die Pumpe macht bei 440 mm Zylinderdurchmesser und 400 mm Hub normal 125 Uml./min.

Die Pumpe besitzt Druckventile von der in Fig. 43 dargestellten Bauart. Die Sitze und Fänger sind aus Rotguß, die Ventilteller

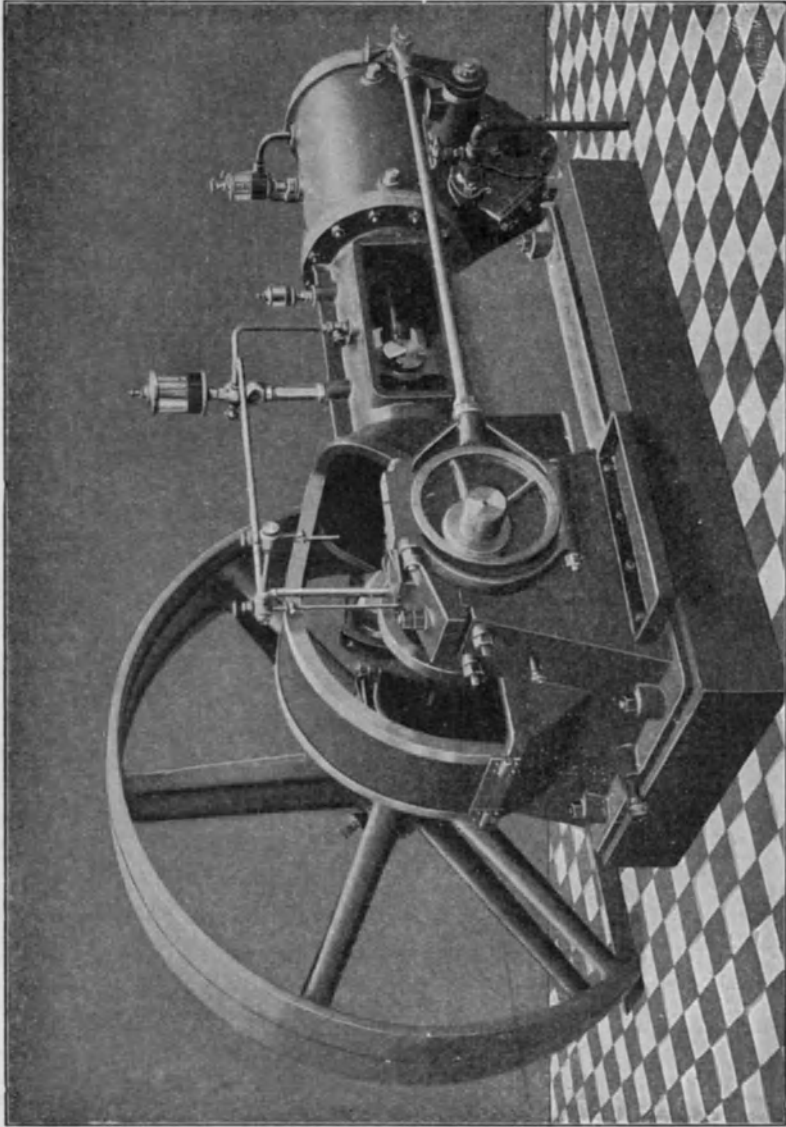


Fig. 44.

aus Duranametall und die Federn aus Stahl hergestellt. An den Kühlwassermantel, der auch hier von unten nach oben durchströmt wird, sind beide Zylinderdeckel angeschlossen.

An Armaturen besitzt die Luftpumpe einen Schmierapparat, ein Thermometer, ein Vakuummeter sowie zwei Indikatorverschraubungen.

Bei kleineren, durch Riemen angetriebenen Luftpumpen werden die Zylinder freihängend an den Gabelrahmen verschraubt (Fig. 44).

Luftpumpen von Balcke & Co. in Bochum—Frankenthal.

Zylinderdurchmesser mm	200	250	300	350	400	450
Hub „	200	250	300	350	400	450
Umlaufzahl	200	175	150	135	125	115
Fördermenge cbm/min	2,33	4,0	5,85	8,35	11,6	15
„ cbm/st	140	240	350	500	700	900
Mittl. Kolben-Geschwindigk. m/sek	1,34	1,46	1,5	1,575	1,66	1,73
Saugrohrdurchmesser mm	70	80	90	100	110	125
Druckrohrdurchmesser „	50	60	70	80	90	100
Kraftbedarf PS	3	5	7	10,5	14	18,5

Eine stehende Pumpe der gleichen Bauart ist in Fig. 45 dargestellt (680 mm Durchmesser, 450 mm Hub und 115 Uml./min).

4. Ausführung von Louis Schwarz in Dortmund. (Fig. 46.)

Bei dieser Luftpumpe schwingt der Drehschieber unter dem Zylinder in einer Rotgußbüchse, füllt aber nicht, wie bei der Balckeschen Konstruktion, das ganze Gehäuse aus, sondern läßt auf beiden Seiten Raum für die durch den Zylinderkanal ausgestoßene Luft, die durch die unteren Schlitzte der Laufbüchse den unter dem Schieber angeordneten Druckventilen zuströmt. Die Schieberspindel ist auf beiden Seiten in Rotgußbüchsen gelagert und wird durch einen Hebel mittels Exzenterstange und Exzenter von der Kurbelwelle aus angetrieben. Die Luft wird oben angesaugt und strömt durch einen rechteckigen Kanal dem Saugschieber zu; das Kühlwasser umspült sowohl den Zylindermantel als auch die Zylinderkanäle und den hinteren Zylinderdeckel. Die Armaturen sind die gleichen wie bei der Balckeschen Pumpe.

Bei der in Fig. 47 wiedergegebenen Konstruktion derselben Firma gehen die Ausgleichkanäle *c* durch die besonders eingesetzten Steuerplatten *b*, die durch kleine Messingspiralfedern an die Laufbüchse gepreßt werden, so daß auch nach eingetretenem Verschleiß der Schieber dicht hält.

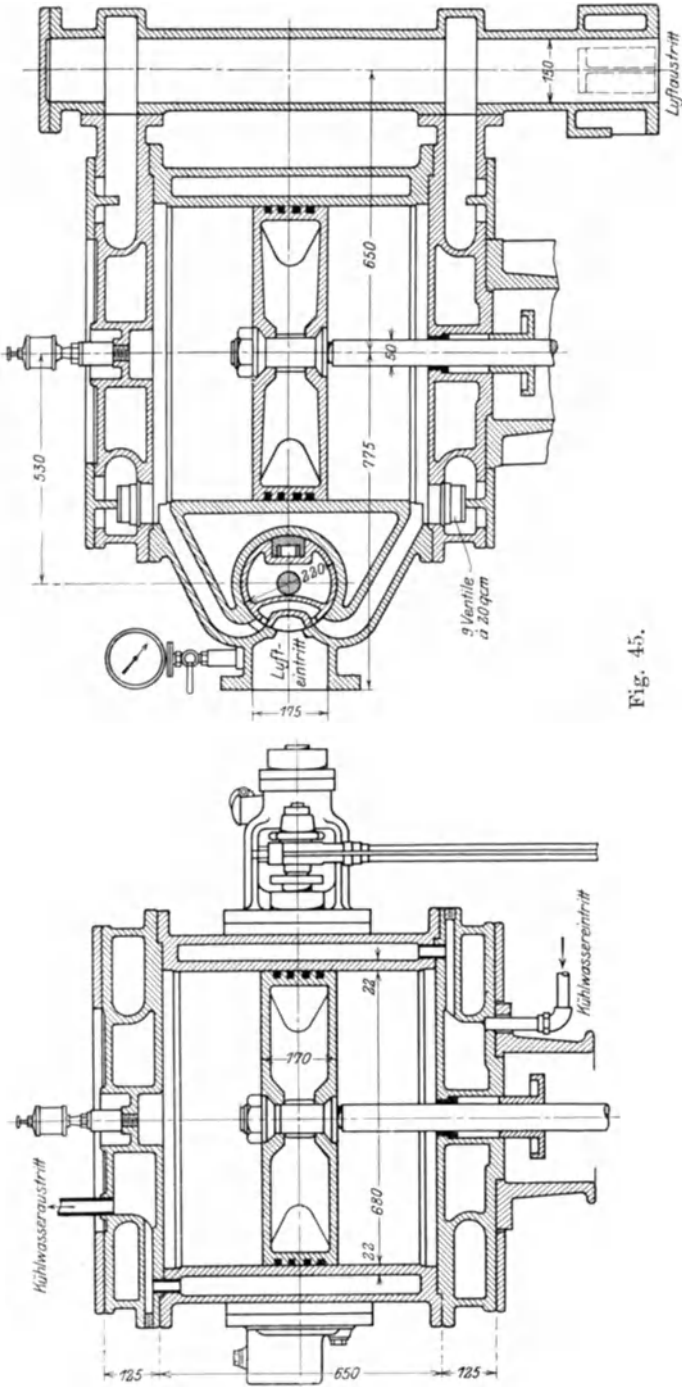


Fig. 45.

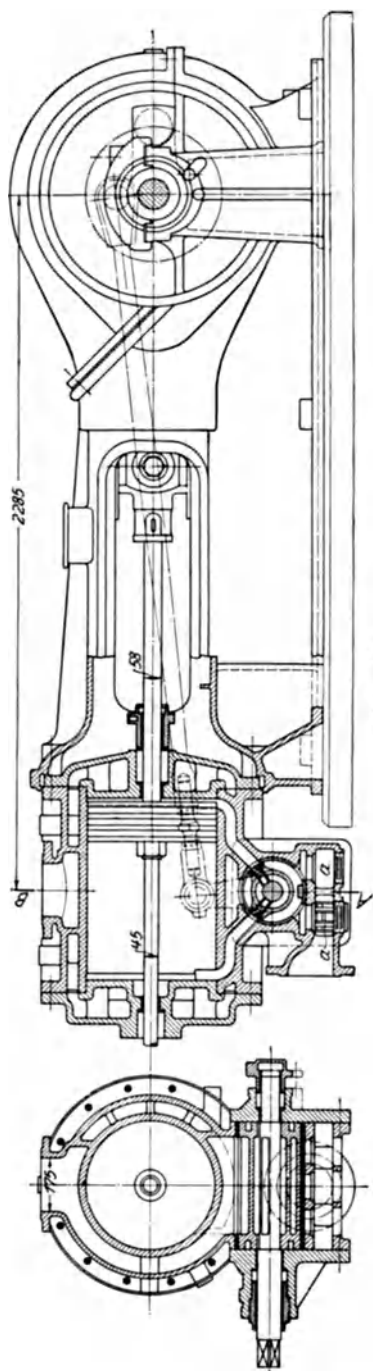


Fig. 46 a.

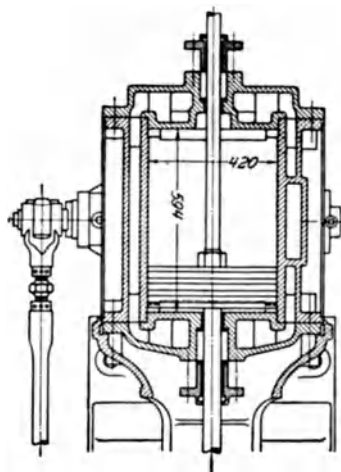


Fig. 46 b.

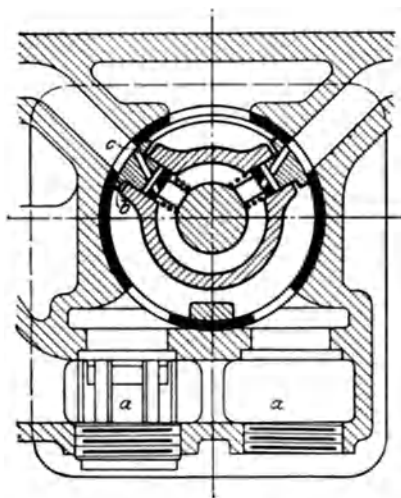


Fig. 47.

Liegende Luftpumpen von Franz Beyer & Co. in Erfurt.
(Drehschieber und Riemenantrieb.)

Zyl.-Durchmesser mm	130	160	200	250	300	350	425	500	550	600	650	700
Hub „	130	130	160	200	250	300	350	400	450	500	550	600
Umlaufzahl	220	220	200	180	170	160	150	140	130	125	120	115
Fördermenge cbm/min	0,70	1,03	1,80	3,18	5,4	8,3	13,4	19,8	25,0	31,8	39,4	47,8
„ cbm/st	42	62	108	191	324	498	804	1187	1500	1908	2365	2868
Mittlere Kolben-Geschwindigkeit m/sek	0,95	0,95	1,06	1,20	1,42	1,60	1,75	1,87	1,95	2,09	2,20	2,30
Saugrohrdurchm. mm	40	50	65	80	100	125	150	175	200	225	250	275
Druckrohrdurchm. „	30	40	50	65	80	100	125	150	150	175	200	225
Kraftbedarf in PS												
1. beim Anlassen .	1,7	2,5	4	6	9,5	14	21	29	35	43	52	61
2. bei höchstem Vakuum	0,8	1,5	2	3	4	5,5	7,5	9	10	11	12,5	13,5

Nach den Angaben der mitgeteilten Tabellen über Luftpumpen könnte bei überschläglicher Berechnung der für 1 cbm minutliche Fördermenge erforderliche Kraftbedarf bestimmt werden zu

$N_e = 1,1$ bis $1,2$ PS für kleinere Pumpen,

$N_e = 0,9$ bis $1,0$ PS für größere Pumpen.

V. Die Naßluftpumpen.

1. Bauarten, Kolben, Ventile, Aufstellung, Antrieb.

Die zur gemeinschaftlichen Entfernung des Kondensats und der Luft aus Einspritz- oder Oberflächenkondensatoren dienenden „Naßluftpumpen“ werden in liegender und stehender Bauart ausgeführt. Bei liegender Anordnung ist die Pumpe doppelwirkend, während stehende Naßluftpumpen meistens einfachwirkend ausgeführt werden. Bei dieser Bauart wird der Kondensator stets getrennt von der Pumpe aufgestellt, während bei liegender Bauart der Einspritzraum häufig im Pumpengehäuse untergebracht ist. Die Zugänglichkeit des Kolbens ist bei liegenden Pumpen besser zu erreichen, da nach Entfernen des hinteren Zylinderdeckels der Kolben herauszunehmen ist, während bei stehenden Pumpen erst der meist auch noch die Kreuzkopfführung tragende, obere Deckel, sowie der Druckventilrost zu entfernen sind, falls nicht wie in Fig. 53 unter der Pumpe eine Grube im Fundament für das Herausnehmen des Kolbens angeordnet ist. Wegen des viel geringeren Platzbedarfs wird meistens die stehende Bauart bevorzugt.

Die Kolben der liegenden Naßluftpumpen sind gewöhnlich gußeiserne Hohlkörper, die entweder nur mit Rillen am Umfange versehen sind (Fig. 61) oder, wie die Dampfkolben, durch Liderungsringe aus Gußeisen oder Bronze gedichtet werden. Die Stopfbüchse der Kolbenstange wird vielfach gegen das Eindringen von Luft in den Pumpenraum durch Anordnung einer Wassermulde gedichtet. Die Kolben der stehenden Naßluftpumpen werden entweder als durchbrochene, mit Ventilkappen versehene Scheibenkolben ausgebildet, die durch Ringe aus Bronze oder Gußeisen abgedichtet werden (Fig. 62) oder als oben offene, trichterförmige Plunger (Fig. 67).

Als Ventile werden in den meisten Fällen runde oder rechteckige Gummiklappen verwendet. Rechteckige Ventile schließen verzögert; es werden daher meist kleinere, runde Klappen bevorzugt, deren Durchmesser 150 bis 220 mm und deren Dicke

15 bis 20 mm beträgt. Die Ventilsitze werden im Gehäuse entweder durch Gummischnüren (Fig. 12) oder durch Rostkitt gedichtet. Die Befestigung der Ventilkappen geschieht durch Schraubenbolzen und runde Teller, die zugleich als Klappenfänger dienen. Letztere werden stets durchlocht ausgeführt, um ein Festhaften der Klappen zu vermeiden. Die Lebensdauer der Gummiventile wird erhöht, wenn diese bei Öffnen erst eine kleine, senkrechte Bewegung (etwa 2 bis 3 mm) auszuführen haben (Fig. 48). Weichgummi eignet sich jedoch nur für reines, lauwarmes Wasser; unter Einwirkung von heißem Wasser und Öl zersetzt es sich und wird brüchig. Widerstandsfähiger ist Dermatine, das aber geringere Elastizität besitzt, weshalb solche Ventile in der Hauptsache nur eine auf und nieder

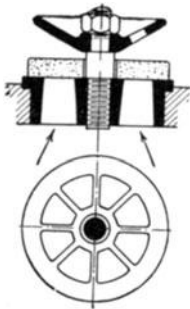


Fig. 48.

gehende Bewegung ausführen (Fig. 71). Für heißes Wasser haben sich auch Hartgummiventile mit Federbelastung bewährt (Fig. 49)¹⁾; auf den Gummipplatten sind 2 bis 3 mm starke Metallplatten befestigt, um die reibende Bewegung der Feder auf dem Gummi zu beseitigen. Hartgummiventile haben aber den Nachteil, daß sie wegen der geringen Elastizität weniger dicht schließen.



Fig. 49.

Neuerdings werden, besonders bei den später zu besprechenden zweistufigen Naßluftpumpen, vielfach leichte Ventile aus dünnem Messingblech oder Manganbronze verwendet (Fig. 72), die durch Federn belastet sind und einen ganz geringen Hub (3 bis 6 mm) ausführen.

Die Saugventile liegender Pumpen werden am besten hängend auf gleicher Höhe wie die Druckventile eingebaut, so daß die über ihnen befindliche Wassersäule zur Verringerung des Eröffnungswiderstandes beiträgt, der sonst allein durch einen Überdruck im Kondensator zu überwinden ist; diese Anordnung erzielt also eine Erhöhung des Vakuums im Kondensator.

Um das Zurückströmen der Luft aus dem Druckraum in den Pumpenzylinder zu verhindern, ist der Austrittsstutzen der Pumpe so hoch anzubringen, daß die Druckventile stets unter Wasser bleiben.

Bei der Kolbentotlage ist der zwischen den Druckventilen und dem Kolben befindliche Raum, auch hier der schädliche

¹⁾ Z. Ver. deutsch. Ing. 1905, S. 1936.

Raum genannt, mit einem Warmwassergemisch gefüllt, das stets mehr oder weniger Luft von der am Ende des Druckhubes herrschenden Spannung enthält. Beim Rückgang des Kolbens bleiben nun die Saugventile so lange geschlossen, bis die genannte Luftmenge auf die Saugspannung der Pumpe herabexpandiert ist. Es wird daher nicht das volle, dem Durchmesser D_0 und dem Hub S_0 entsprechende Volumen $\frac{D_0^2 \pi}{4} \cdot S_0$ angesaugt, sondern ein kleineres, dem Hub S'_0 (Fig. 50) entsprechendes Volumen. Das Verhältnis

$$\frac{S'_0}{S_0} = \eta_v$$

heißt der volumetrische Wirkungsgrad. Derselbe läßt sich dadurch erhöhen, daß man die schädlichen Räume der Pumpe möglichst

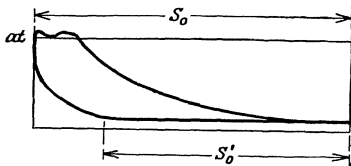


Fig. 50.

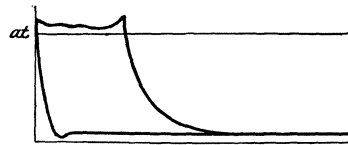


Fig. 51.

klein macht. Da dann aber nur geringe Luftmengen bei Kolbentotlage im Pumpenzylinder vorhanden sind, schlägt das Wasser gegen die Druckventile, die Druckzunahme erfolgt, wie das Indikatordiagramm Fig. 51 zeigt, sehr rasch; die Pumpe erhält einen harten, schlagenden Gang. Vermieden wird dieser, indem man beim Saughub durch kleine Luft-Saugventile, genannt „Schnüffelventile“, Luft ansaugen läßt, die während des Druckhubes unter den Druckventilen als Puffer wirkt. Der Druck steigt allmählich an, die Pumpe erhält einen sanften Gang, der freilich, wie Fig. 50 zeigt, durch eine Verschlechterung des volumetrischen Wirkungsgrades erkauft wird.

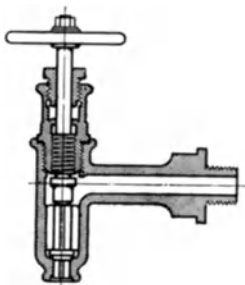


Fig. 52.

In Fig. 52 ist ein Schnüffelventil der Firma Klein, Schanzlein & Becker in Frankenthal dargestellt; der Hub des Ventilkegels ist durch Spindel und Handrad einstellbar.

Die Aufstellung der Naßluftpumpe soll ein selbsttätiges Abfließen des Kondensats nach dem Kondensator ermöglichen. Daher ist schon aus diesem Grunde die Aufstellung der Pumpe hinter

dem Dampfzylinder und direkter Antrieb mittels verlängerter Kolbenstange der Dampfmaschine nicht vorteilhaft. Da bei dieser Anordnung die Kolbengeschwindigkeit der Pumpe so groß wie diejenige der Dampfmaschine wird (2 bis 3,5 m/sek), d. h. für eine Pumpe viel zu hoch, stellt man die Luftpumpe besser unter Flur auf, und treibt sie, unter Verkleinerung des Hubes, von der Maschine durch Winkelhebel von einer mit dem hinteren Zylinderdeckel verschraubten Kreuzkopfbahn an, oder auch vom verlängerten Kurbelzapfen mit oder ohne Verwendung eines Winkelhebels.

In Fig. 53 ist der Antrieb einer stehenden Naßluftpumpe von 600 mm Zylinderdurchmesser und 175 mm Hub (Dinglersche Maschinenfabrik in Zweibrücken) dargestellt. Die mit dem hinteren Zylinderdeckel verschraubte, durch eine gußeiserne Säule getragene Schleifbahn trägt einen Kreuzkopf, der mittels kurzer Lenkstange einen zweiteiligen schmiedeeisernen Winkelhebel antreibt. Durch die Wahl der Schenkellängen x und y desselben läßt sich der Hub S der Maschine auf den der gewünschten Kolbengeschwindigkeit der Luftpumpe entsprechenden Hub S_0 reduzieren. Im Fundament ist der Kanal angegeben, durch den der untere Deckel sowie der Kolben herauszunehmen sind.

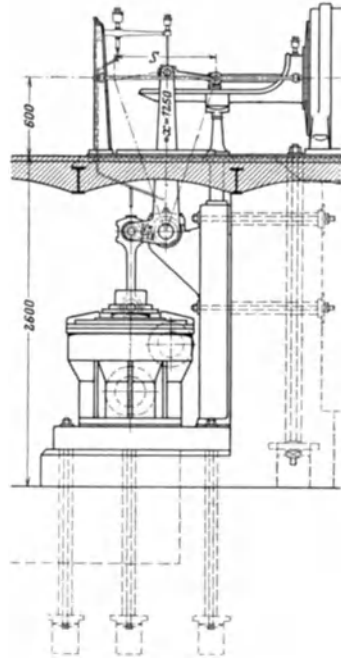


Fig. 53.

Den Antrieb einer tiefstehenden Pumpe unter Vermeidung von Hebeln zeigt Fig. 54. Auf das Ende der gekröpften Welle der Maschine ist eine Kurbel festgekeilt, die mittels Schubstange direkt den Kreuzkopf der Luftpumpe antreibt. Durch den Wegfall eines Kniehebels wird die Zahl der Gelenke, also auch die Reibungsarbeit verringert (Ausführung von G. Kuhn in Stuttgart). Unter Flur aufgestellte, liegende Naßluftpumpen werden gewöhnlich mit einer Kreuzkopfführung verbunden (Fig. 56 und 58) und mittels Winkelhebels aus Stahlguß vom verlängerten Kurbelzapfen der Dampfmaschine angetrieben.

Vielfach wird auch Riemenantrieb (Fig. 72) der Luftpumpen gewählt, wobei man bezüglich des Aufstellungsortes freie Wahl hat.

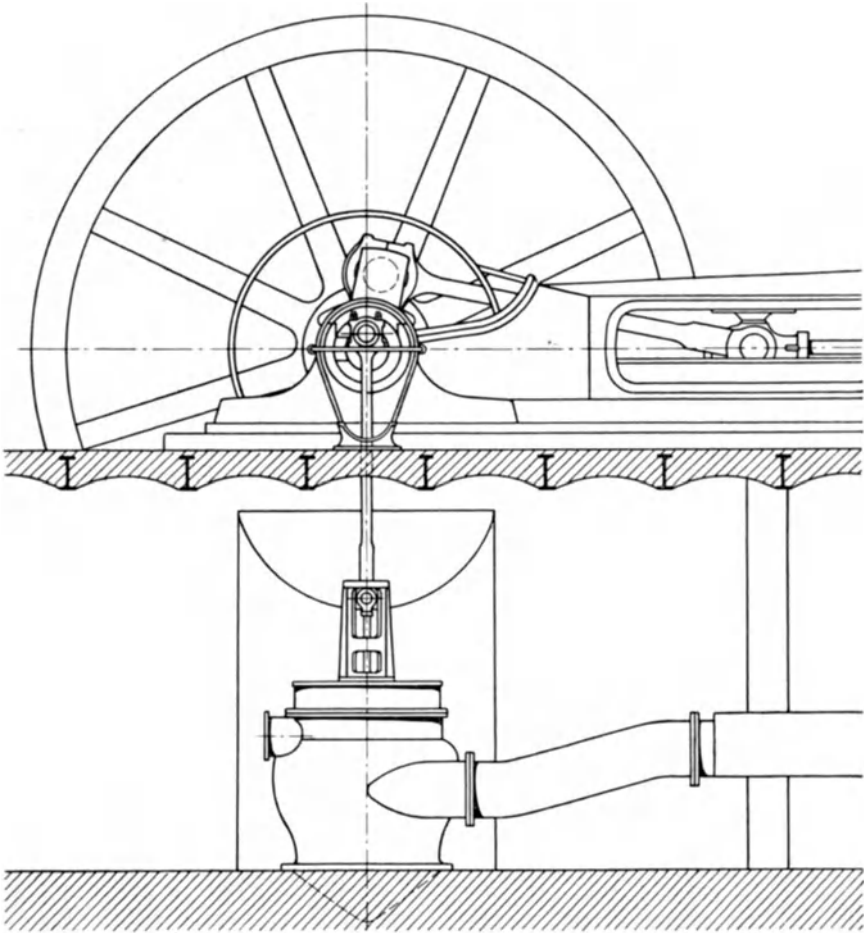


Fig. 54.

2. Berechnung der Naßluftpumpen.

Die Naßluftpumpen der Einspritzkondensatoren haben außer der in den Kondensator eingedrungenen Luft vom Volumen V_l auch den niedergeschlagenen Dampf und das Kühlwasser vom Volumen D bzw. W abzusaugen, während bei Oberflächenkondensation die Wassermenge W wegfällt. Die Fördermenge ist also bei Mischkondensation

$$Q = V_l + \frac{D + W}{1000} \text{ cbm/st} \quad (51)$$

und bei Oberflächenkondensation

$$Q' = V_l + \frac{D}{1000} \text{ cbm/st} \quad (52)$$

Ist

D_0 = Zylinderdurchmesser der Pumpe in m,

S_0 = Hub „ „ „ „

n = Umlaufzahl pro Min.,

i = 1 oder 2, je nachdem einfach- oder doppelwirkende Pumpe,

η_v = volumetrischer Wirkungsgrad = 0,7 bis 0,8,

so ist das minutliche Fördervolumen

$$\frac{Q}{60} = \frac{D_0^2 \pi}{4} \cdot S_0 \cdot i \cdot n \cdot \eta_v \dots \dots \dots (53)$$

Daraus kann der Zylinderdurchmesser D_0 berechnet werden, sobald der Hub S_0 mit Rücksicht auf die mittlere Kolbengeschwindigkeit c_m bestimmt ist.

Diese ist je nach der Bauart und dem Antrieb der Pumpe verschieden. Während sie bei direktem Antrieb mit durchgeführter Kolbenstange der Dampfmaschine auf 3 m/sek und mehr steigen kann, wählt man für liegende Bauart mit Winkelhebelantrieb meist $c_m = 0,75$ bis 1,5 m/sek, selten bis 2 m/sek. Bei stehenden Pumpen mit Kolbenventilen sucht man den Durchgangsquerschnitt der Ventile, der gewöhnlich nur $\frac{1}{4}$ des Kolbenquerschnitts beträgt, zwecks Verminderung der Durchflußgeschwindigkeit dadurch zu vergrößern, daß man eine kleine Kolbengeschwindigkeit, etwa 0,4 bis 0,8 m/sek, wählt. Man erhält dann aus

$$c_m = \frac{S_0 \cdot n}{30}$$

einen kleinen Hub S_0 , demnach durch Einsetzen in Gl. 53 einen großen Kolbendurchmesser. Bei stehenden Pumpen mit trichterförmigem Kolben (mit Saugschlitzen) kann $c_m = 0,5$ bis 1,0 m/sek gewählt werden.

Die Zylinderabmessungen von Naßluftpumpen für Einzelkondensation werden meistens etwas größer gewählt, als der obigen Berechnungsweise entspricht. Man kann das Hubvolumen $\frac{D_0^2 \pi}{4} \cdot S_0$

der Pumpe nach der „Hütte“ so berechnen, daß die dem Dampfverbrauch bei normaler Vollbelastung entsprechende Kühlwassermenge und die niedergeschlagene Dampfmenge bei $\frac{1}{4}$ Füllung der Pumpe aufgenommen werden können. Nimmt man das Kühlwasserverhältnis $m = 29$, also $m + 1 = 30$, und ist D der stündliche Dampfverbrauch in kg, so kann bei gegebener Umlaufzahl n das Hubvolumen (in cdm) der Pumpe berechnet werden aus

$$\frac{D_0^2 \pi}{4} \cdot S_0 = \frac{4 \cdot 30 \cdot D}{60 \cdot n} = \frac{2 D}{n} \text{ (einfachwirkende Pumpe) . } (54)$$

und

$$\frac{D_0^2 \pi}{4} \cdot S_0 = \frac{D}{n} \text{ (doppeltwirkende Pumpe) } \dots \dots \dots (55)$$

Die Naßluftpumpe wird hierbei also auf eine Fördermenge gleich dem 120 fachen des Dampfverbrauchs D berechnet. Bei Verwendung von rückgeköhltem Wasser kann $m=35$ gesetzt werden.

Eine andere Rechnungsweise setzt das Fördervolumen der Luftpumpe gleich dem 3,5 fachen der Kühlwassermenge, wobei $m=30$ bzw. 35 eingesetzt wird.

Die Ventilquerschnitte f_v sind für das gesamte stündliche Fördervolumen Q zu berechnen; sie sollen reichlich bemessen werden, damit ruhiger Gang der Pumpe erzielt wird. Gewöhnlich ist bei liegenden Pumpen die Durchflußgeschwindigkeit $c_v=0,75$ bis 1,5, höchstens 2 m/sek. Bei stehenden Pumpen muß man jedoch oft mit Rücksicht auf die Schwierigkeit, größere Ventilquerschnitte unterzubringen, $c_v=2$ bis 3 m/sek im Durchgangsquerschnitt und bis zu 4 m/sek am Austrittsumfang zulassen. Der Hub von Gummiklappen beträgt dann 8 bis 15 mm.

Der freie Ventilquerschnitt ist

$$f_v = \frac{Q}{60 \cdot 60 \cdot c_v} \dots \dots \dots (56)$$

Ist d der Durchmesser der Ventile, α die Verengungsziffer für den Durchgangsquerschnitt, so kann d bei Annahme der Ventilizahl i berechnet werden (oder umgekehrt) aus

$$f_v = \frac{d^2 \pi}{4} \cdot i \cdot \alpha \dots \dots \dots (57)$$

($\alpha=0,60$ bis $0,65$).

Der Durchmesser des Druckrohrs ist nach Annahme der Geschwindigkeit $c=1$ bis 2 m/sek zu berechnen aus

$$\frac{d^2 \pi}{4} = \frac{Q}{60 \cdot 60 \cdot c} \dots \dots \dots (58)$$

Die auf den Pumpenkolben wirkende Kraft P kann unter der vereinfachenden Annahme berechnet werden, daß auf der einen Kolbenseite vollständiges Vakuum, auf der anderen der Druck 1 Atm. herrscht; hat die Pumpe das Kondensat noch um die Höhe h_1 m auf ein Rückkühlwerk zu heben, so ist

$$P = \frac{D_0^2 \pi}{4} \left(1 + \frac{h_1}{10} \right) \dots \dots \dots (59)$$

Die Antriebsteile (Hebel, Pleuelstange, Bolzen usw.) sind auf eine Flächenpressung von 15 bis 20 kg/qcm zu berechnen.

Beispiel. Es sind stündlich $D=400$ kg Dampf in einem Mischkondensator mit stehender Riemennaßluftpumpe durch Kühlwasser niederschlagen, das auf $t_0=30^\circ$ rückgeköhlt ist.

Ist die Temperatur des von der Luftpumpe abgesaugten Gemisches $t_a=45^\circ$, so ist der Wasserverbrauch für 1 kg Dampf nach Gl. 1

$$m = \frac{600 - 45}{45 - 30} = 37,$$

und die gesamte Köhlwassermenge

$$W = 400 \cdot 37 = 14800 \text{ kg/st}$$

oder

$$W = \frac{14800}{60} = 247 \text{ kg/min.}$$

Wählt man nach Weiß $\mu=1,8$, ferner den Absorptionskoeffizient $\lambda=0,02$, so ist die mit 1 Atm. Spannung eingedrungene Luftmenge nach Gl. 5

$$L = \frac{1}{1000} \left(0,02 \cdot 247 + 1,8 \cdot \frac{400}{60} \right)$$

$$L = 0,01694 \text{ cbm/min.}$$

Beträgt die Kondensatorsspannung $p_c=0,16$ Atm., so ist für die der Tabelle Seite 166 entnommene Dampfspannung $p_a=0,093$ Atm. (entsprechend $t=45^\circ$) die Luftspannung

$$p_l = 0,16 - 0,093 = 0,067 \text{ Atm.}$$

und die abzusaugende Luftmenge nach Gl. 6

$$V_l = \frac{0,01694}{0,067} = 0,252 \text{ cbm/min.}$$

Die minutliche Fördermenge der Luftpumpe beträgt also nach Gl. 7

$$V_n = 0,252 + 0,247 + 0,00667$$

$$V_n \cong 0,51 \text{ cbm/min.}$$

Wählt man die Tourenzahl der Luftpumpe $n=70$ und den Hub $=200$ mm, entsprechend einer Kolbengeschwindigkeit

$$c_m = \frac{0,2 \cdot 70}{30} = 0,47 \text{ m/sek,}$$

ferner den volumetrischen Lieferungsgrad $\eta_v=0,75$, so ergibt sich nach Gl. 53

$$\frac{D_0^2 \pi}{4} = \frac{0,51}{0,2 \cdot 1 \cdot 70 \cdot 0,75} = 0,0485 \text{ qm}$$

$$D_0 \cong 250 \text{ mm.}$$

Wählt man die Geschwindigkeit im Saugrohr

$$c_s = 1,0 \text{ m/sek}$$

und im Druckrohr

$$c_d = 1,6 \text{ m/sek,}$$

so ist

$$f_s = \frac{0,51}{60 \cdot 1} = 0,0085 \text{ qm,}$$

also

$$d_s \cong 100 \text{ mm Saugrohrdurchmesser}$$

und

$$f_d = \frac{0,51}{60 \cdot 1,6} = 0,0053 \text{ qm,}$$

also

$$d_d \cong 80 \text{ mm Druckrohrdurchmesser.}$$

Das Saugventil wie das Kolbenventil wurden als Doppelring-ventile (Fig. 62) ausgeführt mit den Durchmessern

$$d_1 = 19,5 \text{ cm}$$

$$d_2 = 16,5 \text{ cm}$$

$$d_3 = 10,5 \text{ cm}$$

$$d_4 = 7,5 \text{ cm.}$$

Dann ist bei einer Verengungsziffer von 0,6 die freie Durchgangsfläche

$$f_v = 0,6 \left[(19,5^2 - 16,5^2) \frac{\pi}{4} + (10,5^2 - 7,5^2) \frac{\pi}{4} \right] = 76,32 \text{ qcm.}$$

Also ist die Durchflußgeschwindigkeit im Saugventil

$$c_v = \frac{0,51}{60 \cdot 0,007632} \cong 1,1 \text{ m/sek.}$$

Das Druckventil hat die Durchmesser

$$d_1 = 24 \text{ cm}$$

$$d_2 = 20 \text{ cm}$$

$$d_3 = 13,5 \text{ cm}$$

$$d_4 = 9,5 \text{ cm,}$$

also eine freie Durchgangsfläche

$$f_v' = 0,6 \left[(24^2 - 20^2) \frac{\pi}{4} + (13,5^2 - 9,5^2) \frac{\pi}{4} \right] = 126 \text{ qcm.}$$

Die Geschwindigkeit im Druckventil ist dann

$$c_v' = \frac{0,51}{60 \cdot 0,0126} = 0,67 \text{ m/sek.}$$

Hat die Luftpumpe das Gemisch noch 6 m hoch zu heben, so ist die Kolbenstangenkraft nach Gl. 59

$$P = 485 \cdot \left(1 + \frac{6}{10} \right) \cong 780 \text{ kg.}$$

3. Ausgeführte Naßluftpumpen.

a) Liegende Bauart.

1. Mit Saugventilen.

Ausführung von Kühnle, Kopp & Kausch in Frankenthal.

Der Einspritzraum der in Fig. 55 dargestellten Luftpumpe ist in den Vorkondensator verlegt, der sich hinten an den Saugraum der Pumpe anschließt. Das in der Mitte geteilte Gehäuse ist mit der Kolbenlaufbüchse in einem Stück hergestellt. Die Saugventile sitzen genau über den Druckventilen, deren Roste durch Druckschrauben festgehalten werden. Der die Stopfbüchse umgebende Raum ist mit Wasser ausgefüllt, so daß bei Undichtwerden der Stopfbüchse keine Luft in den Pumpenraum dringen kann. Eine zweite Stopfbüchse dichtet den Wasserraum nach der Kreuzkopfführung ab. Diese und das Gehäuse sind auf gemeinschaftlicher, im Fundament verankerter Grundplatte montiert. Der kegelförmig ausgeführte Kolben wird durch einen breiten gußeisernen Ring abgedichtet.

Die auf Saug- und Druckseite gleichgroß ausgeführten Ventilroste tragen je vier Ventile, bestehend aus 16 mm starken Gummischeiben von 160 mm Durchmesser.

Der Antrieb der unter Flur stehenden Luftpumpe erfolgt durch Schubstange und Kniehebel vom verlängerten Kurbelzapfen der Dampfmaschine aus.

Die in Fig. 55 dargestellte Pumpe besitzt 325 mm Zylinderdurchmesser, 325 mm Hub und macht 107 Uml./min.

Ausführung von Klein, Schanzlin & Becker in Frankenthal (Fig. 56).

Kondensator und Luftpumpe sind hier in einem Gehäuse untergebracht. Die gegenüber dem Dampfeintrittsstutzen angebrachte Einspritzvorrichtung besteht aus einem mit 550 Löchern von 4 mm Durchmesser versehenen Kupferrohr. Die direkt unter den Druckventilen sitzenden Saugventile bestehen wie jene aus runden Gummiplatten, deren schräge, rechteckige Sitze durch Schrauben mit Rotgußmuttern im Gehäuse befestigt sind. Über jeder Druckseite ist ein Windkessel angebracht. Die gußeiserne Kolbenlaufbüchse ist mit Flansch im Gehäuse verschraubt und kann, wie der zweiteilige, durch Bronzeringe gedichtete Kolben, nach Abnahme des hinteren Zylinderdeckels herausgenommen werden. Das Einsaugen von Luft wird dadurch verhindert, daß in den Packungs-

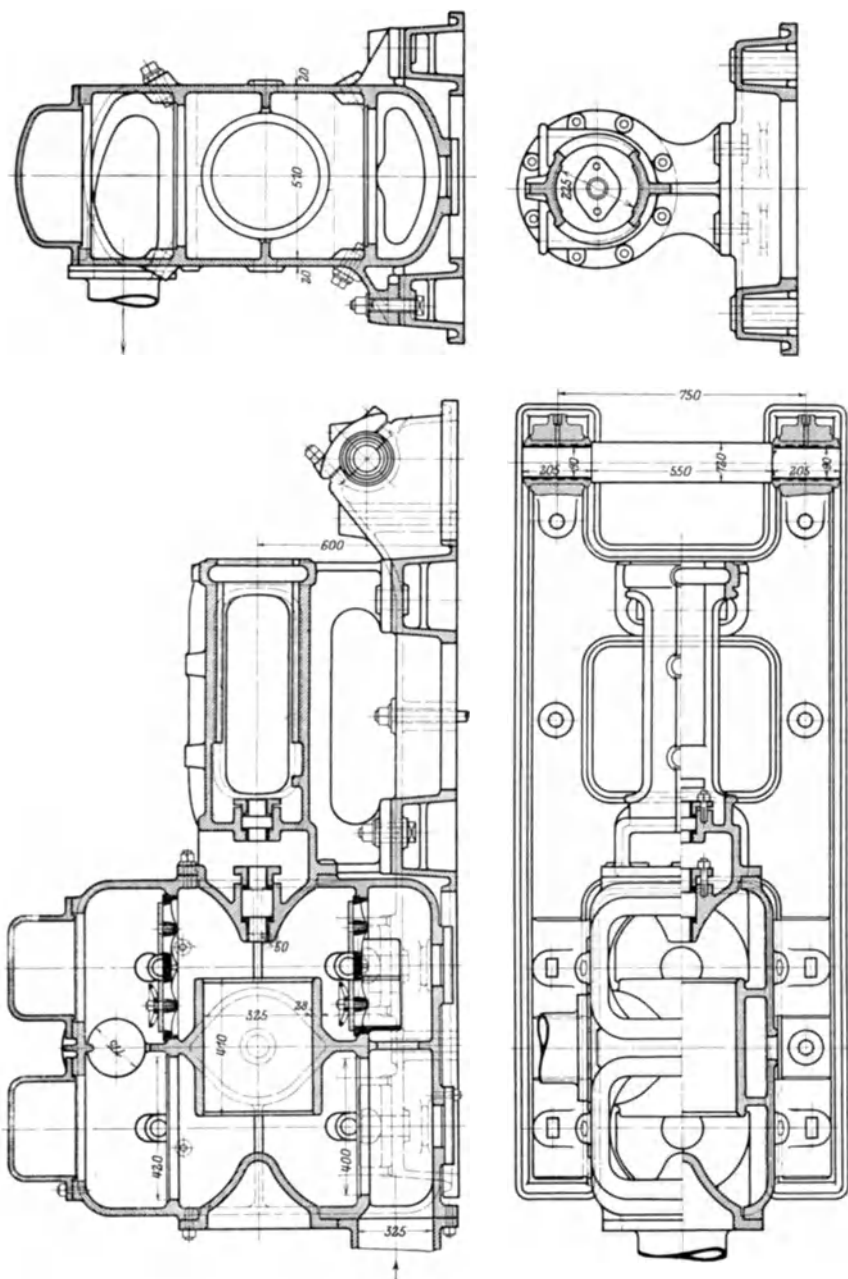


Fig. 55.

raum der Stopfbüchse ein mit Löchern versehener Rotgußring eingelegt wird, dem durch ein Rohr Druckwasser zugeführt wird. Die Druckventile sind von oben, die Saugventile nach Entfernen der großen seitlichen Gehäusedeckel zu besichtigen.

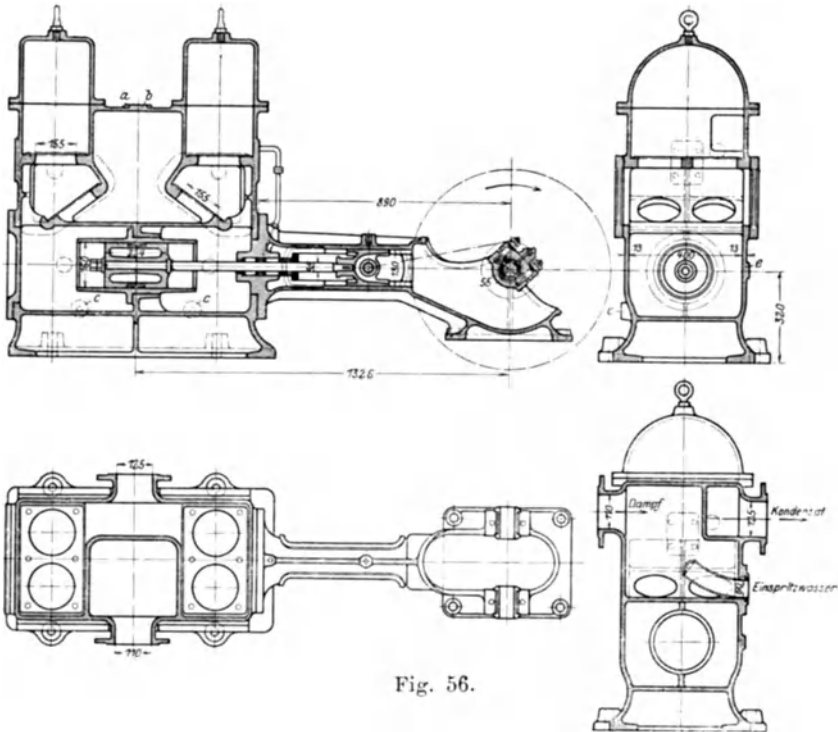


Fig. 56.

Liegende Riemen-Naßluftpumpen
von Klein, Schanzlin & Becker in Frankenthal.

Max. Dampf- menge pro Stunde in kg	mit Rück- kühlung	275	600	800	1000	1500	2200	3000	4000	5000	6000
	ohne Rück- kühlung	320	700	920	1200	1750	2600	3500	4700	5800	7000
Zylinderdurchmesser . . mm		110	160	200	240	250	300	350	370	435	475
Hub "		200	200	200	200	300	300	300	400	400	400
Umlaufzahl pro Min. . . . "		120	120	110	100	85	85	85	70	70	70
Theor. Fördermenge cbm/stde		13,6	28,8	41,5	54,2	75	108	145	180	246	296
Mittlere Kolbengeschwindig- keit m/sek		0,8	0,8	0,73	0,67	0,85	0,85	0,85	0,94	0,94	0,94
Einspritzrohrdurchm. . . mm		60	70	80	90	100	125	150	150	175	200
Dampfeintrittsdurchm. . . "		125	175	200	225	250	300	350	400	450	500
Druckrohrdurchm. "		100	150	150	175	200	250	275	325	350	400

An Armaturen besitzt die Luftpumpe einen Auffüllhahn auf dem Gehäuse am Nocken *a*, ein Vakuummeter am Nocken *b*, zwei Ablaßhähne an den Augen *c*, zwei Indikatorverschraubungen an den Augen *e*, sowie zwei Umlaufrohre von 20 mm l. W., die Saug- und Druckraum miteinander verbinden.

Die in Fig. 56 dargestellte Luftpumpe besitzt 160 mm Zylinderdurchmesser, 200 mm Hub und macht 120 Uml./min.

Ausführung von A. Borsig in Tegel-Berlin (Fig. 57).

Der Einspritzraum ist in das Pumpengehäuse verlegt; das Kühlwasser wird durch ein mit Löchern versehenes Einspritzrohr zugeführt. Die Saugventile sind hängend angeordnet, so daß der Ventilwiderstand sehr gering wird. Zuerst strömt das Kondensat

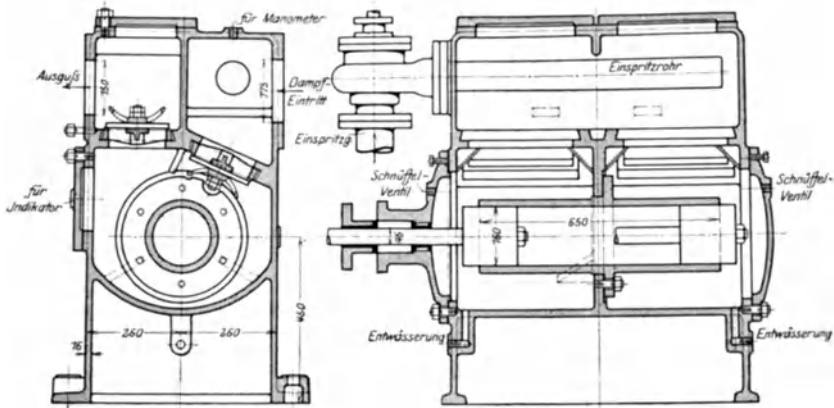


Fig. 57.

in den Pumpenraum über, dann folgt die Luft nach. Die Ventilroste sind mit Rostkitt in das Gehäuse eingestemmt; Ventile und Kolben sind bequem zugänglich. An beiden Zylinderdeckeln sind Schnüffelventile angebracht.

Ausführung der Hannoverschen Maschinenbau-A.-G.
vorm. Egestorff (Fig. 58).

Die gleichfalls unter Flur aufgestellte doppelwirkende Luftpumpe unterscheidet sich von den vorbesprochenen hauptsächlich durch die Anordnung der Ventile. Die Ventilroste sind nämlich als zylindrische, mit großen, rechteckigen Öffnungen versehene Körper ausgebildet, die von beiden Seiten her in das Pumpen-

gehäuse eingeschoben und durch Schrauben befestigt werden. Die Ventile selbst sind rechteckige Gummiplatten mit gußeisernen Fängern; Saug- und Druckventile sind bequem zugänglich. Die durch die zylindrische Anordnung erreichten beträchtlichen Durchgangsquerschnitte bewirken, daß nach Zurücklegung eines Teiles des Kolbenhubes das Warmwasser die oberen Saugventile für die Luft freigibt, so daß diese getrennt vom Kondensat in den Pumpenraum eintritt, woraus sich, wie eingangs erwähnt, eine Verbesserung der Luftleere ergibt.

Der mit kegelförmigen Endflächen ausgebildete Kolben wird durch zwei breite Rotgußringe abgedichtet; die Stopfbüchse wird

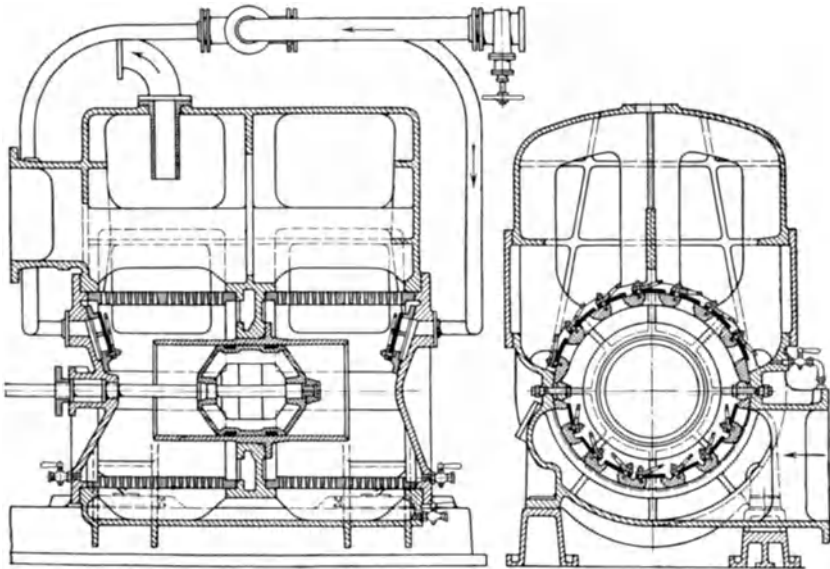


Fig. 58.

hydraulisch gedichtet, indem in die Packung ein mit Schlitz versehener Ring eingelegt wird, dem das Wasser aus der Druckleitung durch ein kurzes, mittels Hahn verschließbares Rohr zugeführt wird.

Die in den beiden Deckeln vorn und hinten angebrachten Gummiplattenventile können das Kondensat einer zweiten Maschine ansaugen, falls deren Luftpumpe schadhaft werden sollte.

Der Antrieb der Luftpumpe erfolgt auch hier von dem verlängerten Kurbelzapfen der Dampfmaschine mittels Schubstange und Winkelhebel.

Die in Fig. 58 dargestellte Pumpe besitzt 390 mm Zylinderdurchmesser, 600 mm Hub und macht 83,5 Uml./min.

Ausführung von G. Brinkmann in Witten a. d. Ruhr (Fig. 12).

Bei dieser „Hornschen Luftpumpe“ wird die Luft getrennt vom Kondensat abgesaugt, um eine Verbesserung der Luftleere zu erhalten und die Bildung von Luftsäcken zu vermeiden. Wie aus Fig. 12 ersichtlich, sind auf beiden Seiten unter den Druckventilen je zwei rechteckige Gummiklappen angebracht. Steht nun z. B. der Kolben in linker Totlage, so ist der Raum zwischen demselben und den Ventilen vollständig mit Wasser gefüllt; bei Rechtsbewegung des Kolbens sinkt der Wasserspiegel und gibt die unter den linken Ventilen sitzenden Klappen frei. Sobald das Vakuum in der Pumpe größer geworden als im Kondensator, treten Luft und etwa noch vorhandener Dampf aus diesem in den Saugraum der Pumpe. Dadurch erfolgt aber ein Druckausgleich in beiden Räumen, so daß jetzt nur nach dem Gesetz der kommunizierenden Röhren das Warmwasser von unten her durch die linken Saugventile hochsteigt; diese dienen also hier nur zum Ansaugen von Wasser, während durch die Druckventile Luft und Warmwasser gefördert werden.

Da bei dieser Pumpe nur durch die hydrostatische Druckhöhe der im Kondensator stehenden Wassersäule die Saugventilwiderstände überwunden werden, ist es möglich, ein sehr hohes Vakuum zu erzielen. Eine in der Mitte des Pumpengehäuses angebrachte Scheidewand dient dazu, die hydrostatische Druckhöhe in dem jeweiligen Saugraum zu vergrößern, indem sie den Kondensatabfluß nach der andern Seite verhindert.

Der aus zwei gußeisernen Scheiben bestehende Kolben wird durch zwei Rotgußringe abgedichtet, hinter denen ein breiter Stahlring liegt. Die Gummiplatten sind außen etwas stärker als innen; die Ventilsitze werden durch Gummiringe abgedichtet.

2. Pumpen mit Saugschlitzen.

Ausführung der Maschinenfabrik Germania in Chemnitz (Fig. 59).

Das Charakteristische dieser Konstruktion liegt im Fehlen der Saugventile, an deren Stelle eine Anzahl von breiten Öffnungen tritt, die in der Mitte der Laufbüchse angebracht sind. Das Kondensat läuft diesen aus dem seitlich über der Luftpumpe angebrachten Kondensator selbsttätig zu und strömt, sowie der Kolben den Weg *s* aus der Totlage zurückgelegt hat, also die Schlitze freigibt, ins Innere des Pumpenraums über. Da hier kein Ventilwiderstand zu überwinden ist, fällt auch der zur Überwindung des-

selben erforderliche Kondensatorüberdruck weg, d. h. die saugventillose Pumpe ermöglicht eine Verbesserung des Vakuums gegenüber den früher besprochenen Konstruktionen. Die Luft wird auch

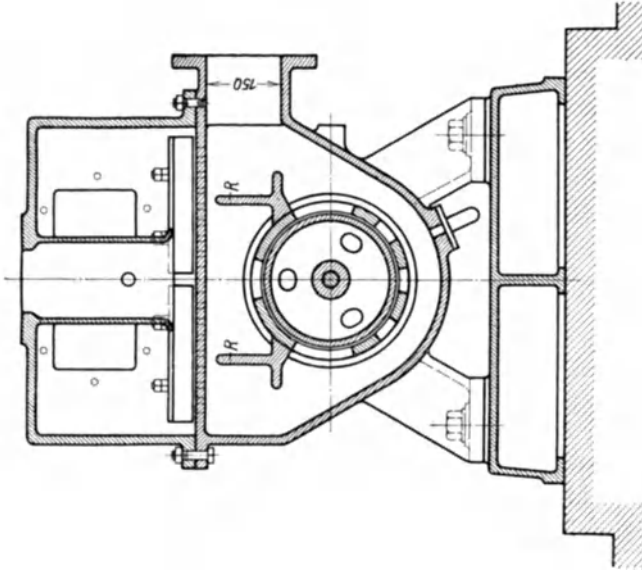


Fig. 59 b.

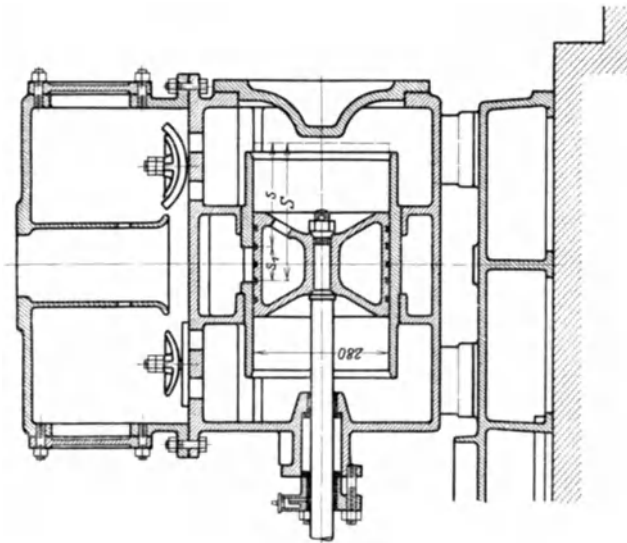


Fig. 59 a.

hier getrennt vom Kondensat angesaugt. Zu diesem Zwecke sind auf beiden Seiten der Laufbüchse die Rippen *R* angeordnet, über welche die Luft dem oberen Saugschlitz zuströmt, sobald während

Um die Ventile bequem zugänglich zu machen, sind an der auf dem Pumpenkörper aufgeschraubten Haube beiderseits rechteckige Öffnungen angebracht. Durch das in den Druckraum hängende Steigrohr wird ferner ein Windkessel gebildet, der eine stetige, stoßfreie Wasserförderung bewirkt. Die Stopfbüchse wird wie bei der Konstruktion von Brinkmann hydraulisch abgedichtet; statt des Umführungsventils aus dem Druckraum wird aber hier eine über der Stopfbüchse angeordnete Mulde zur Aufnahme von Wasser verwendet.

Die Kreuzkopfführung bildet im Gegensatz zu den vorhergesprochenen Konstruktionen ein Stück mit der Grundplatte, die den Pumpenkörper trägt. Der Antrieb erfolgt von dem verlängerten Kurbelzapfen der Dampfmaschine mittels Schubstange und kräftigen Winkelhebels aus Stahlguß.

Ausführung von Maschinenfabrik Eßlingen und G. Kuhn in Stuttgart (Fig. 60).

Diese Pumpe unterscheidet sich von der vorigen Ausführung hauptsächlich durch die Anordnung der Druckventile. Die Ventilroste sind konzentrisch zur Kolbenstange an den zu Flanschen ausgebildeten Enden der Laufbüchse befestigt, die ein Stück mit dem Pumpengehäuse bildet. Das Wasser steigt also schon vor Eröffnung der Druckventile seitlich an, der Durchgang erfolgt ohne vorhergehenden Schlag oder Stoß. Die Ventile sind hier sehr gut zugänglich nach Entfernung der Zylinderdeckel, von denen der vordere als Kreuzkopfführung ausgebildet ist und sich auf die gemeinsame Grundplatte abstützt.

Ausführung von A. Borsig in Tegel-Berlin (Fig. 61).

Die Luftpumpe ergibt getrennte Luft- und Wasserförderung. Das Warmwasser gelangt aus dem über der Pumpe angeordneten Einspritzraum, sobald der aus zwei gleichen und einem mittleren, größeren Teile bestehende Kolben einen der Schlitz S freigibt, in den Pumpenzylinder und strömt beim Rückgang des Kolbens durch die auf dem Umfang der Laufbüchse sitzenden Druckventile in den Druckraum. Die Luft wird in der Mitte durch den Schlitz S_1 angesaugt und durch seitlich angeordnete, in der Fig. 61 nicht sichtbare Druckventile nach dem Kondensatablaufrohr ausgestoßen.

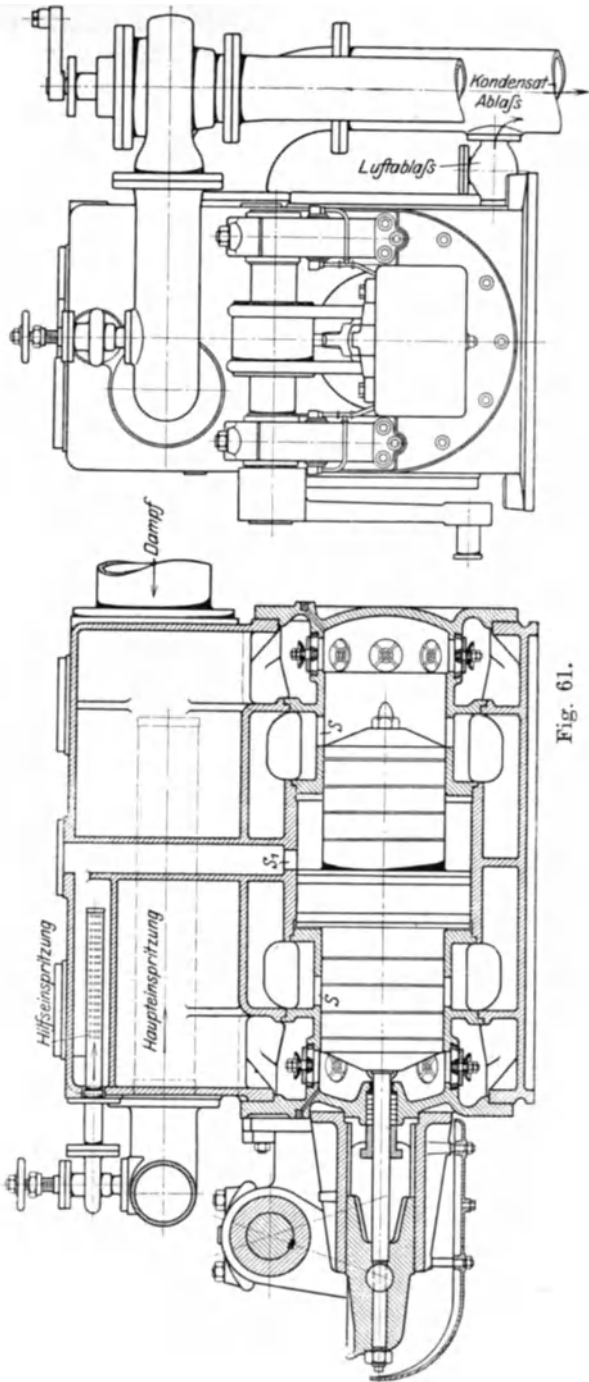


Fig. 61.

b) Stehende Bauart.**1. Einstufige Pumpen.**

Ausführung von Klein,
Schanzlin & Becker in
Frankenthal (Fig. 62).

Das Kondensat fließt aus dem getrennt aufgestellten Kondensator selbsttätig dem Pumpenkörper zu. Der Kolben, der durch zwei breite Rotgußringe und einen breiten Stahling abgedichtet wird, ist durchbrochen und mit dem Sitz und Fänger eines vier-sitzigen Ringventiles fest verbunden. Kopf- und Fußventil sind ähnlich ausgebildet; Sitze, Ventile und Fänger sind aus Rotguß hergestellt; die Ventilbelastung besteht aus kegelförmigen Spiralfedern. Die Sitze der Saug- und Druckventile werden durch Schrauben festgehalten und durch Gummiringe gedichtet. Die Firma führt aber auch Naßluftpumpen mit Gummiklappenventilen aus.

Die Pumpe ist auf einer Grundplatte montiert, die den Fuß einer senkrechten Säule bildet. An dieser ist der Führungsbock der Kolbenstange befestigt; am oberen Ende sind die Lagerböcke der Antriebswelle angegossen, mit denen der Pumpenkörper

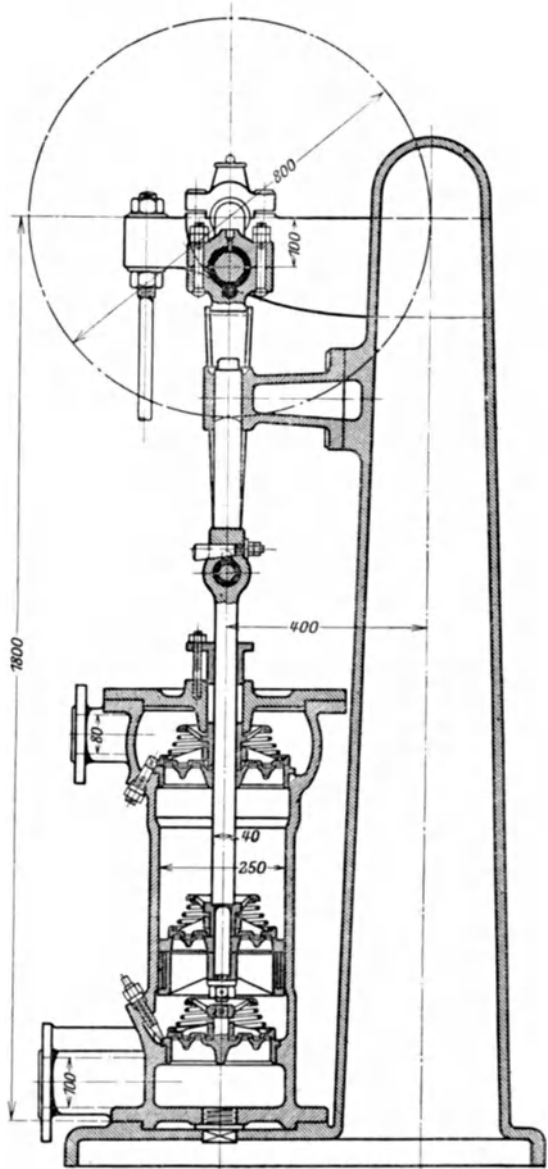


Fig. 62.

durch zwei schmiedeeiserne Säulen verbunden ist. Der Antrieb der Pumpe erfolgt durch Fest- und Losscheibe.

Die in der nebenstehenden Tabelle zusammengestellten Naßluft-

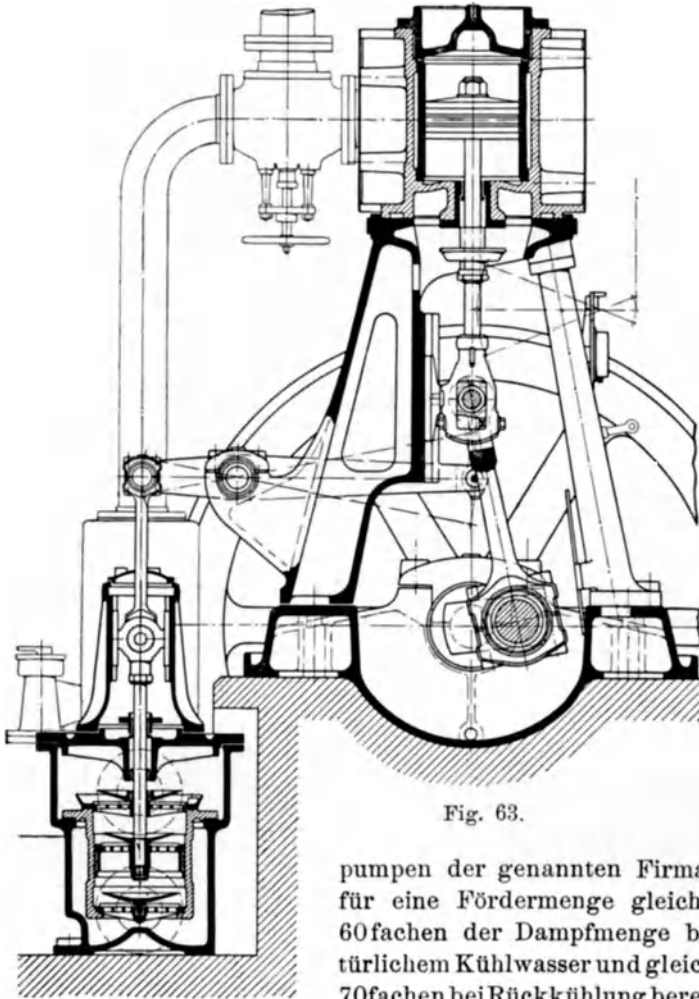


Fig. 63.

pumpen der genannten Firma sind für eine Fördermenge gleich dem 60fachen der Dampfmenge bei natürlichem Kühlwasser und gleich dem 70fachen bei Rückkühlung berechnet.

Ausführung von Franz Beyer & Co. in Erfurt¹⁾ (Fig. 63).

Der hinter dem Hochdruckzylinder einer Verbundmaschine stehenden Luftpumpe läuft das Gemisch aus dem daneben stehenden Kondensator mit Gefälle zu. Der durch zwei Ringe gedichtete

¹⁾ Z. Ver. deutsch. Ing. 1903, S. 16.

Stehende Naßluftpumpen.

	Einfachwirkende Pumpen							Zwillingspumpen		
Max. Dampf. pro Stunde in kg mit Rückkühlung	40	65	140	200	275	400	700	925	1400	1950
Max. Dampf. pro Stunde in kg ohne Rückkühlung	50	80	170	240	350	500	850	1100	1700	2400
Zylinderdurchm. . . mm	95	110	130	165	200	250	325	280	325	400
Hub „	80	120	200	200	200	200	200	180	200	200
Umlaufzahl	110	100	90	80	75	70	70	70	70	65
Theoret. Fördermenge cbm/st	3,75	6,85	14,3	20,5	28,4	41	70	93	140	196
Mittl. Kolbengeschw. m/sek	0,29	0,4	0,6	0,535	0,50	0,47	0,47	0,42	0,47	0,47
Saugrohrdurchm. und Druckrohrdurchm. mm	50	70	90	100	125	150	175	150	175	250

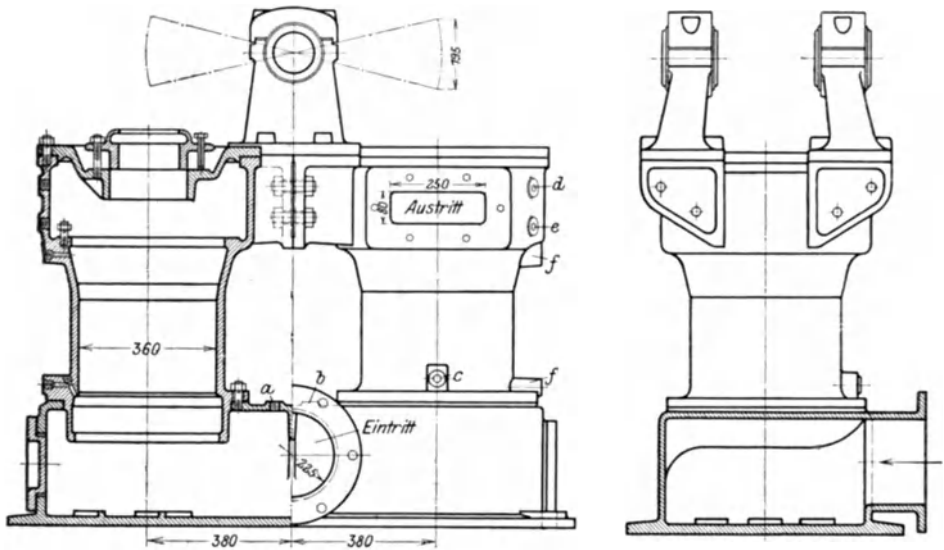


Fig. 64.

Kolben läuft in einem im Pumpengehäuse verschraubten Pumpenstiefel, der unten den Sitz des Saugventils, oben den des Druckventils aufnimmt. Die Ventile sind runde Gummiplatten; der Kolben, die Ventilsitze sowie die aufgeschraubten Fänger sind aus Rotguß ausgeführt. Damit das Druckventil immer unter Wasser steht, ist der Sitz außen mit einem angegossenen, hohen Rand versehen.

Der Antrieb der Pumpe erfolgt durch einen Balancier, der vom Kreuzkopf der Maschine mittels kurzer Lenkstangen angetrieben wird.

Zwillingspumpe von Starke & Hoffmann in Hirschberg i. Schl.

Die doppeltwirkende, stehende Luftpumpe wird in der Regel durch Verbindung von zwei einfachwirkenden Pumpen gebildet.

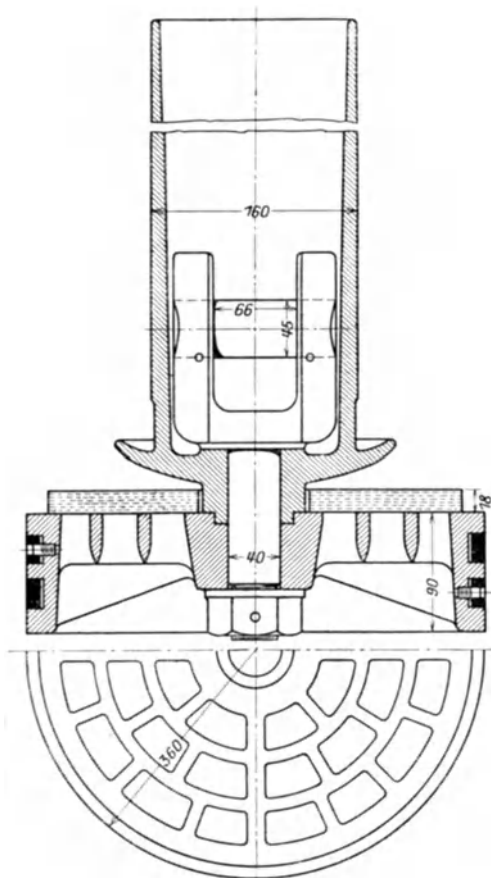


Fig. 65.

Bei der in Fig. 64 wiedergegebenen Ausführung sind die beiden Pumpenzylinder auf einem gemeinschaftlichen Saugkasten montiert und oben durch Schrauben miteinander verbunden. Auf der Verbindungsstelle sitzende Lagerböcke nehmen den zum Antrieb der Pumpen dienenden Balancier auf, dessen Achse mittels Stahlgußhebels und Schubstange vom Kurbelzapfen der Dampfmaschine in schwingende Bewegung versetzt wird. An Armaturen sind am Gehäuse angebracht: ein Thermometer am Saugkasten (Nocken *a*) und ein Vakuummeter (Nocken *b*), ferner an den Pumpenkörpern je ein Schnüffelventil (Nocken *c*), ein Thermometer (Nocken *d*), ein Manometer (Nocken *e*); die beiden Nocken *f* dienen zur Befestigung von Indikatoren.

Der Kolben (Fig. 65) wird durch Rotgußringe gedichtet und bildet den Sitz der Gummiklappe, die sich erst

etwas senkrecht bewegen kann, ehe sie sich an den als Fänger ausgebildeten unteren Teil des Plungers legt. Die Pleuelstange faßt an einer den Plunger mit dem Kolben verbindenden Gabel an; der Ausschlag der Pleuelstange bestimmt den Durchmesser des Plungers.

Der gußeiserne Sitz des Saugventils (Fig. 66), das mit den Fängern durch Schraubenbolzen verbunden ist, wird durch vier Druckschrauben gegen den Pumpenkörper gepreßt. Die quadratischen Rotgußmuttern dieser Bolzen sitzen zwischen $\sqcup$ förmigen Vorsprüngen am Boden des Saugkastens.

Die Druckventile sind in der gleichen Bauart ausgeführt.

Der Zylinderdurchmesser beträgt 360 mm, der Hub 220, die Umlaufzahl 130 pro Minute.

Luftpumpe mit Saugschlitzenvon Balcke & Co. in Bochum-Frankenthal (Fig. 67)¹⁾.

Die Saugventile sind hier ersetzt durch rechteckige Schlitzze, die am Umfang des Pumpenstiefels angeordnet sind. Das Kondensat läuft dem Pumpengehäuse aus dem getrennt aufgestellten, oben mit Sicherheitsventil versehenen Kondensator zu und tritt, bei Abwärtsgang des trichterförmigen Kolbens nach oben gedrängt, durch die Schlitzze in den Innenraum des Kolbens. Bei dessen Aufwärtsbewegung werden, sobald der Kolben die obere Schlitzkante erreicht hat, Luft und Wasser durch die Druckventile ausgestoßen. Um den als Plungerbüchse ausgebildeten Verdränger sind die Gummiklappenventile im Kreise angeordnet. Das Druckrohr schließt sich an einen seitlichen Ausbau des Gehäuses an, der mit letzterem durch einen Umföhrungshahn verbunden ist. Der als Kreuzkopfföhrung ausgebildete Deckel dient zugleich als Windkessel und trägt in seiner oberen Verlängerung die Ringschmierlager der Antriebswelle. An Armaturen besitzt die Pumpe zwei Sicherheitsventile, ein Schnüffelventil und einen Abföhrhahn. Der Antrieb erfolgt durch Riemenscheibe.

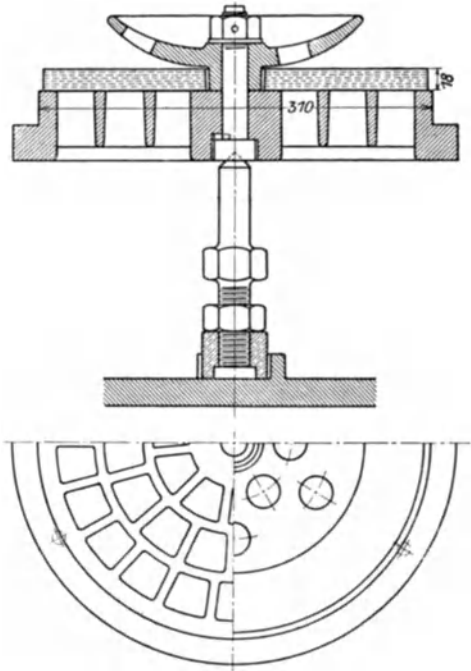


Fig. 66.

¹⁾ Nach Dubbel, Dampfmaschinen.

Stehende Naßluftpumpen mit Saugschlitzten.
Balecke & Co. in Bochum-Frankenthal.

Dampf pro Stunde in kg	} mit Rückkühlung	370	500	750	1000	1250	1500	1800	2100
		450	650	900	1200	1500	1800	2200	2500
Zylinderdurchmesser . . . mm		240	280	320	360	400	440	480	520
Hub "		120	140	160	180	200	220	240	260
Umlaufzahl		180	160	150	140	130	120	110	100
Abdampfrohr lichte Weite . "		110	150	175	175	200	225	225	250
Einspritzhahn " " . "		40	45	50	55	60	65	75	80
Druckrohr " " . "		100	125	150	150	175	200	200	225
Wasser pro Stunde in cbm	} mit Rückkühlung	12	17,5	26	35	44	52,5	63	73,5
		12	17,5	26	35	44	52,5	63	73,3
Kraftbedarf in PS	} mit "	2,5	3	4,5	5,5	6,5	7,5	9	10
		2	2,5	3	4	5	6	7	8

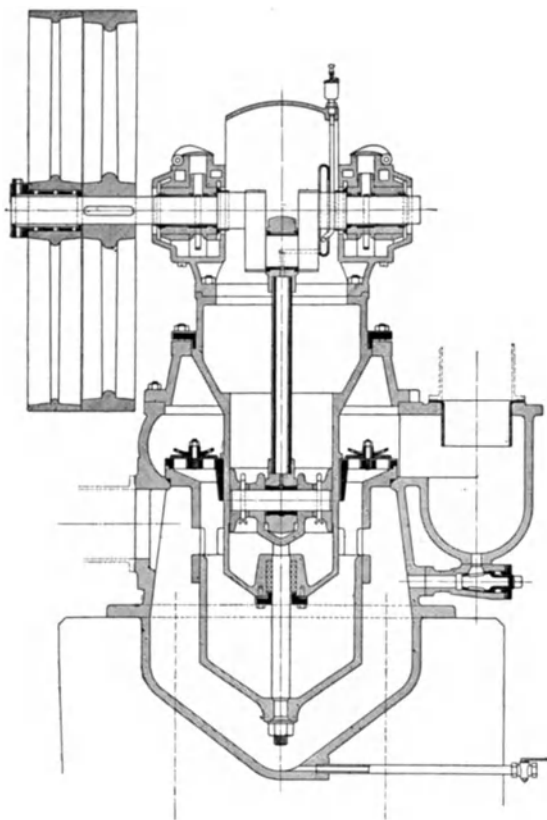


Fig. 67.

Der Vorteil der Pumpen mit Saugschlitzten besteht in der einfachen Bauart, sowie in der Erreichung eines höheren Vakuums wegen des Wegfalls des zur Überwindung des Saugventil-Widerstandes erforderlichen Kondensatorüberdruckes. Ferner werden auch hier Luft und Wasser getrennt gefördert, da die Luft zuerst durch die Schlitzte eintreten kann.

Die Berechnung dieser Pumpen, die von der früher angegebenen Berechnungsweise völlig abweicht, sei im folgenden an Hand der Fig. 68 nach dem in der Z. Ver. deutsch. Ing. 1899 erschienenen Aufsatz von Berg wiedergegeben.

Aus Fig. 68 ergibt sich, daß ein Ausgleich der Luft- und Dampfspannung im Pumpengehäuse eintreten muß, sobald der Kolben die obere Kante der Schlitzes beim Abwärtsgang erreicht hat. Es tritt also zunächst nur Luft in den Pumpenraum ein; die Überströmung des Wassers beginnt erst, wenn der äußere Wasserspiegel nur noch um h' von der oberen Schlitzkante absteht. Wenn der Kolben die untere Totlage erreicht hat, soll der äußere Wasserspiegel von der Decke des Gehäuses noch um y entfernt sein. Schließt aber bei

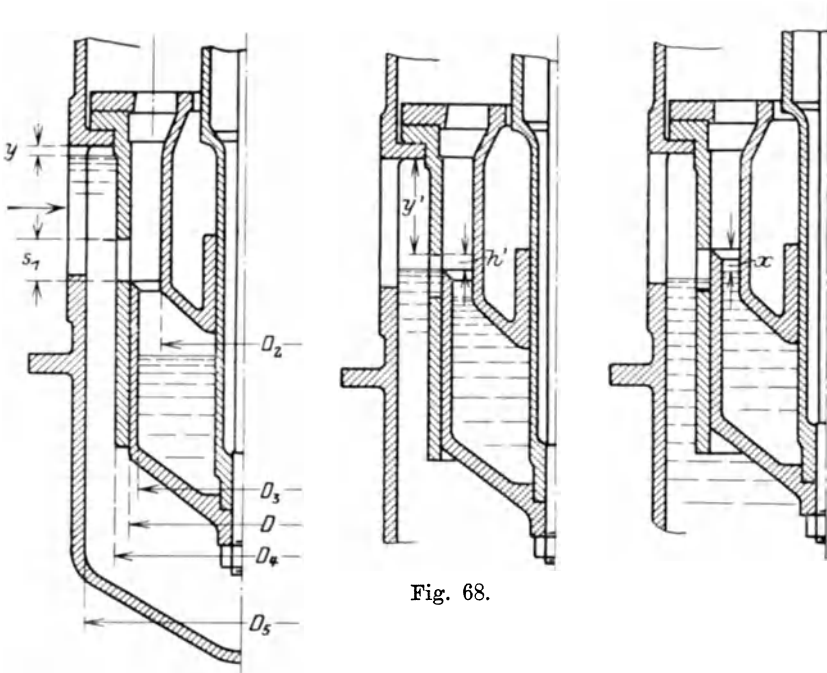


Fig. 68.

Aufwärtsgang der Kolben die Saugschlitzes ab, so muß, damit ein Rückströmen des Wassers in das Gehäuse vermieden wird, der Wasserspiegel im Plunger noch um die Strecke x von der Oberkante entfernt sein.

Es bedeuten

W' = pro Hub zu fördernde Wassermenge in cbm,

V'_l = " " " " Luftmenge " "

s = nutzbarer Hub in m,

s_1 = Schlitzhöhe in m,

$S = s + s_1$ = Gesamthub in m,

D, D_2, D_3, D_4 und D_5 = der Fig. 68 zu entnehmenden Durchmesser,

V = Raum, der bei oberer Totlage des Plungers zwischen den Ventilsitzen, sowie zwischen dem Ventilrost und dem bis zum Rand mit Wasser gefüllten Kolben verbleibt.

α) Berechnung des Plungerdurchmessers.

Wählt man die mittlere Kolbengeschwindigkeit $c_m = 0,75$ bis 1 m/sek, so erhält man den Gesamthub aus

$$c_m = \frac{S \cdot n}{30} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (61)$$

Nimmt man den nutzbaren Hub

$$s = \frac{2}{3} \text{ bis } \frac{3}{4} \cdot S$$

an, so erhält man den Plungerdurchmesser aus

$$V'_i + W' = \frac{D^2 \pi}{4} \cdot s \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (62)$$

β) Berechnung der freien Ventilquerschnitte.

Schließt der Plunger bei Aufwärtsgang die Saugschlitze ab, so beginnt zunächst die Kompression und Ausstoßung der Luft; das Wasser tritt erst aus, wenn der Plunger um die Strecke $\frac{W'}{F}$ vor seiner oberen Totlage steht, also einen Weg $s' = S - \frac{W'}{F}$ zurückgelegt hat. Die bei Beginn der Wasserförderung herrschende Kolbengeschwindigkeit ergibt sich aus

$$\frac{c'}{c_{max}} = \frac{s'}{S} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (63)$$

wobei

$$c_{max} = \frac{S \cdot \pi \cdot n}{60} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (64)$$

Dann ist die freie Ventilfläche zu berechnen aus

$$f \cdot w = F \cdot c' \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (65)$$

Die Wassergeschwindigkeit bei Beginn der Überströmung kann $w = 3 \div 4$ m/sek gesetzt werden.

Ist α ein Koeffizient, der die Verengung des Durchflußquerschnittes angibt, so kann nach Annahme des Ventildurchmessers d die Anzahl i der Ventile berechnet werden aus

$$i = \frac{f}{\frac{d^2 \pi}{4} \cdot \alpha} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (66)$$

$\alpha = 0,60$ bis $0,65$.

γ) Berechnung des Verdrängers.

Bei oberer Totlage ist der Pumpenraum völlig mit Wasser gefüllt. Ist der Plunger bis zur Oberkante der Schlitzte abwärts gegangen, so befindet sich zwischen den Ventilen und dem Wasserspiegel eine Luftmenge $F \cdot s$. Soll dann der innere Wasserspiegel noch um x m von der Oberkante des Plungers entfernt sein, so gilt die Beziehung

$$F \cdot s = V + (F - F_2) \cdot s + (F_3 - F_2) \cdot x \quad . . . \quad (67)$$

In der gleichen Stellung beim Aufwärtsgang ist aber das Luftvolumen zwischen den Ventilen und dem inneren Wasserspiegel um das Volumen W' des eingeströmten Wassers kleiner, also

$$F \cdot s - W' = V + (F - F_2) \cdot s + (F_3 - F_2) \cdot x \quad . . \quad (68)$$

Daraus erhält man bei Annahme von x den Verdrängerquerschnitt

$$F_2 = \frac{W' + V + F_3 \cdot x}{s + x} \quad \quad (69)$$

δ) Berechnung des Gehäusedurchmessers.

Nach Fig. 68 beginnt die Überströmung in den Pumpenraum, sobald der äußere Wasserspiegel und die Oberkante des Plungers auf gleicher Höhe liegen. Damit aber die Luft vor dem Wasser eintritt, müssen die Schlitzte bei Beginn der Überströmung um die Größe $h' = \frac{1}{4}$ bis $\frac{1}{3} \cdot s_1$ geöffnet sein, d. h. der Plunger ist um $s + h'$ von seiner oberen Totlage entfernt. Nimmt man weiter den Abstand y an, um den bei unterer Plungertotlage der äußere Wasserspiegel noch von der Gehäusedecke entfernt bleiben muß, so läßt sich der Gehäusedurchmesser berechnen aus

$$F(s_1 - h') = (F_5 - F_4)(h' + y' - y) \quad \quad (70)$$

oder

$$F_5 = \frac{F(s_1 - h')}{h' + y' - y} + F_4 = \frac{D_5^2 \pi}{4} \quad \quad (71)$$

Sind hiermit die Hauptabmessungen der Pumpe festgelegt, so ist zu kontrollieren, ob diese bei der gewählten Größe der Saugschlitzte die zulaufende Wassermenge auch wirklich aufnehmen kann.

Bei Berechnung des Gehäusedurchmessers war gezeigt, daß die Einstromung in den Pumpenraum während des Hubes $s_1 - h'$ erfolgt, wobei der äußere Wasserspiegel um die Höhe $h' + y' - y$ ansteigt.

Die Bewegung des Kolbens wird durch eine Kurbel $r = \frac{S}{2}$ hervor-

gerufen, das Steigen des äußeren Wasserspiegels durch eine gedachte Kurbel

$$r' = r \cdot \frac{F}{F_5 - F_4}.$$

Die gleiche Wirkung würde man erhalten, wenn der Wasserspiegel stillstehen und der Plunger von einer Kurbel $r + r'$ angetrieben würde (Fig. 69). Zunächst entwirft man für den der

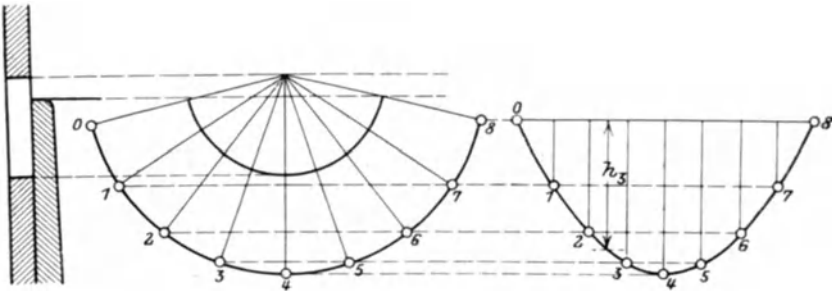


Fig. 69.

Überströmung des Wassers entsprechenden Kolbenhub $s_1 - h'$ ein Kolbenwegdiagramm, ähnlich der für das Raumdigramm von Mehrfachexpansionsmaschinen verzeichneten Kolbenweglinie, indem man den mit $r + r'$ geschlagenen Kurbelkreis in dieselbe Anzahl gleicher Teile teilt wie die Strecke 08 , welche die zum Durchlaufen des Kurbelkreises erforderliche Zeit darstellt. Die Ordinaten des Kolbenwegdiagramms stellen dann die jeweiligen Abstände des äußeren Wasserspiegels und der Oberkante des Plungers dar. Mit Hilfe der Kurbeldrehwinkel läßt sich ferner die Zeit der Überströmung des Wassers feststellen.

Bedeutung

b = Breite aller Schlitze,

t = Zeit der Wassereinströmung,

μ = Ausflußziffer,

so kann die während eines beliebigen Kurbeldrehwinkels in den Pumpenraum eingeströmte Wassermenge berechnet werden mit Hilfe der für diesen Winkel dem Kolbenwegdiagramm entnommenen mittleren Höhe h aus

$$w = \frac{2}{3} \cdot b \cdot t \cdot h \sqrt{2g \cdot h} \cdot \mu \dots \dots \dots (72)$$

($\mu \cong 0,6$). Soll die Pumpe die Wassermenge W' aufnehmen können, so muß $\Sigma w = W'$ sein. Anderenfalls ist entweder die Schlitzbreite, oder falls dieses nicht angängig ist, die Schlitzhöhe s_1 zu vergrößern.

Die der Maschinenfabrik Eßlingen und G. Kuhn in Stuttgart patentierten stehenden Naßluftpumpen (Fig. 70) besitzen außer den Schlitten in der Laubbüchse auch eine Schlitzreihe im Plunger, wodurch bei Abwärtsgang eine doppelte Einströmung vom Gehäuse

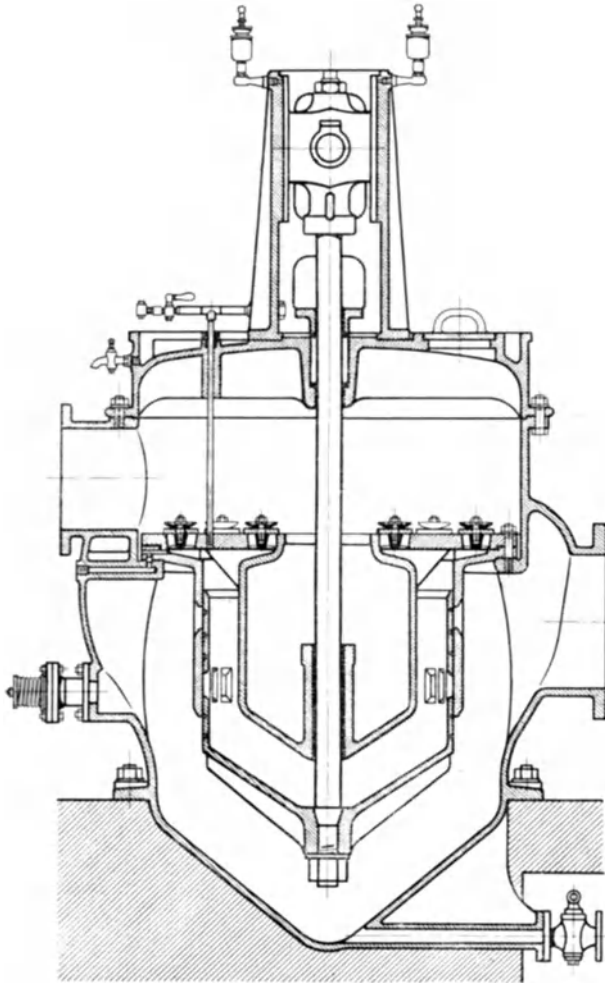


Fig. 70.

in den Pumpenraum ermöglicht wird. Die durch ein Schnüffelventil angesaugte Luft wird durch ein senkrecht, in den Druckventilrost eingeschraubtes Rohr dem Pumpenraum zugeführt. Die unter der Ventilplatte mündende, horizontale Bohrung dient zum Indizieren der Pumpe. Am unteren Ende des Gehäuses ist ein Entleerungsbahn, an der Seite ein Sicherheitsventil angebracht.

2. Zweistufige Pumpen.

Bei gemeinschaftlichem Absaugen von Kondensat und Luft aus Oberflächenkondensatoren wird meist die sogenannte zweistufige Naßluftpumpe gewählt, die einen größeren volumetrischen Wirkungsgrad erzielt und die Verwendung höherer Tourenzahlen gestattet.

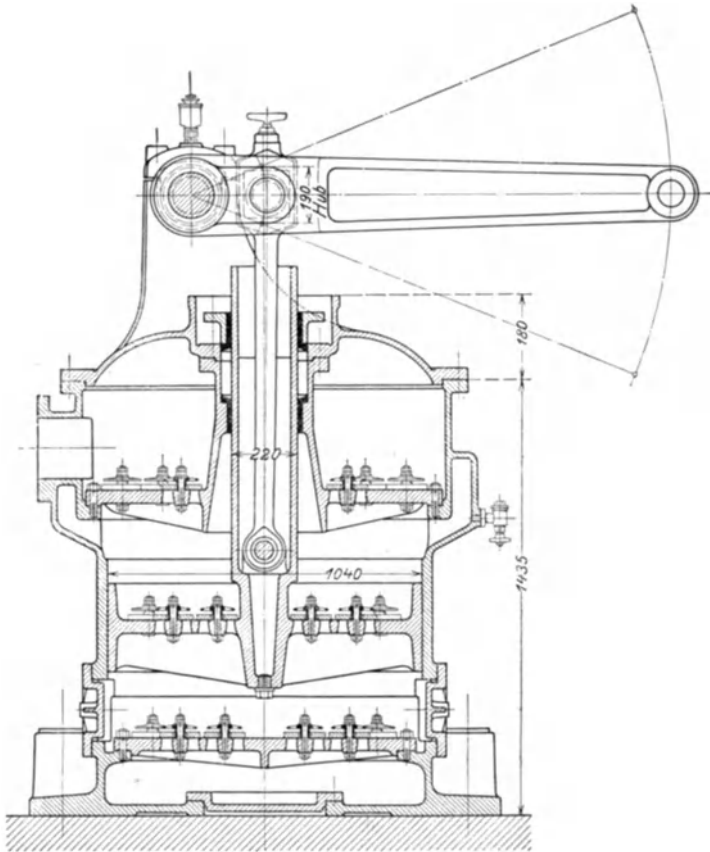


Fig. 71.

Eine der bekanntesten Ausführungen von zweistufigen Naßluftpumpen ist die Doerfelsche Luftpumpe, die in Fig. 71 an einer Ausführung der Firma F. Ringhoffer in Smichow bei Prag dargestellt ist. Die Pumpe besitzt Saug- und Druckventilrost; der Differentialkolben trägt auf konzentrischen Kreisen angeordnete Ventile aus Dermatine-Platten, die nur eine senkrechte Hubbewegung auszuführen haben. Die Stopfbüchse des Plungers wird durch eine Wassermulde gegen Eindringen von Luft gedichtet.

Beim Aufwärtsgang des Kolbens wird das Gemisch aus dem Kondensator unten angesaugt, beim Abwärtsgang sinkt der Druck über dem Kolben, da jetzt die Luft aus dem um den Druckventil-

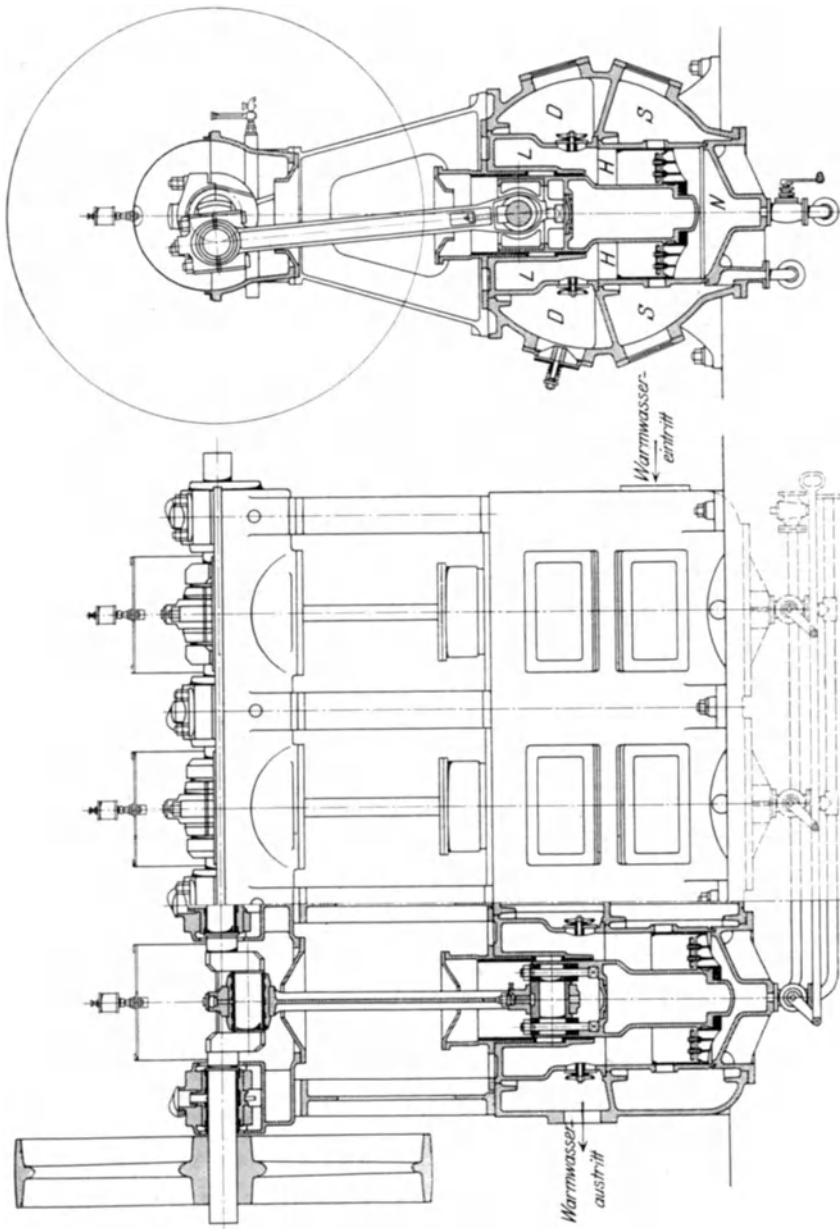


Fig. 72.

rost angeordneten Luftsack, in den auch die Bohrung des Schnüffelventils mündet, expandiert. Der Druck sinkt so lange, bis die Spannung auf beiden Kolbenseiten gleich groß geworden ist. Dann tritt das Gemisch durch die Kolbenventile aus dem unteren „Niederdruck-Raum“ in den „Hochdruck-Raum“ über dem Kolben. Da die Überströmung bei sehr niederem Druck, etwa 0,2 bis 0,3 Atm. erfolgt, erhält man eine nur geringe Expansion aus dem schädlichen Raum der Niederdruckseite, der volumetrische Wirkungsgrad ist also gegenüber dem einstufiger Pumpen erhöht. Bei Aufwärtsgang des Kolbens wird das Gemisch stoßfrei durch die Druckventile entfernt, da die Kompression der in dem Luftsack eingeschlossenen Luft allmählich erfolgt.

Eine zweistufige Drillings-Naßluftpumpe mit Saugschlitzten zeigt die in Fig. 72 wiedergegebene Ausführung von Balcke & Co., Bochum-Frankenthal.

Die Laufbüchse ist in den unteren Deckel des Pumpengehäuses eingesetzt; die Druckventile sind senkrecht stehend, in einem zylindrischen Körper angeordnet und von außen durch Öffnungen im Gehäuse zugänglich. Der zugleich als Kreuzkopf dienende Plunger ist mit dem durchbrochenen Kolben durch Schrauben verbunden. Die Kolbenventile bestehen aus Ringen von Spezialbronze mit Stiftführung und Einzelfederbelastung. Der gußeiserne Hubfänger ist durch die Zuführungsstifte mit dem als Ventilsitz dienenden Kolben verschraubt. Der Ventilhub beträgt 3 bis 6 mm, je nach der Größe der Pumpe.

Gibt der Kolben beim Aufwärtsgang die Schlitzte frei, so beginnt die Überströmung des Gemisches aus dem Saugraum *S* in den Niederdruckraum *N*; sie endet, wenn der niedergehende Kolben die Schlitzte abschließt. Dann beginnt der wirksame Hub der Niederdruckseite, während dessen das Gemisch durch die Kolbenventile in den Hochdruckraum *H* übertritt, sobald die Spannung auf beiden Kolbenseiten sich ausgeglichen hat. Beim Aufwärtsgang des Kolbens wird das Gemisch durch die Druckventile in den Druckraum *D* ausgestoßen. Der Luftsack *L* über den Druckventilen dient dem gleichen Zwecke wie bei der Doerfelschen Luftpumpe, er bewirkt ein sanftes Steigen bzw. Sinken der Spannung im Hochdruckraum, also ruhigen, stoßfreien Gang. Durch die Verwendung der Saugschlitzte auf der Niederdruckseite ist ferner das Vakuum gegenüber der vorbesprochenen Konstruktion erhöht.

Die in Fig. 72 dargestellte, durch Riemen angetriebene Drillingspumpe besitzt drei Plunger von 575 bzw. 330 mm Durchmesser, 230 mm Hub und macht 130 Uml./min.

Eine ähnliche Konstruktion zeigt auch die von der Dinglerschen Maschinenfabrik in Zweibrücken ausgeführte, in Fig. 4 dargestellte Naßluftpumpe, die mittels Winkelhebels von der Betriebsmaschine angetrieben wird. Dimensionen der Pumpe: 600 mm Zylinderdurchmesser, 175 mm Hub und 135 Uml./min.

c) Kraftverbrauch der Naßluftpumpen.

1. Einstufige Pumpen.

α) Mit Saugventilen.

Die Kompression der Luft kann auch hier isothermisch angenommen werden. Da nun die Spannung p_d des in der Pumpe befindlichen gesättigten Wasserdampfes nur von der Temperatur abhängig ist, bleibt sie auch während der Kompression konstant. Im Indikatordiagramm der Naßluftpumpe (Fig. 73) läßt sich daher die Verdichtung der Luft so darstellen, als ob die Luft allein von einem gewissen Druck p'_i auf den Druck $1 - p_d$ zu komprimieren wäre. Da die aus dem Kondensator angesaugte Luft von der Spannung $p_i = p_k - p_d$ den Widerstand der Saugventile überwinden muß, beträgt die Luftspannung im Pumpenzylinder nur

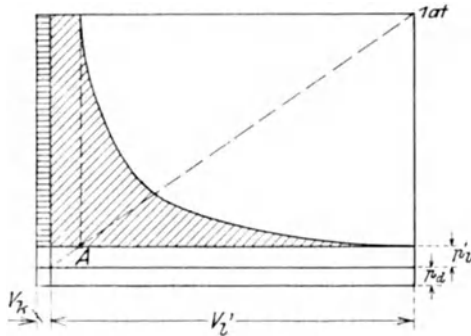


Fig. 73.

$$p_l' = p_k - p_d - \text{Ventilwiderstand.}$$

Letzterer kann ungefähr 0,02 Atm. gesetzt werden.

Das Indikatordiagramm wird entworfen über einer Basis, die durch das Luftvolumen $V_l' = V_l \cdot \frac{p_l}{p_l'}$ und das Kondensatvolumen V_k dargestellt wird. Die Kompressionslinie des Diagramms ist eine gleichseitige Hyperbel, konstruiert aus A . Die schräg schraffierte Fläche stellt die zur Verdichtung der Luft, die wagrecht schraffierte Fläche die zur Förderung des Kondensats aufzuwendende Arbeit dar.

Bei isothermischer Kompression auf 1 Atm. ist die erstgenannte Arbeit (in mkg)

$$A_l = \frac{V'_l}{60 \cdot 60} \cdot p'_l \cdot 10000 \ln \frac{1 - p_d}{p'_l} \quad . \quad . \quad . \quad (73)$$

Soll das Kondensat nur aus dem Druckstutzen der Pumpe auslaufen, so ist die Förderhöhe desselben

$$h = 10 [1 - (p_a + p_l')] \dots \dots \dots (74)$$

also die zur Förderung des Kondensats erforderliche Arbeit

$$A_k = \frac{W + D}{60 \cdot 60} \cdot h \text{ (mkg)} \dots \dots \dots (75)$$

Soll die Pumpe das Warmwasser auf ein Rückkühlwerk von h_1 m Höhe heben, so wird

$$A_k = \frac{W + D}{3600} (h + h_1) \dots \dots \dots (76)$$

Dann wächst aber auch die Kompressionsarbeit A_l , da auch die Luft auf einen Druck zu komprimieren ist, der um $\frac{h_1}{10}$ größer ist als der in Gl. 73 angegebene Druck.

Die erforderliche indizierte Leistung der Naßluftpumpe (in PS) kann, wenn der Widerstand in den Ventilen, in der Rohrleitung usw. durch einen Zuschlag von 40 v. H. berücksichtigt wird, berechnet werden aus

$$N_i = 1,4 \left(\frac{A_l + A_k}{75} \right) = 1,4 \left[\frac{V_l' \cdot p_l' \cdot 10000 \ln \frac{1 - p_a}{p_l'} + (W + D) h}{60 \cdot 60 \cdot 75} \right] \quad (77)$$

Der mechanische Wirkungsgrad der Pumpe ist je nach der Art des Antriebs $\eta = 0,65$ bis 0,8 zu setzen. Die erforderliche Effektivleistung ist also

$$N_e = \frac{N_i}{\eta}.$$

β) Mit Saugschlitzen.

Wie bei Besprechung der Konstruktion dieser Pumpen schon erwähnt ist, wird durch Anwendung der Saugschlitz-ventilwiderstand vermieden. Die Luft, die bei Beginn der Schlitzöffnung zu dem im Pumpenzylinder schon befindlichen Dampf von der Spannung p_a hinzutritt, besitzt also die Spannung p_l , und der Druck im Pumpenzylinder ist $p_a + p_l$.

Die zur isothermischen Verdichtung der Luft erforderliche Arbeit ist daher, wie dem Indikatordiagramm (Fig. 74) zu entnehmen ist,

$$A_i = \frac{V_i}{60 \cdot 60} \cdot p_i \cdot 10000 \cdot \ln \frac{1 - p_d}{p_i} + \frac{V_i}{60 \cdot 60} \cdot p_i \cdot 10000 \quad (78)$$

oder

$$A_i = \frac{V_i}{60 \cdot 60} \cdot p_i \cdot 10000 \left(1 + \ln \frac{1 - p_d}{p_i} \right) \quad . . . \quad (79)$$

Die zur Förderung des Kondensats erforderliche Arbeit beträgt

$$A_k = \left(\frac{W + D}{60 \cdot 60} \right) \cdot h,$$

worin $h = 10(1 - p_d)$ ist.

Dabei wurde vernachlässigt das (in Fig. 74 nicht schraffierte) Flächenstück, das am Hubende vor Entwicklung der Kompressionslinie liegt und dem Weg des Kolbens von Beginn bis Abschluß der Schlitzöffnung entspricht. Da nämlich die Verdichtung des Gemisches erst nach Abschluß der Einströmöffnungen im Pumpenstiefel erfolgt, erscheint bei den im Betrieb abgenommenen Indikator diagrammen das genannte Flächenstück nur als gerade Linie.

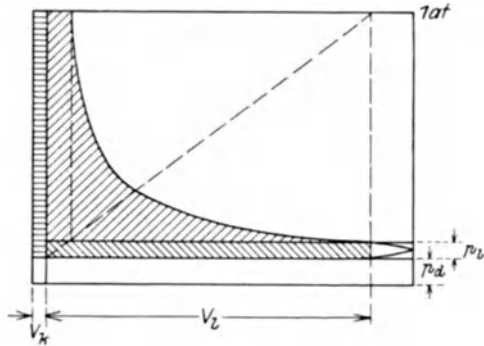


Fig. 74.

Der Kraftbedarf ergibt sich nach diesen Formeln nicht wesentlich verschieden für beide Pumpen, von welchen die mit Saugschlitz versehenen der einfacheren Ausführung wegen in der Regel bevorzugt wird.

2. Zweistufige Pumpen.

Der Kraftverbrauch läßt sich auch bei der zweistufigen Pumpe durch das Indikator diagramm darstellen (Fig. 75). Es bezeichne dann wieder:

S = Gesamthub,

s_1 = Schlitzhöhe,

l = auf den Kolbenhub bezogenes Volumen des Luftsacks im Hochdruckraum,

k_h = Hochdruckhub zum Überdrücken des Kondensats,

k_n = Niederdruckhub „ „ „ „

$$\begin{aligned}
 N_i &= 1,4 \left(\frac{A_i + A_k}{75} \right) \\
 &= 1,4 \left[\frac{V_i \cdot p_i \cdot 10\,000 \left(1 + \ln \frac{1 - p_d}{p_i} \right) + (W + D) \cdot h}{60 \cdot 60 \cdot 75} \right] \quad (80)
 \end{aligned}$$

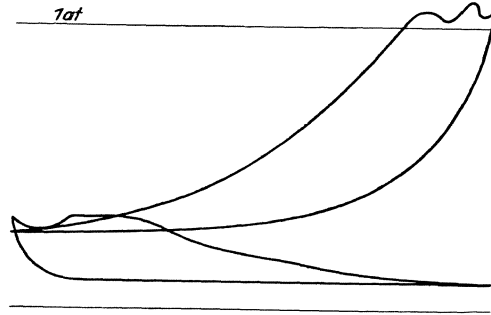


Fig. 76.

In Fig. 76 sind die Indikatordiagramme einer von Sack & Kiebelbach in Düsseldorf gebauten zweistufigen Naßluftpumpe wiedergegeben. Die Sauglinie der Niederdruckseite liegt bei 0,1 kg/qcm, die der Hochdruckseite bei 0,26 kg/qcm.

VI. Die Kühlwasserpumpen.

Als Kühlwasserpumpen kommen in Betracht: Kolbenpumpen, Kapselpumpen und Zentrifugal- oder Kreiselpumpen.

Bei Gegenstrom-Mischkondensationen, wo die Pumpe das Kühlwasser in den Vakuumraum selbst hineindrücken muß, ist die Förderhöhe der Pumpe mit dem Vakuum veränderlich; zu Anfang hat die Pumpe sogar auf die ganze Höhe $H + b + l$ (Fig. 15) zu drücken.

Eine Kreiselpumpe, bei der die Förderhöhe von der Umlaufzahl abhängt, könnte also nur dann verwendet werden, wenn die Umlaufzahl immer entsprechend der Förderhöhe geändert würde. Da dies praktisch nicht durchzuführen ist, sind nur Kolbenpumpen oder Kapselpumpen am Platze, bei denen eine Änderung der Förderhöhe nur ein vorübergehendes Steigen oder Sinken des Kraftbedarfes zur Folge hat. Gewöhnlich werden Kapselpumpen verwendet, die gegenüber den Pumpen mit hin und her gehenden Kolben den Vorteil des geringeren Platzbedarfs, des einfacheren Antriebs, sowie wegen des Fehlens

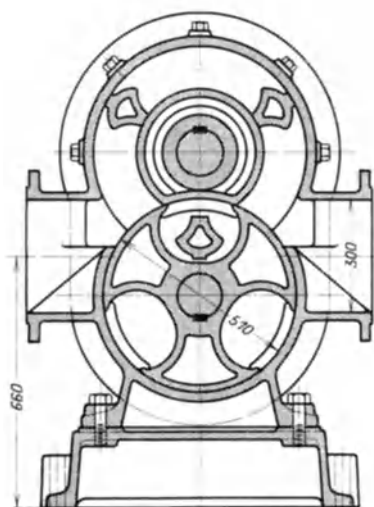


Fig. 77.

von Ventilen den Vorzug größerer Betriebssicherheit besitzen.

In Fig. 77 ist eine Drehkolbenpumpe der Aktienmaschinenfabrik Sangerhausen dargestellt; die obere, durch Riemen angetriebene Welle überträgt ihre Bewegung durch ein Stirnräderpaar auf die untere. Die Dichtung der Drehkolben erfolgt statt in Linien in breiten Flächen; die Kolben reiben sich weder aufeinander, noch im Gehäuse, so daß kleine Fremdkörper ungehindert durchgehen können.

Kapselpumpen der Sangerhäuser-Aktien-Maschinenfabrik.

Leistung in l/min	Umlauf- zahl pro Minute	Saug- u. Druck- rohre mm	Riemenscheiben		Kraftbed. für 10 m Förder- höhe PS	Raumbedarf	
			Durchm. mm	Breite mm		Länge m	Breite m
120	190	50	315	70	0,32	0,7	0,32
180	175	60	365	90	0,48	0,85	0,37
320	160	80	420	120	0,85	1,26	0,40
520	150	100	550	140	1,40	1,45	0,46
820	140	125	630	155	2,25	1,58	0,50
1250	130	150	740	170	3,3	1,8	0,55
1750	120	175	865	190	4,6	2,0	0,60
2300	110	200	940	210	6,2	2,2	0,66
3700	100	250	1175	240	9,8	2,5	0,78
5300	90	300	1255	280	14,5	2,95	0,90
7700	80	350	1450	320	20,0	2,95	1,0
10300	70	400	1600	360	27,0	3,2	1,1
13500	60	450	2040	400	35,0	3,6	1,3
17000	50	500	2350	450	44,0	4,0	1,5

Bei Oberflächenkondensationen, wo eine Änderung des Vakuums keinen Einfluß auf die Förderhöhe der Kühlwasserpumpe ausübt, wurden früher in der Regel Kolbenpumpen verwendet, welche in neuerer Zeit auch auf diesem Gebiete von den Kreiselpumpen verdrängt wurden. Der Antrieb erfolgt jetzt fast immer durch Elektromotor, der gewöhnlich mit der Pumpe direkt gekuppelt ist.

Zu beachten ist jedoch der schon oben erwähnte wichtige Umstand, daß bei einer Vergrößerung der Förderhöhe, z. B. durch einen größeren Strömungswiderstand, als der Berechnung zugrunde gelegt war, die Liefermenge der Kreiselpumpe sich rasch verringert. Es ist also der Strömungswiderstand, den die Pumpe in den Messingrohren des Kondensators zu überwinden hat, genau zu berechnen. Dieser Widerstand beträgt

$$h_w = \frac{\lambda \cdot l \cdot c^2}{d \cdot 2g} \quad (81)$$

ist also proportional der Rohrlänge, d. i. dem Weg, den das Wasser im Kondensator zurücklegt, ferner proportional dem Quadrat der Geschwindigkeit c .

Fig. 78 und 79 zeigen Kreiselpumpen mit einseitigem und doppelseitigem Einlauf, nach Ausführung der Maschinenbau-A.-G. Balleke in Frankenthal. Bei allen Pumpen sind, um den Wirkungsgrad zu erhöhen, Leiträder verwendet; die größeren Pumpen besitzen Spiralgehäuse zur Erzielung günstiger Wasserführung.

1) Der Kraftbedarf an der Pumpenwelle ergibt sich durch Multiplikation dieses Koeffizienten mit der Förderhöhe in m und der Fördermenge in cbm/min.

bau-A.-G. Balcke, Frankenthal (Pfalz).

2800—3675 170—220			4300—5600 260—336			6300—8100 380—490			8700—11150 520—670		
200			250			300			350		
a	b	c	a	b	c	a	b	c	a	b	c
625	530	460	550	480	400	500	410	350	430	360	300
825	700	610	730	635	525	660	545	460	565	480	400
985	835	725	870	755	625	785	650	550	675	570	475
1200	1025	890	1060	930	765	960	800	675	830	700	585
1400	1180	1025	1225	1070	880	1120	925	780	960	810	675
1550	1325	1150	1400	1200	1000	1250	1050	875	1100	900	750
0,35	0,338	0,333	0,336	0,33	0,325	0,328	0,324	0,32	0,322	0,318	0,315

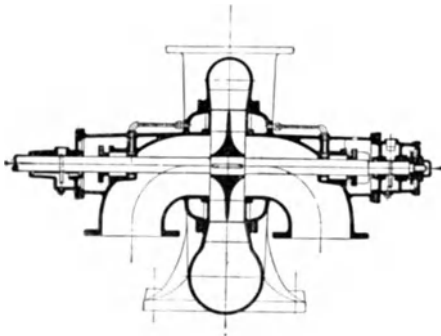


Fig. 79a.

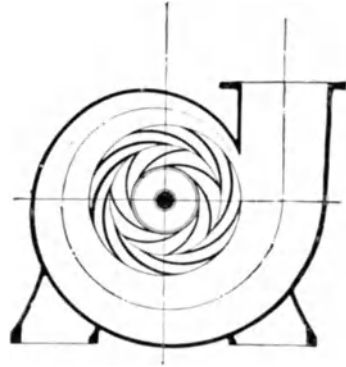


Fig. 79b.

Der mechanische Wirkungsgrad kann für Kolbenpumpen = 0,80 bis 0,90, für Kapselpumpen = 0,75 bis 0,85 und für Kreiselpumpen = 0,60 bis 0,75 gesetzt werden.

VII. Die Kondensat- und Ölwasserpumpen.

1. Berechnung.

Die Kondensatpumpe hat den Zweck, aus dem Oberflächenkondensator das Kondensat abzusaugen und dem Speisewasserbehälter des Kesselhauses zuzuführen, während die Ölwasserpumpe das im Entöler ausgeschiedene Öl, sowie den Teil des Dampfes, der bei der Entölung kondensiert, entfernen soll. Da die Kondensatpumpe aus einem unter hohem Vakuum stehenden Raum zu saugen hat, wäre eine hohe Wassersäule erforderlich, um die Widerstände in der Leitung und beim Eintritt in den Pumpenraum zu überwinden. Um mit kleinen Zuflußhöhen auszukommen, ist demzufolge die Rohrleitung mit geringer Wassergeschwindigkeit zu berechnen und die Pumpe zwecks Verminderung des Reibungswiderstandes in der Leitung in der Nähe des Kondensators aufzustellen. Saugventile sind zu vermeiden; die Kondensat- und Ölwasserpumpen werden daher stets mit Saugschlitzzen, ähnlich wie die saugventillosen Luftpumpen, ausgeführt. Damit durch die mit dem Kondensat in die Pumpe gekommene Luft die erforderliche Zuflußhöhe nicht vergrößert wird, wird meist der Pumpenraum durch einen sog. Vakuumanschluß mit dem Vakuumraum des Kondensators verbunden, der die Luft absaugt. (Vgl. die in Fig. 83 dargestellte Ölwasserpumpe von Balcke).

Mit Rücksicht darauf, daß das Kondensat der Pumpe zeitweise ungleichmäßig zufließen kann, ist das nutzbare Hubvolumen der Kondensatpumpe $\frac{D_k^2 \pi}{4} \cdot s_k$ (nach Fig. 80) ungefähr gleich dem 1,5 bis 2fachen des der maximalen Belastung der Kondensation entsprechenden, pro Hub zu fördernden Kondensatvolumens zu nehmen. Ist also der Gesamthub S und die Schlitzhöhe angenommen, so kann der Durchmesser der Kondensatpumpe berechnet werden aus

$$\frac{(1,5 \text{ bis } 2) \cdot D}{60 \cdot n} = \frac{D_k^2 \pi}{4} \cdot s_k \cdot \quad (84)$$

(D_k und s_k in dem; D in kg/st).

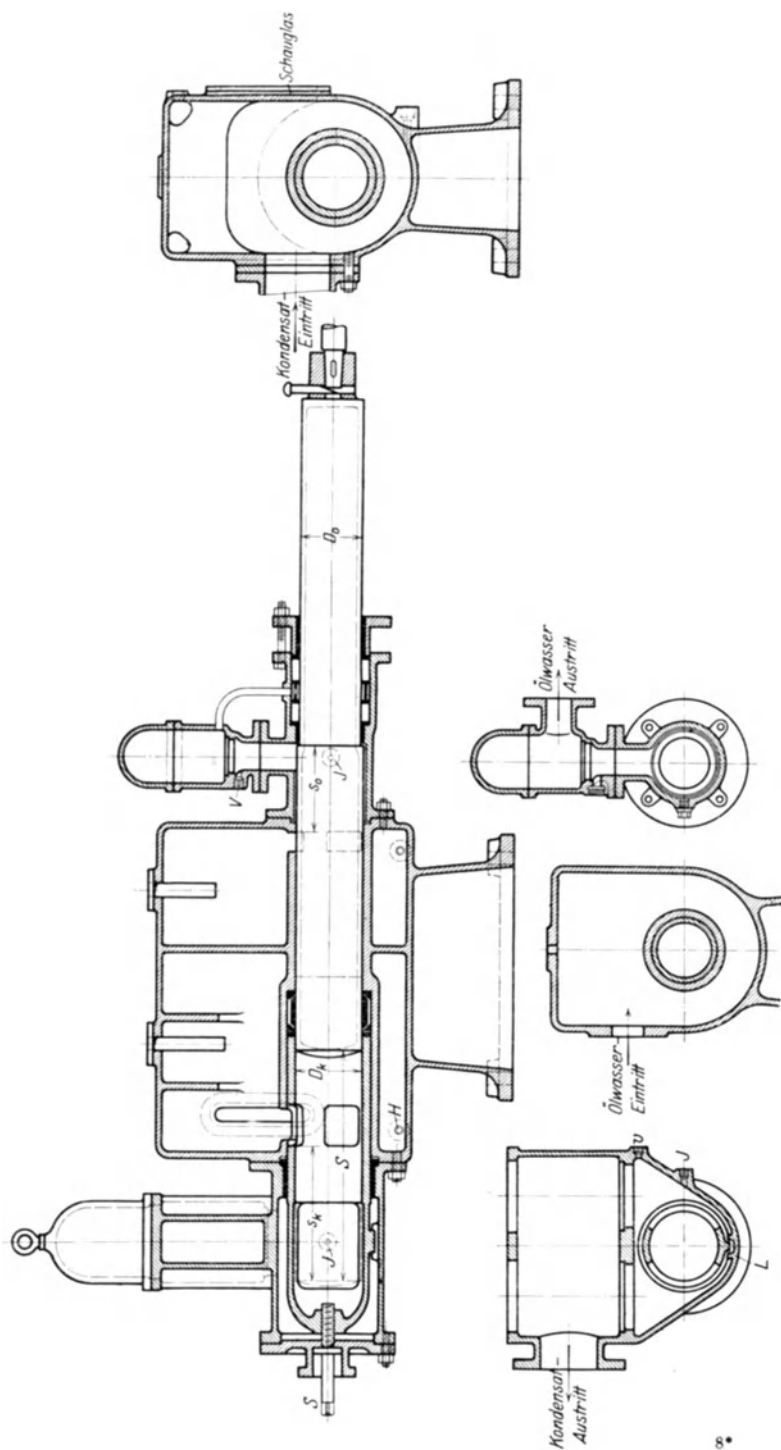


Fig. 80.

Die Ventilquerschnitte, sowie die Durchmesser der Rohrleitung sind wie bei der Naßluftpumpe zu berechnen, aber mit einer wesentlich kleineren Geschwindigkeit, etwa 0,3 bis 0,5 m/sek, damit möglichst geringe Widerstände beim Zufießen des Kondensats und auf dem Wege desselben durch die Pumpe auftreten.

Der Durchmesser D_0 bzw. die Kolbenfläche $\frac{(D_k^2 - D_0^2)\pi}{4}$ der Ölwasserpumpe kann auf die gleiche Weise wie bei der Kondensatpumpe berechnet werden. Da der Dampfentöler zugleich einen wirksamen Wasserabscheider darstellt, hat die Ölwasserpumpe viel Kondenswasser zu fördern. Man rechnet mit einem Fördervolumen gleich dem 5- bis 10fachen des Kondensatvolumens, wobei die größeren Werte für die kleineren Anlagen gelten.

Der Antrieb der liegenden Kondensatpumpe erfolgt in der Regel von der verlängerten Kolbenstange der Vakuumpumpe, oft auch, wenn letztere durch Riemen angetrieben wird, mittels besonderer Kurbel oder mittels Hebel von der Vakuumpumpe aus (Fig. 108). Für getrennt aufgestellte Kondensatpumpen kommt, ebenso wie für Ölwasserpumpen, auch Riemenantrieb zur Verwendung, für die letztgenannten Pumpen auch bisweilen Exzenterantrieb von der Kurbelwelle der Dampfmaschine.

Der Kraftbedarf der Kondensatpumpe ist gegenüber dem der Kühlwasser- und der Vakuumpumpe sehr gering und kann bei überschläglicher Berechnung so berücksichtigt werden, daß man den mechanischen Wirkungsgrad der Vakuumpumpe um 3 bis 5 v. H. niedriger einsetzt.

Hat die meist unter Flur stehende Kondensatpumpe das Kondensat in den um h m höher stehenden, im Kesselhaus aufgestellten Speisewasserbehälter zu fördern, beträgt ferner die Kondensatorspannung p_k und der Druckventilwiderstand p_v Atm., so ist die in Rechnung zu setzende Förderhöhe

$$H = h + 10 [(1 - p_k) + p_v] \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (85)$$

Der Ventilwiderstand ist $p_v = 0,05$ bis $0,08$ Atm. zu setzen. Der effektive Kraftverbrauch ist dann

$$N_e = \frac{D \cdot H}{60 \cdot 60 \cdot 75 \cdot \eta} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (86)$$

Der mechanische Wirkungsgrad kann für Antrieb mittels verlängerter Kolbenstange der Vakuumpumpe $\cong 0,6$, für Antrieb durch Kurbel oder Riemen $= 0,5$ gewählt werden.

Aus dem Indikatordiagramm in Fig. 81 ist ersichtlich, daß der Kolben beim Druckhub ungefähr in der Mitte des gesamten Hubes S ,

also zur Zeit seiner größten Geschwindigkeit auf das entlüftete Kondensat trifft. Die Drucklinie steigt unmittelbar hoch, es entsteht ein Stoß auf Kolben und Ventile, der um so stärker ausfällt, je höher die Umlaufzahl ist.

Die Mittel zur Verhütung bzw. Verminderung dieses Stoßes, also zur Erzielung ruhigen Ganges, sind:

1. Verringerung der Umlaufzahl, Anwendung reichlicher Ventilquerschnitte und leichter Ventile z. B. aus dünnen Ringen, die aus zäher Bronze hergestellt sind. Erhält, wie es meistens der Fall ist,

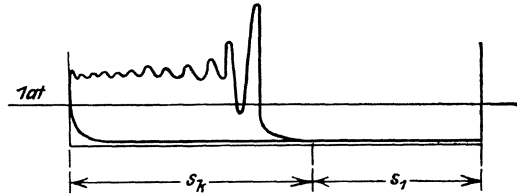


Fig. 81.

die Kondensatpumpe gemeinschaftlichen Antrieb mit der Luftpumpe (Fig. 108), so gibt man der Kondensatpumpe einen kleineren Hub; ihre Kolbengeschwindigkeit ist also geringer als die der Luftpumpe.

2. Man bringt wie bei der Naßluftpumpe Schnüffelventile an; die angesaugte Luft bewirkt ein allmähliches Steigen des Druckes, also schlagfreien Gang. Die Luft darf aber nicht in der Menge wie bei Naßluftpumpen angesaugt werden, da sie auch in den Saugraum übertritt und den Zufluß des Kondensats zur Pumpe erschwert.

3. Die Anwendung von zweistufigen Pumpen von der gleichen Konstruktion wie bei den oben besprochenen Naßluftpumpen.

2. Ausführungen.

In Fig. 80 ist eine häufig anzutreffende Vereinigung von liegender Kondensat- und Ölwasserpumpe nach einer Ausführung der Firma Klein, Schanzlin & Becker in Frankenthal dargestellt. Beide Pumpen sind in einem einzigen, in der Mitte getrennten Gehäuse untergebracht und werden von einem Differentialkolben angetrieben, dessen volle Fläche die Kolbenfläche der Kondensatpumpe bildet, während die kleine Ringfläche die Kolbenfläche der Ölwasserpumpe darstellt. Das Ansaugen des Kondensats und des Ölwassers beginnt, sobald die Schlitze der Laufbüchse bzw. die rechten Schlitze im Gehäuse vom Kolben freigelegt werden. Das

Fördern beider Flüssigkeiten tritt ein, sobald diese Schlitzte abgeschlossen werden, also während des nutzbaren Hubes s_k bzw. s_0 . Auf der Ölwasserseite ist ein oben mit Windkessel versehener Druckventilkasten aufgesetzt, während der Ventilkasten der Kondensatpumpe ein Stück mit dem Gehäuse bildet. Die innere Stopfbüchse wird angezogen, indem man mittels der Schraubenspindel S (Rot-

guß) die durch die Leisten L geführte Laufbüchse nach innen verschiebt. Die äußere Stopfbüchse ist hydraulisch abgedichtet, indem sie ähnlich wie bei der Naßluftpumpe der gleichen Firma durch ein Gasrohr mit dem Druckraum verbunden ist. Beide Pumpen können an den Nocken J indiziert, die Gehäuse an den Nocken H entwässert werden. Bei v sind die Schnüffelventile angeschlossen. Die Dimensionen der in Fig. 80 dargestellten Pumpe sind 175 bzw. 165 mm Plungerdurchmesser, 600 mm Hub und 60 Uml./min.

Eine zweistufige, stehende Kondensatpumpe mit Saugschlitzten von Balcke & Co. in Frankenthal zeigt Fig. 82. Die Wirkungsweise und Bauart derselben ist die gleiche, wie bei der oben beschriebenen zweistufigen Naßluftpumpe, jedoch sind hier auch die Druckventile als leichte Ringe aus Spezialbronze ausgeführt, mit Führungsstiften, die in den Ventil-

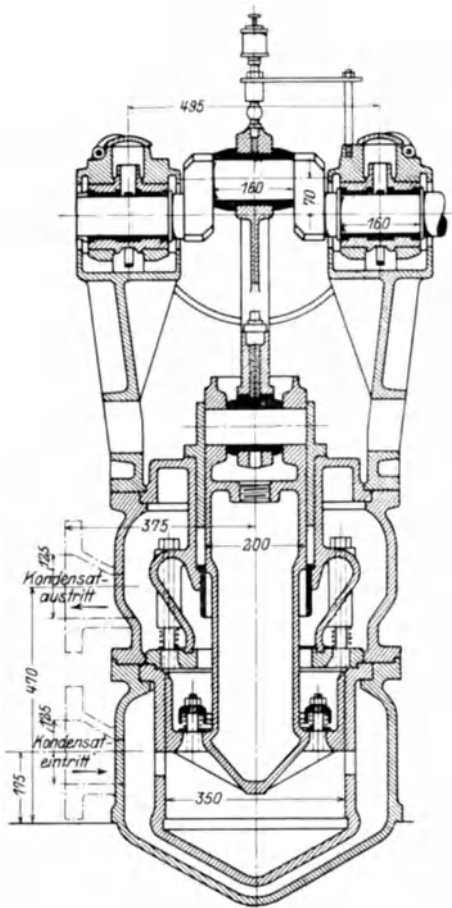


Fig. 82.

tilrost eingeschraubt sind. Ventilhub = 3 bis 6 mm.

Die mit 350 bzw. 200 mm Durchmesser und 140 mm Hub ausgeführte Kondensatpumpe ist durch Kurbelscheibe gekuppelt mit der Kropfwelle der in Fig. 45 dargestellten stehenden Vakuumpumpe, die 115 Uml./min macht.

Eine einstufige, durch Riemen angetriebene Ölwasserpumpe mit Saugschlitten ist in Fig. 83 nach einer Ausführung der Firma Balleke & Co. in Frankenthal wiedergegeben. Die Wirkungsweise ist die der einstufigen Naßluftpumpen; die Berechnung ist daher wie dort durchzuführen. Der durch zwei Rotgußringe gedichtete Kolben läuft in einer mit Schlitten versehenen Rotgußbüchse. Höhe der Schlitten gleich halbem Hub. Der Verdränger dient zugleich als Ventilsitz (siehe Grundriß). Das Ventil besteht aus

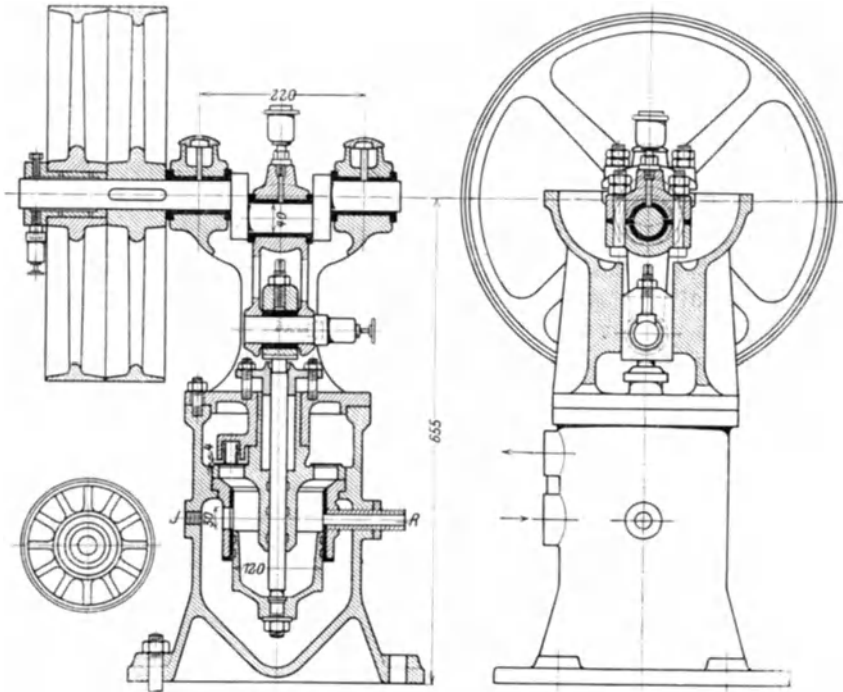


Fig. 83.

einem dünnen Ring aus zäher Bronze, der durch drei Federn belastet ist. Ventilhub = 4 mm. Die oben als Kreuzkopf ausgebildete Kolbenstange ist aus Phosphorbronze, die kurze Pleuelstange aus Stahlguß hergestellt. Am Nocken *J* sitzt das Schnüffelventil, der Vakuumanschluß erfolgt durch das Gasrohr *R*. Die Dimensionen der in Fig. 83 dargestellten Pumpe sind 120 mm Durchmesser und 60 mm Hub. Erwähnt sei hier noch, daß die Firma in letzter Zeit auch die Ölwasserpumpe zweistufig baut.

VIII. Die Dampf- und Kondensatentöler.

Soll das Kondensat einer Dampfmaschinen-Oberflächenkondensationsanlage als Kesselspeisewasser verwendet werden, so muß vorher das im Dampfzylinder aufgenommene Schmieröl, das mit dem Wasser eine Emulsion bildet, ausgeschieden werden. Das fein verteilte Öl würde sich beim Verdampfen des Wassers an den Innenflächen des Kessels festsetzen und durch Verhütung des Wärmedurchganges an dieser Stelle ein Erglühen des Blechs und damit ein Einbeulen bewirken, also schwere Gefahren für den Betrieb herbeiführen.

Man kann nun das Kondensat entölen (Kondensatfilter) oder besser aus dem Abdampf der Maschinen das Öl ausscheiden (Dampfentöler); in diesem Falle wird das Öl auch vom Oberflächenkondensator ferngehalten, wo es sich an den Kühlrohren festsetzen und den Wärmedurchgang verringern würde. Aber auch bei Mischkondensation ist es vorteilhaft, zwischen Dampfzylinder und Kondensator einen Dampfentöler einzubauen, um den schädlichen Einfluß des Öls auf die Luftpumpenklappen, sowie das Verschmieren der Kühltürme zu verhüten.

Einen weiteren Vorteil der Dampfentölung bildet die Rückgewinnung eines großen Teiles des Schmieröls, das nach erfolgter Reinigung als Zusatz zum Schmieröl des Hochdruckzylinders und zur Schmierung von Niederdruckzylinder und Stopfbüchsen verwendet werden kann.

Einen Nachteil der Anordnung eines Entölers in der Abdampfleitung bildet, besonders bei ungenügender Bemessung seines Durchgangsquerschnittes, die Erhöhung des Widerstandes in der Rohrleitung, also die Erhöhung des Gegendruckes der Maschine. Doch beträgt, falls die Querschnitte im Entöler mindestens so groß sind wie diejenigen der Auspuffleitung, die Verringerung des Vakuums, gemessen an der Maschine, nicht mehr als etwa 1 mm QS.

Bei dem in Fig. 84 dargestellten Dampfentöler der Firma Klein, Schanzlin & Becker in Frankenthal sind in einem senkrechten Kessel drei, untereinander durch starke Anker verbundene Scheidewände eingesetzt, die oben bzw. unten mit länglichen

Schlitzten (Fig. 84b) versehen sind. Durch diese Wände, deren rauhe Seite dem Dampfeintritt zugekehrt ist, wird der Dampf zu mehrmaliger Richtungsänderung gezwungen, die das spezifisch schwerere Öl nicht mitmachen kann. Es sammelt sich nebst dem in den

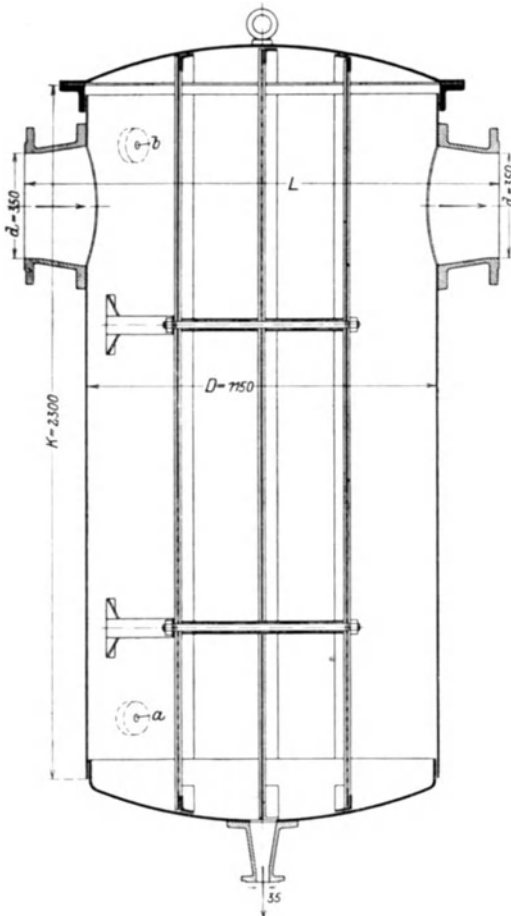


Fig. 84a.



Fig. 84b.

Tabelle über Dampfentöler
nach Fig. 84.

Dampf kg/st	Rohr- durch- messer mm	Durch- messer D mm	Höhe K mm	L mm
2500	300	1050	2050	1570
3500	350	1150	2300	1650
4500	400	1250	2550	1770
5700	450	1350	2750	1870
7000	500	1500	2750	2020
8500	550	1600	2850	2290
10000	600	1600	3000	2350
12000	650	1750	3100	2560
14000	700	1900	3100	2770
16000	750	2000	3200	2930
18000	800	2100	3300	3090
20000	850	2200	3400	3250
23000	900	2300	3450	3410
25000	950	2400	3500	3570
28000	1000	2500	3700	3730
31000	1050	2600	3700	3890
34000	1100	2700	3750	4050
37000	1150	2800	3800	4210
40500	1200	2900	3900	4370
44000	1250	3000	3950	4530

Entöler mitgerissenen Kondensat am Boden des Kessels an und wird hier durch die Ölwasserpumpe abgesaugt. An den Stutzen a und b kann Dampf bzw. Wasser zwecks Reinigung des Entölers zugeführt werden.

Ein Dampfentöler zur Entölung einer stündlichen Dampfmenge von rund 15000 kg ist in Fig. 85¹⁾ dargestellt. In einen zylind-

¹⁾ Z. Ver. deutsch. Ing. 1904, S. 551.

drischen Kessel von 1,6 m Durchmesser und 3 m Länge sind Blechwände zur Führung des Dampfes sowie Winkeleisenroste eingebaut. Der Dampf durchströmt den Kessel in der angegebenen Richtung und wird dabei durch die scharfen Kanten der Winkeleisen fortwährend abgelenkt. Die schwereren Ölteilchen, sowie das vom Dampf mitgeführte Wasser und das im Entöler gebildete Kondensat werden ausgeschieden, laufen an dem schräg eingebauten Blech ab und werden bei *A* abgesaugt, während der entölte Dampf durch die Stützen *B* und *C* dem Kondensator zuströmt. Damit der Dampf nicht mit dem Ölwasser in Berührung kommt, sind die beiden Bleche *a* und *b* eingebaut.

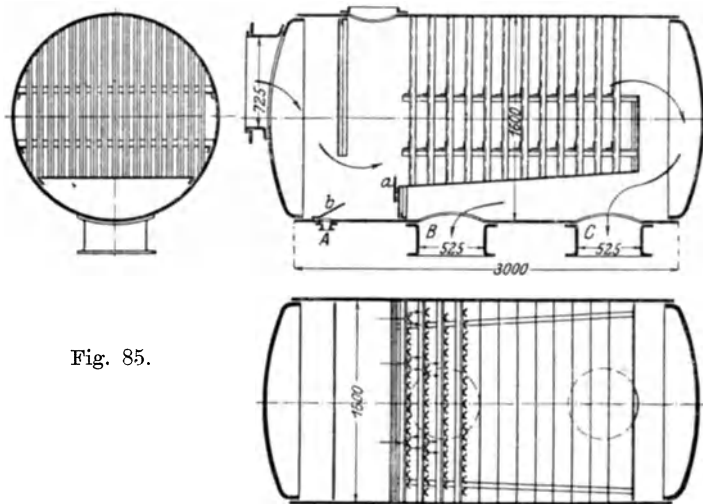


Fig. 85.

Eine ähnliche Konstruktion verwenden Balcke & Co. bei dem in Fig. 18 dargestellten Gegenstrom-Mischkondensator mit eingebautem Entöler (Winkeleisen $50 \times 50 \times 5$), vor dem ein Siebblech aufgestellt ist.

Für Dampf von hoher Temperatur empfiehlt das Hoffmannswerk in Leuben-Dresden den in Fig. 86 dargestellten „Wellstromentöler“, da hier das Öl sehr dünnflüssig ist, und sehr viele, kleine Öltropfen vorhanden sind, die eine größere Berührungsfläche und öftere Stromablenkung verlangen. Der Entöler besteht aus einer Anzahl hintereinander gestellter Wellbleche, deren Wellen gegeneinander versetzt sind; auf der Höhe der Wellen sind Schlitz für den Durchgang des Dampfes angebracht.

Durch diese Konstruktion wird der Dampfstrom in lauter kleine Strahlen zerlegt. Die einzelnen Dampfstrahlen stoßen hinter jeder Welle an die nächste, kehren dort um, streichen seitwärts an der Welle entlang und gehen durch die Schlitze der nächsten Welle.

Gänzlich verschieden von den bisher besprochenen Entöler sind die sog. Zentrifugalentöler. Bei dem in Fig. 87 dargestellten Entöler von H. Reisert, G. m. b. H. in Köln, ist eine von einer Siebwand umgebene Spirale eingebaut, durch die der unten eingetretene Dampf in drehende Bewegung versetzt wird. Durch die Zentrifugalkraft werden die spezifisch schwereren Ölteilchen nach außen geschleudert, rieseln an der Siebwand herab und sammeln sich am Boden des Entölers, während der entölte Dampf oben den Apparat verläßt.

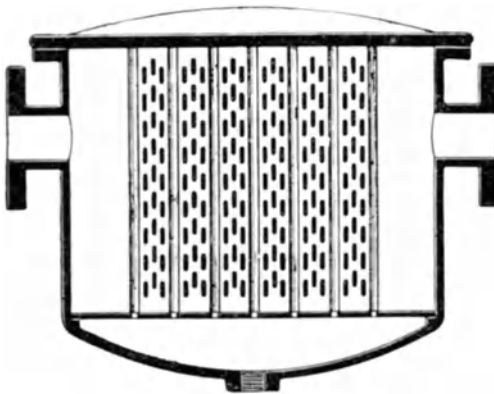


Fig. 86.

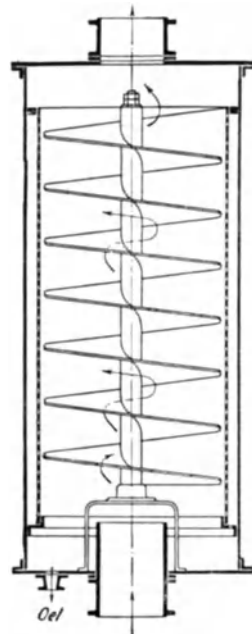


Fig. 87.

Ist

c = Umfangsgeschwindigkeit auf dem mittleren Halbmesser r der Spirale,

γ_a = Gewicht von 1 cbm Dampf in kg,

γ_w = " " 1 " Ölwasser in kg,

so wirkt auf ein Dampfteilchen die Fliehkraft

$$C_a = \frac{\gamma_a \cdot c^2}{g \cdot r} \quad (87)$$

und auf ein Ölwasserteilchen

$$C_w = \frac{\gamma_w \cdot c^2}{g \cdot r} \quad (88)$$

Setzt man $\gamma_w = 1000$ und $\gamma_a = 0,0665$ kg (entsprechend $p_a = 0,1$ Atm.) und nimmt für Dampf- und Ölwasser, was freilich wegen der Verschiedenheit der Gewichte nicht genau stimmt, die Geschwindigkeit c gleichgroß an, so ist

$$C_w = C_a \cdot \frac{1000}{0,0665} = 15000 C_a,$$

d. h. das Bestreben der Ölwasser-
teilchen, sich an die Siebwand
zu legen, ist etwa 15000mal
so groß als das der Dampfteil-
chen.

Bei dem in Fig. 88 darge-
stellten Zentrifugalentöler des
Hoffmannswerks in Leuben-
Dresden bewegen sich Dampf,
Kondenswasser und Öl in ra-
scher, rotierender Bewegung
nach unten. Der Dampf tritt
aus den unten angebrachten
Öffnungen des Mittelrohrs aus,
während das Ölwasser an die
Außenwände geschleudert wird.
Der entölte Dampf strömt um
die Rippen des Mittelrohrs und
des Gehäuses nach oben, wo-
bei er fortwährend einen mit
länglichen Schlitzzen versehe-
nen Blechmantel durchstreichen
muß, an dem die letzten Ölteil-
chen hängen bleiben und nach
unten ablaufen.

Wird durch den Dampfentöler
das Öl nicht so weit ausgeschie-

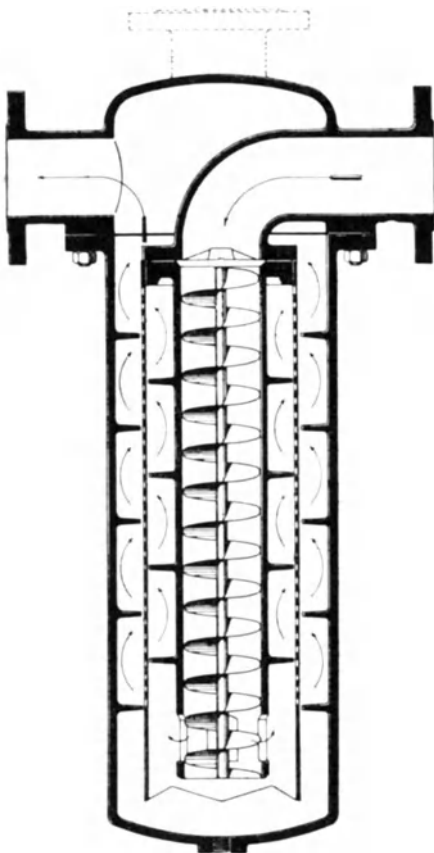


Fig. 88.

den, als es der Verwendungszweck des Kondensats verlangt, so wird dieses noch durch ein sog. Kondensatfilter geleitet. Als Filter-
masse kommen Sägemehl und Koks, ferner Sand, Kies, Holz-
wolle usw. zur Verwendung. Damit das Öl genügend Zeit hat,
sich abzusetzen, ist die Durchflußgeschwindigkeit des Kondensats
so gering, also der Durchflußquerschnitt so groß zu wählen, wie es
eben noch mit Rücksicht auf den zur Verfügung stehenden Platz
möglich ist. Da die Filtermasse durch das Öl bald verschmutzt
wird, ist bei der Konstruktion vor allem auf die bequeme Reini-
gung und Erneuerung der Filtermasse zu achten.

Der in Fig. 89 dargestellte, von Balcke & Co. in Bochum für eine Anlage von 40 000 kg Stundendampf ausgeführte Kondensatfilter¹⁾ wird durch eingebaute Scheidewände in fünf Räume zerlegt. Im ersten sammelt sich das ausgeschiedene Öl; im zweiten scheidet sich aus dem eintretenden Kondensat ein Teil des Öls aus,

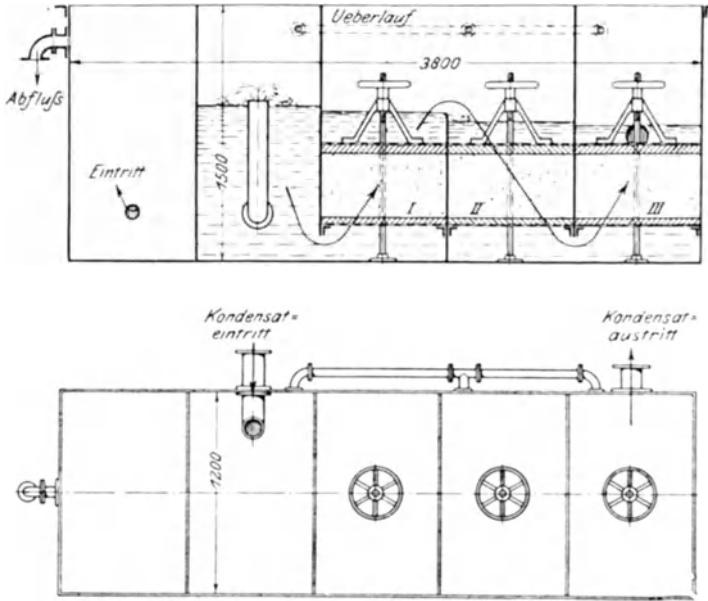


Fig. 89.

nur der als Emulsion vorhandene Teil tritt in die nächsten Kammern über. Diese enthalten als Filtermasse Sägemehl, und zwar der Raum *I* in grober, *II* in mittlerer und Raum *III* in feiner Füllung. Die Schraubenspindeln dienen zum Zusammenpressen des zwischen gelochten Blechen und Filzplatten eingepackten Sägemehls, also auch zur Regelung der Durchflußmengen.

¹⁾ Kühl, Ölabscheider, Z. Ver. deutsch. Ing. 1904, S. 553.

IX. Die Rückkühlanlagen.

1. Die Wärmeentziehung durch die Luft.

Bei Neuanlagen von Zentralkondensationen bildete früher eine Hauptschwierigkeit die Beschaffung der großen Wassermengen, die zum Betriebe von solchen Anlagen erforderlich werden; sei es, daß die örtlichen Verhältnisse es nicht gestatteten, das Kühlwasser einem Brunnen, Fluß oder Teich zu entnehmen, oder daß es nicht möglich war, die großen Wassermengen nach ihrer Erwärmung im Kondensator aus dem Fabrikgrundstück wegzuführen. Erst die Einführung von wirksamen Rückkühlvorrichtungen, die es ermöglichen, die gleiche Wassermenge immer wieder im Kreisläufe zu verwenden, so daß nur das verdunstete Wasser zu ersetzen ist, bewirkte die allgemeine Verbreitung der Zentralkondensation, besonders in den Elektrizitätswerken großer Städte, wo die genannten Schwierigkeiten eine besondere Rolle spielen.

Die jetzt am meisten verwendeten Rückkühlanlagen wirken in der Weise, daß das Wasser in fein verteiltem Zustande mit Luft in Berührung gebracht wird, wobei ein Teil der dem Wasser innewohnenden Wärme durch Verdunstung, ein anderer Teil durch Wärmeabgabe an die Luft dem Wasser entzogen wird.

Der letztere Vorgang läßt sich sehr einfach rechnerisch ausdrücken. Um 1 kg trockener Luft von 0° auf t_e° zu erwärmen, sind

$$q_e = c_p \cdot t_e \text{ WE} \quad (89)$$

erforderlich. (Die spezifische Wärme $c_p = 0,24$.) Tritt die Luft mit t_a° aus dem Kühler, so besitzt sie

$$q_a = c_p \cdot t_a \text{ WE}, \quad (90)$$

hat also dem Wasser entzogen

$$q_a - q_e = c_p (t_a - t_e) \text{ WE} \quad (91)$$

Wenn stündlich L kg Luft den Kühler durchströmen, so ist die durch Erwärmung der Luft hervorgerufene Wärmeentziehung

$$E = L \cdot 0,24 (t_a - t_e) \quad (92)$$

Schwieriger gestaltet sich die Berechnung der auf Verdunstung zurückzuführenden Wärmeentziehung, da die hier in Betracht kommende Luftmenge stets etwas Wasserdampf enthält.

Das Gesetz von Dalton zeigt, daß Luft und Wasserdampf unabhängig voneinander in dem gleichen Raume existieren können, und daß der Gesamtdruck in diesem gleich der Summe aus Luft- und Dampfdruck ist. Ist z. B. die Luft völlig gesättigt mit Dampf von 15° , so entspricht diese Dampftemperatur einer Spannung von 12,7 mm QS; die Spannung der Luft beträgt demnach bei einem Barometerstand von 760 mm die Differenz $760 - 12,7 = 747,3$ mm QS.

Bei dem genannten Gesamtdruck und bei 15° Temperatur kann im gleichen Raume mehr Dampf neben der Luft nicht vorhanden sein. Man spricht von gesättigter Luft oder nach Mueller besser von „gesättigter Atmosphäre“.

Ist aber die Atmosphäre nur halb gesättigt, so kann das kleinere Dampfgewicht den Raum nicht mit der früheren, sondern nur mit der halb so großen Spannung, also 6,35 mm QS, ausfüllen; der Druck der Luft beträgt daher jetzt $760 - 6,35 = 753,65$ mm QS. Dem Dampfdruck 6,35 mm QS entspricht aber eine Temperatur von nur 5° , während die Dampftemperatur 15° beträgt.

Der Dampf befindet sich also im Gemische in überhitztem Zustande. Würde man dieses abkühlen, so würde die relative Feuchtigkeit der Atmosphäre fortwährend zunehmen, bis diese bei 5° wieder völlig gesättigt wäre. Man nennt diese Temperatur den Taupunkt; bei weiterer Abkühlung würde der Dampf kondensieren.

Umgekehrt muß aber bei weiterer Erwärmung die Sättigung der Atmosphäre noch weiter abnehmen; sie kann also immer größere Dampfmengen aufnehmen, eine Eigenschaft, die bei der Abkühlung durch Verdunstung eine große Rolle spielt.

Bezeichnet

- α_e = Sättigungsgrad der eintretenden Luft,
- λ_e = Wärmemenge des eintretenden Dampfes,
- γ_e = Gewicht pro cbm des eintretenden Dampfes,
- v_e = Volumen von 1 kg der eintretenden Luft,

so kann die in dem eintretenden Wasserdampf der Atmosphäre enthaltene Wärmemenge berechnet werden zu

$$d_e = \alpha_e \cdot \lambda_e \cdot \gamma_e \cdot v_e \text{ WE} \quad (93)$$

Das in 1 kg der austretenden Luft enthaltene Dampfgewicht besitzt dann die Wärmemenge

$$d_a = \alpha_a \cdot \lambda_a \cdot \gamma_a \cdot v_a \text{ WE} \quad (94)$$

Dem Wasser sind also durch Verdunstung

$$L(\alpha_a \cdot \lambda_a \cdot \gamma_a \cdot v_a - \alpha_e \cdot \lambda_e \cdot \gamma_e \cdot v_e) \text{ WE}$$

entzogen worden. Die gesamte, aus dem Umlaufwasser an die Atmosphäre abgegebene Wärmemenge beträgt demnach

$$L[c_p(t_a - t_e) + \alpha_a \cdot \lambda_a \cdot \gamma_a \cdot v_a - \alpha_e \cdot \lambda_e \cdot \gamma_e \cdot v_e].$$

Die Werte α_e und t_e sind in jedem Falle gegeben, α_a und t_a nach Erfahrung anzunehmen, die Volumina v_e und v_a zu berechnen aus

$$v_e = \frac{R \cdot T_e}{p_e} \quad \text{und} \quad v_a = \frac{R \cdot T_a}{p_a};$$

R = Konstante des Gay-Lussacschen Gesetzes = 29,3,

T_e und T_a = absolute Temperatur = $273 + t_e$, bzw. $273 + t_a$,

p_e und p_a = Luftdruck = atmosphärischem Druck — Dampfdruck.

Einfacher gestaltet sich aber obenstehende Rechnung bei der von Mueller stammenden graphischen Darstellung der oben berechneten Wärmemengen.¹⁾ In Fig. 90 sind als Abszissen die Temperaturen der trockenen Luft, als Ordinaten die Wärmewerte von 1 kg Luft bei verschiedenen Sättigungsgraden aufgetragen. Die durch den Nullpunkt gehende schräge Gerade stellt die Wärme $c_p \cdot t$ von 1 kg trockener Luft dar. Die Abstände der Kurven, von dieser Geraden gemessen, geben die Wärmewerte $\alpha \cdot \lambda \cdot \gamma \cdot v$ des in der Atmosphäre enthaltenen Wasserdampfes an, die, wie Fig. 90 zeigt, für die einzelnen Sättigungsgrade sehr verschieden sind. Die gesamte Ordinate stellt dann die in 1 kg Luft enthaltene Wärme dar.

Mit Hilfe der Fig. 90 kann auch für eine gegebene Lufttemperatur und Sättigung der obenerwähnte Taupunkt bestimmt werden. In Fig. 91 ist ein Teil der Fig. 90 in größerem Maßstabe herausgezeichnet worden. In dem oben angeführten Beispiel betrug die Temperatur der trockenen Luft $t = 15^\circ$. Dieser entspricht bei völliger Sättigung der Punkt A , bei halber Sättigung a . Zieht man durch a eine Parallele zu Od , so ergibt sich auf der 100 v. H. entsprechenden Kurve der Punkt b , der zur Abszisse 5° gehört, man erhält also den gleichen Taupunkt wie oben.

Eine Wagerechte durch a ergibt den Punkt c , der zu einer Temperatur von $9,5^\circ$ gehört. Der Wärmewert der gesättigten Atmosphäre von $9,5^\circ$ ist also so groß wie derjenige der halbgesättigten von 15° . Eine tiefere Abkühlung als auf $9,5^\circ$ ist für eine 15 gradige Atmosphäre bei 50 v. H. Sättigung nicht möglich,

¹⁾ Otto H. Mueller, Rückkühlwerke, Z. Ver. deutsch. Ing. 1905, S. 5.

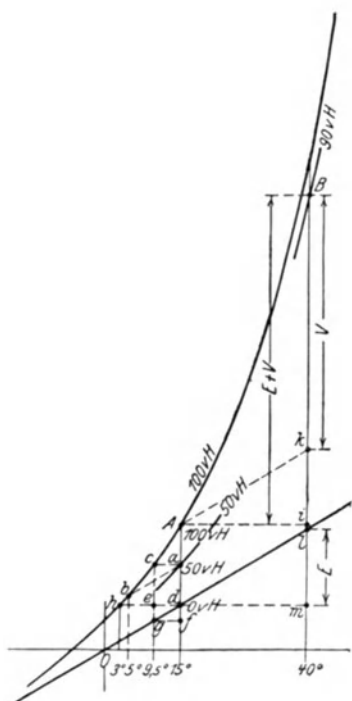


Fig. 91.

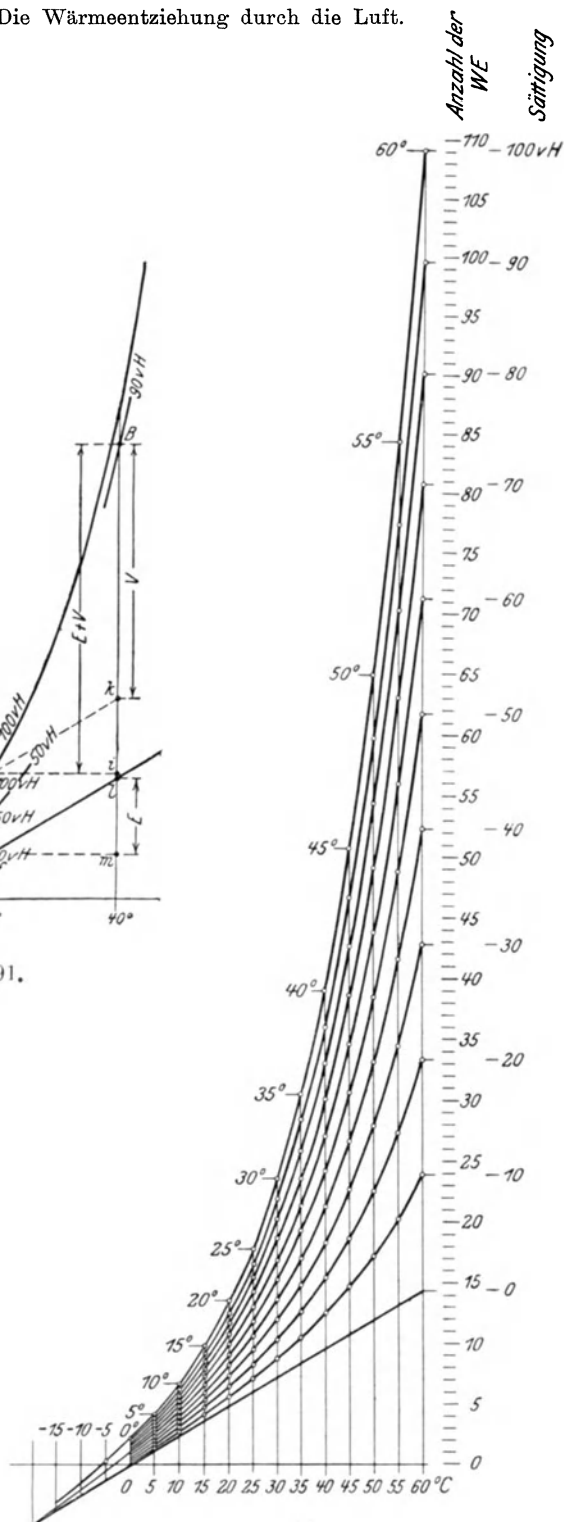


Fig. 90.

da dann die Luft dem Wasser stets so viel Wärme zuführen würde, als ihm durch Verdunstung entzogen würde. Man nennt den der tiefsten Kühlung entsprechenden Punkt *c* die „Kühlgrenze“, die durch das sogenannte feuchte Thermometer ermittelt werden kann. Man hängt ein gewöhnliches Quecksilberthermometer, dessen Kugel mit feuchter Leinwand oder Gaze umwickelt ist, im Schatten auf und befächelt es; die angezeigte Temperatur sinkt bald unter die Lufttemperatur; hört dieses Sinken auf, so liest man die Temperatur ab und erhält so die Kühlgrenze, d. h. die Temperatur, bei der zwar die Verdunstung noch weiter fortschreitet, aber die durch Verdunstung entzogene Wärme stets wieder durch die Luft ersetzt wird. Mit dieser am feuchten Thermometer und mit der trocken gemessenen Temperatur läßt sich aus Fig. 90 auf dem umgekehrten Weg, wie vorhin bei Aufsuchung des Punktes *c* angegeben, der Sättigungsgrad der Atmosphäre finden.

Die höchste Kühlgrenztemperatur kann nach Mueller gesetzt werden

für Nord- und Mitteldeutschland = 20°,
für Süddeutschland = 22°.

Wie aus den Angaben über Zentralkondensation ersichtlich, ist die Kühlanlage in den Kreislauf des Wassers eingeschaltet, das im Kondensator eine gewisse Wärmemenge aufnimmt und später gerade soviel WE an den Kühler abgibt; würde ihm weniger Wärme im Kühlwerk entzogen, so müßte ja seine Temperatur bei jedem neuen Kreislauf steigen, bis endlich Verdampfen eintreten würde. Der Abstand der Warmwasser- und der Kaltwassertemperatur ist also stets der gleiche, und zwar ergibt er sich aus der im Kondensator empfangenen Wärmemenge und der gleichzeitig zirkulierenden Wassermenge. Läßt man z. B. bei einer stündlichen Abdampfmenge von 600 kg entsprechend 360000 WE eine Wassermenge von 18 cbm im Kühler und Kondensator zirkulieren, so beträgt die jedesmalige

Kühlung, bzw. Erwärmung $\frac{360000}{18000} = 20^\circ$. Dieser Temperaturunter-

schied ist also völlig unabhängig vom Kühler. Diesem fällt nur die Aufgabe zu, die beiden Temperaturen, zwischen denen sich das Wasser bewegt, und deren Abstand voneinander die „Kühlzone“ genannt wird, möglichst nahe an die Kühlgrenze zu legen. Liegt in dem angeführten Beispiel die Kühlgrenze bei 20°, so wird ein schlechter Kühler die beiden Wassertemperaturen vielleicht auf 55° und 35° halten, ein guter dagegen auf etwa 45° und 25°. Die Breite der Kühlzone, im vorliegenden Falle 20°, kann nur dadurch vergrößert oder verringert werden, daß man mehr oder weniger

Kühlwasser in Umlauf setzt. Man kann demnach die Höhe der Mitteltemperatur über der Kühlgrenze als Maßstab für die Güte eines Kühlwerks ansehen.

Wenn also für eine Neuanlage, deren Abdampfmenge in kg oder in WE gegeben ist, eine Garantie für die Wirkungsweise des Kühlers geliefert werden soll, so hat sich diese auf die Angabe zu beschränken, wie weit sich die Kühlzone, d. i. der Abstand der Temperatur von Warmwasser und gekühltem Wasser, der Kühlgrenze nähert. Graphisch dargestellt ist eine Kühltablette nach Versuchen an Worthington-Kühltürmen in Fig. 92, in der über den verschiedenen Kühlgrenzen die zugehörigen, parallel laufenden Wassertemperaturen aufgetragen sind. Der Abstand derselben, also die Breite der Kühlzone, beträgt in der Fig. 92 z. B. $15,6^\circ$.

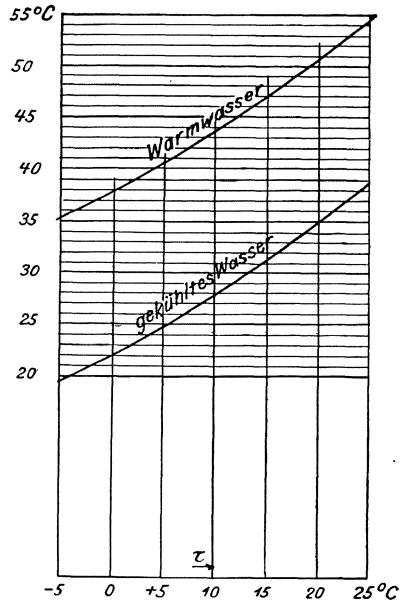


Fig. 92.

2. Die Ausführung von Rückkühlanlagen.

a) Kühlteiche, die ältesten und einfachsten Kühlvorrichtungen. Das Warmwasser verteilt sich am einen Ende über den Teich und wird am anderen Ende in gekühltem Zustand zurückgesaugt. Statt des Teiches kommen auch Kühlrinnen zur Verwendung. Die Berührung des Wassers mit der Luft erfolgt nur an der Oberfläche, die Verdunstung wird zudem oft durch auf dem Wasser schwimmende Ölschichten verringert. Der Platzbedarf ist sehr groß, etwa 3 qm pro 1 PS, bzw. 30 bis 40 qm für 100 kg stündlichen Abdampf. Die Kosten für in Beton ausgeführte Teiche sind sehr hoch, weshalb diese Art der Rückkühlung nur noch selten zur Verwendung kommt.

b) Offene Lattengradierwerke, wie sie von alters her bei Salinen verwendet werden. Auf einem Holzgerüst, das so aufgestellt wird, daß es der gewöhnlich herrschenden Windrichtung mit der Breitseite ausgesetzt ist, ist ein hölzerner Verteiltrog angeordnet, dem das Warmwasser zugeführt wird. Durch kleine

Röhrchen am Boden des Troges gelangt es in die senkrecht zu diesem stehenden Rieselrinnen, aus denen es auf Reisigbündel überströmt. Hierdurch in einzelne Tropfen aufgelöst, rieselt es in steter Berührung mit dem durchströmenden Luftzug herab und sammelt

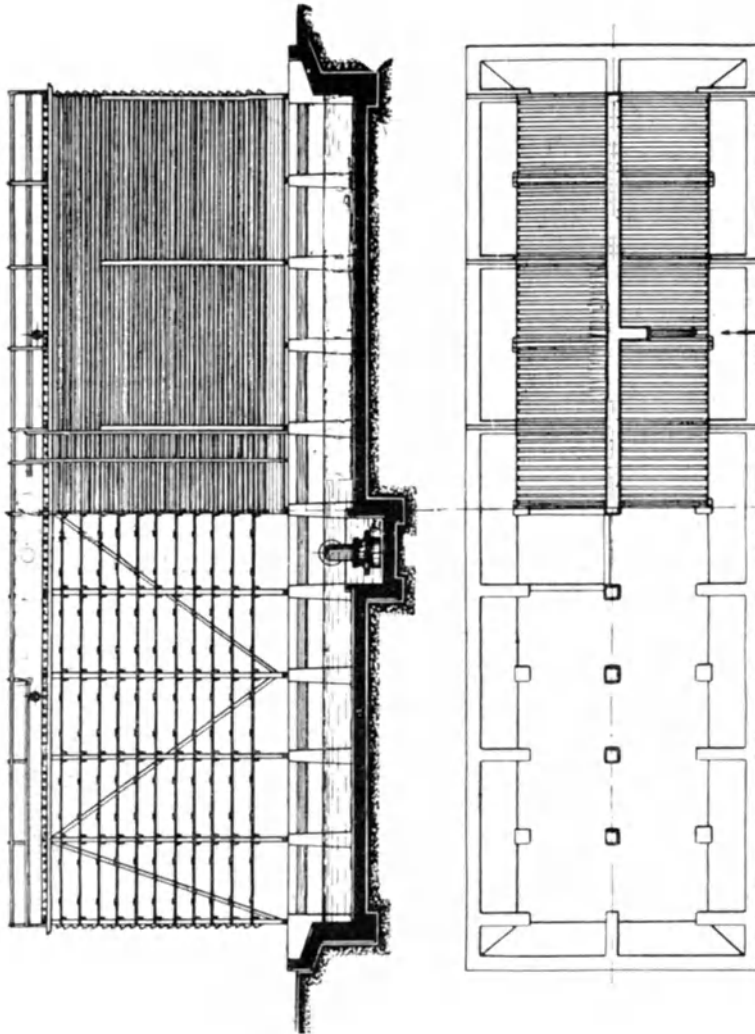


Fig. 98.

sich in rückgeköhltem Zustande unter dem Gradierwerk in einem in Beton hergestellten Sammelbehälter, aus dem es von der Kühlwasserpumpe zurückgesaugt wird.

Ein Nachteil dieser Gradierwerke ist der, daß nach längerem Gebrauch die Reiser faulen, also öfters ersetzt werden müssen;

daß sich ferner die Rinden leicht ablösen und dann die Luftkanäle verstopfen. Auch geht viel Wasser durch Verspritzen und Verwehen verloren. An Stelle der Reisigbündel treten daher heute gewöhnlich Rieselböden (Fig. 93 nach Ausführung von Balcke & Co. in Bochum), die aus einem System von so übereinanderangeordneten Latten bestehen, daß das herabrieselnde Wasser möglichst oft zu Tropfen verteilt wird, also recht häufig seine Oberfläche wechselt, die es dem Winde darbietet. Fig. 94 zeigt die Anordnung der 1,5 cm starken, auf der unteren Seite verzahnten Hordenstäbe bei einem Lattengradierwerk der Firma G. Rusche in Magdeburg.

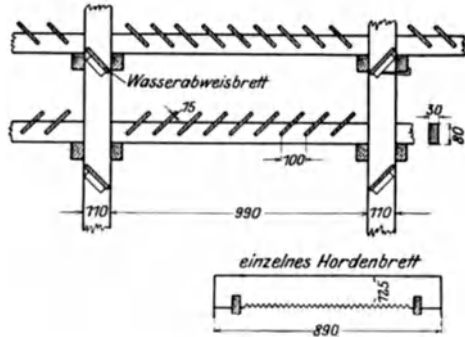


Fig. 94.

Der Vorteil dieser offenen Gradierwerke besteht in den geringen Anschaffungskosten; auch können sie wegen ihres geringen Gewichts eventuell auf einem Dach aufgestellt werden. Ferner ist bei entsprechender Anordnung eine Rückkühlung des Wassers unter die Lufttemperatur möglich. Dagegen besitzen sie den Nachteil, daß sie, besonders bei Windstille, von dichten Schwaden umlagert sind, die auf die naheliegenden Gebäude ungünstig einwirken. Sie müssen daher auch aus diesem Grunde möglichst frei aufgestellt werden. Dem Wasserverlust durch Verspritzen sucht man durch Anwendung von Jalousien (Fig. 93) zu begegnen.

Der Platzbedarf ist verhältnismäßig groß, nämlich 2 bis 5 qm und darüber für 100 kg Abdampf. (Vgl. Tabelle S. 144!)

Berechnung. Ist, wie am Anfange dieses Abschnittes gezeigt, die stündlich erforderliche Luftmenge L kg, bzw. V cbm berechnet, so kann die für ein offenes Lattengradierwerk erforderliche, dem Winde zugekehrte Querschnittsfläche F (Länge $\times$ Höhe) bei Annahme der Windgeschwindigkeit w berechnet werden aus

$$F = \frac{V}{60 \cdot 60 \cdot w}.$$

Weiß empfiehlt mit einer sehr geringen, wohl stets vorhandenen Windgeschwindigkeit $w = 0,4$ m/sek zu rechnen, womit sich die erforderliche Ansichtsfläche des Gradierwerks (in qm) zu

$$F = \frac{V}{1440} \dots \dots \dots (95)$$

ergibt.

c) Kaminkühler. Diese jetzt wohl am meisten verwendeten Rückkühlwerke bestehen in der Regel aus einem ringsum geschlossenen

Gradierwerk mit einem aufgesetzten Kamin, der die bei der Verdunstung entstehenden Schwaden in großer Höhe abführt. Die erwärmte, also leichte Luft zieht mit großer Geschwindigkeit nach oben und saugt, wie im Schornstein, neue, kalte Luft von unten an. Der Kaminkühler ist also nicht wie das offene Gradierwerk vom natürlichen Luftzug abhängig, kann daher überall aufgestellt werden. Eine Belästigung der

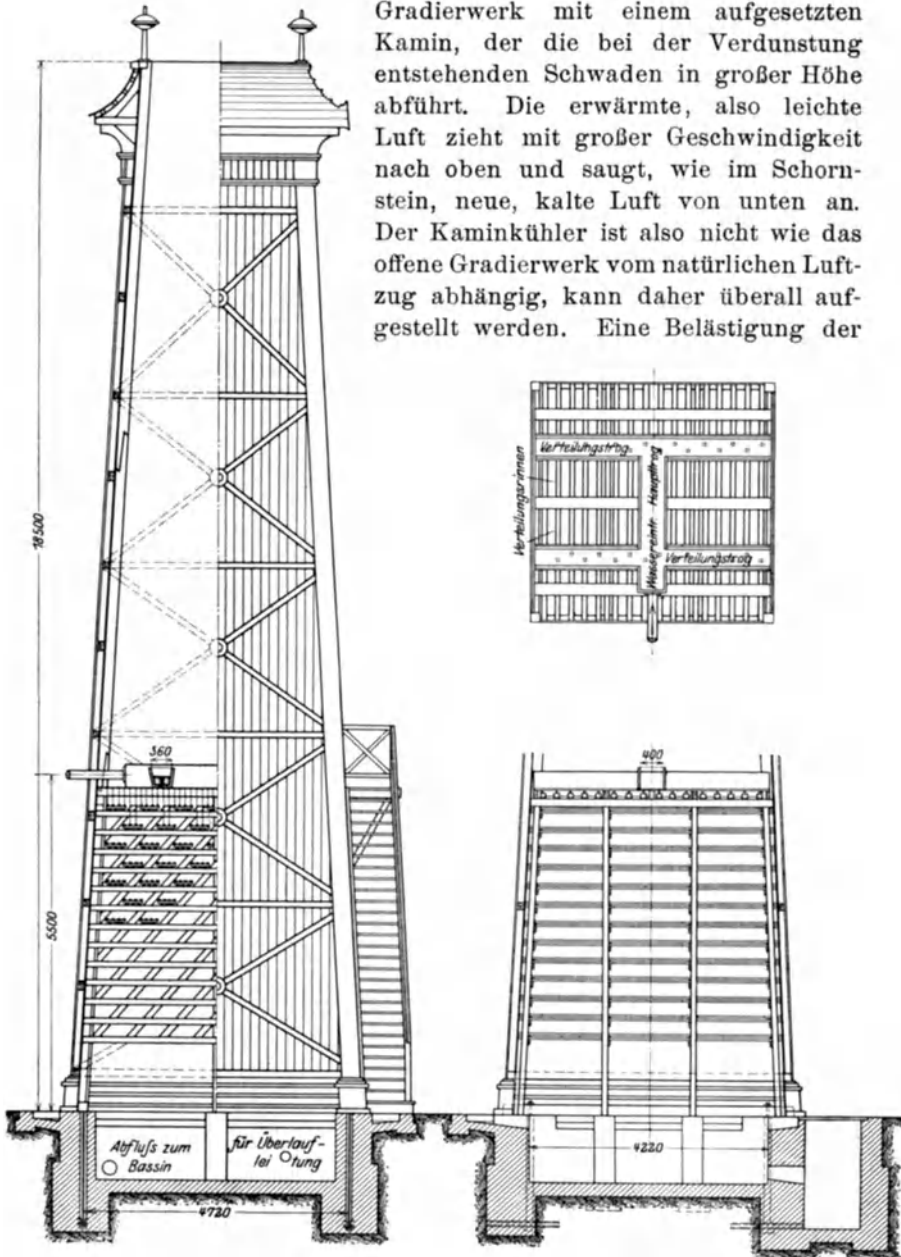


Fig. 95.

Nachbarschaft durch Dünste findet nicht statt, da diese in großer Höhe austreten. Ferner ist das Verspritzen von Wasser ausgeschlossen.

Am häufigsten wird der Kaminkühler in Holz ausgeführt. Der in Fig. 95 dargestellte, von Stillich & Co. in Mallwitz i. S. für eine stündliche Leistung von 100 cbm Wasser gebaute Kühlturm besteht aus starken Masten mit Diagonalen, die mittels Schrauben fest verbunden sind. Das ganze Gerüst ist mit gehobelten Brettern von 1" Stärke verschalt, die mit Nut und Feder verbunden sind.

Das Wasser tritt auf ungefähr $\frac{1}{4}$ der ganzen Höhe ein und wird, wie der Grundriß in Fig. 95 zeigt, durch einen hölzernen Haupttrog und zwei Verteiltröge den Rieselrinnen mittels kleiner Röhrchen zugeführt, aus denen es auf die Rieselböden überläuft. Letztere werden wie bei den obenbeschriebenen Lattengradierwerken ausgebildet.

Damit die Luft alle Querschnitte gleichmäßig durchströmt, muß das Wasser alle Latten in gleicher Stärke berieseln, was einen genau wagerechten Einbau der letzteren erfordert. Die Fallzeit soll möglichst groß sein; nach Angabe von Mueller beträgt sie etwa 4 bis 6 sek bei einer Fallhöhe von 5 bis 6 m.

Fig. 96 gibt den Einbau der Kühltatten bei Kaminkühlern von E. Blasberg in Düsseldorf wieder. Das aus den Verteilrinnen herabrieselnde Wasser trifft die obere, breite Seite der Kühltatten, spritzt in Tropfen verteilt auf und rieselt dann von der mit einem Einschnitt versehenen unteren Seite der Kühltatte in zweiteiligem Tropfenfall auf die nächste Latte herab.

Die Führung der an seitlichen Jalousien angesaugten Luft durch die unteren Rieselböden nach dem inneren Teil des Turmes ist in Fig. 97 dargestellt.

Der Kühlturm ist bis ungefähr halbe Höhe des eingebauten Gradierwerks seitlich offen; die Luft wird durch die das Verspritzen verhütenden Jalousien hindurch angesaugt und durch die wagerecht eingebauten Latten *L* gezwungen, sich über den ganzen Querschnitt des Kühlturms zu verteilen.

Will man eine größere Widerstandsfähigkeit der dem Einfluß

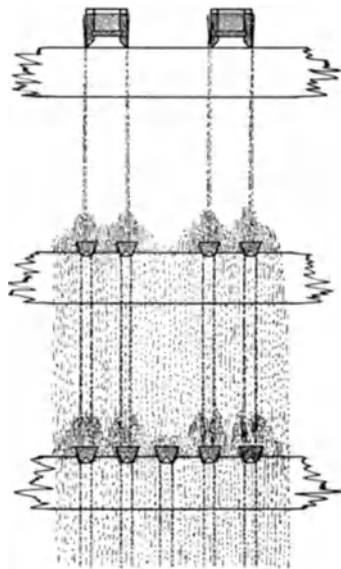


Fig. 96.

der Witterung ausgesetzten Teile erzielen, so führt man den Kamin entweder in Mauerwerk oder mit einem Eisengerüste aus, das mit gehobelten Brettern verschalt wird. Die höheren Anschaffungskosten machen sich meist durch längere Lebensdauer bezahlt.

Die neuerdings häufig angewendete Ausführung in Eisenbeton gestattet, dem Kühlturm eine schönere, gefälligere Form zu geben, als sie die plumpen Holztürme besitzen, und bietet dabei eine größere Haltbarkeit. Dagegen stehen der allgemeinen Verwendung noch die wesentlich höheren Anschaffungskosten gegenüber. In Fig. 98 ist ein runder Eisenbetonkühler der Zschokke-Werke in Kaisers-

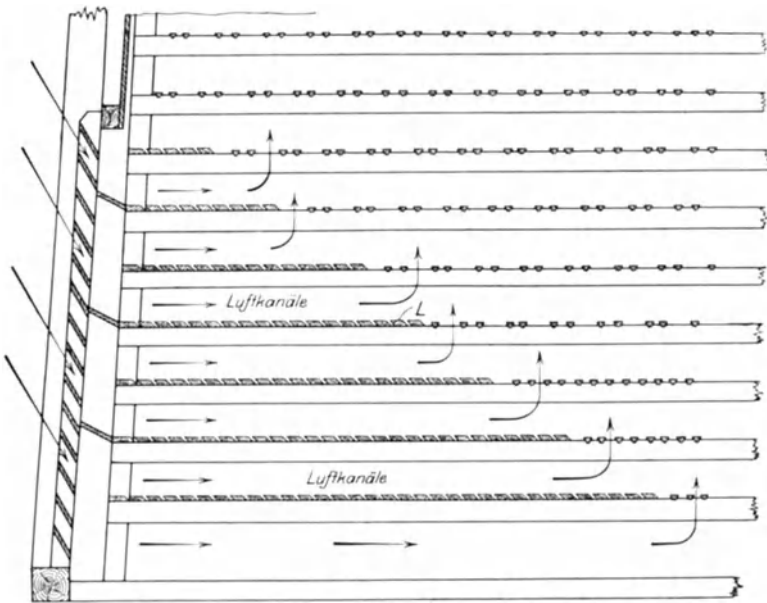


Fig. 97.

lautern dargestellt. Der Unterbau besteht aus einer Kuppel, die von Eisenbetonpfeilern getragen wird; die zwischen letztern liegenden Flächen, die nur teilweise mit Mauerwerk ausgefüllt sind, gestatten den Zutritt der Kühlluft. Die Verteilung des Wassers aus dem Haupttrög in die Verteilungströge und Rieselrinnen ist aus dem Grundriß zu erkennen.

Der Platzbedarf normaler, hölzerner Kaminkühler beträgt 0,8 bis 1,3 qm für 100 kg stündlichen Abdampf bei mittleren und großen Ausführungen. Vgl. Tabelle S. 139.

Bei Berechnung der erforderlichen Grundfläche kann hier die Luftgeschwindigkeit beliebig angenommen werden, da sie nur von

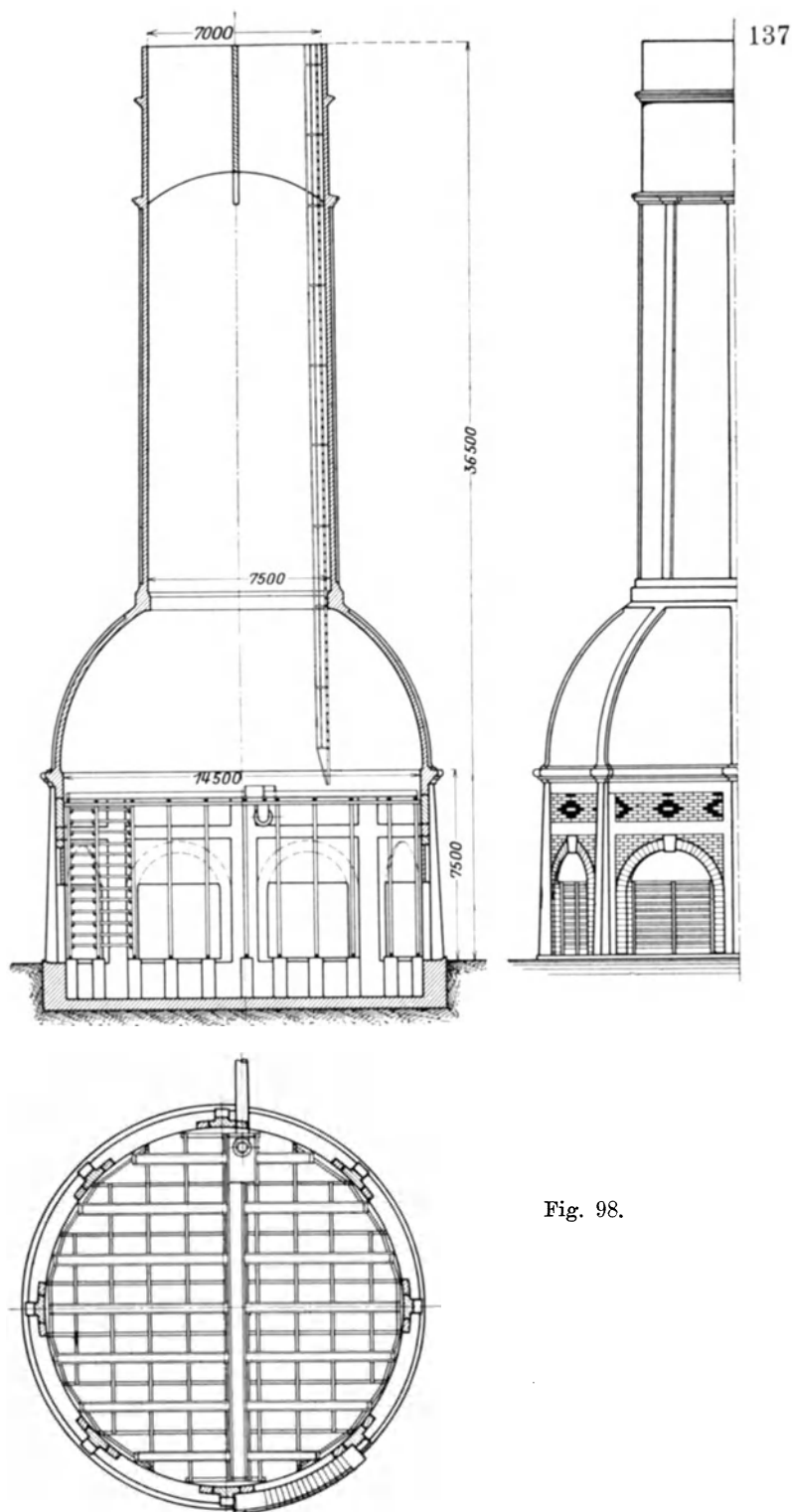


Fig. 98.

Tabelle über normale Kaminkühler System Balcke (Bochum).

Leistung		Platzbedarf			Platzbedarf für 100 kg stündlichen Abdampf qm
Wasser cbm/st	Dampf kg/st	Länge m	Breite m	Höhe m	
10	250	2,6	2,6	14	2,7
15	380	2,85	2,85	14	2,14
20	500	3,25	3,25	14	2,11
25	630	3,5	3,5	15	1,93
30	750	3,75	3,75	15	1,87
35	880	3,95	3,95	16	1,77
40	1000	4,16	4,16	16	1,75
45	1100	4,35	4,35	16	1,73
50	1250	4,55	4,55	16,5	1,66
60	1500	4,9	4,9	16,5	1,61
70	1750	5,2	5,2	17,5	1,55
80	2000	5,5	5,5	17,5	1,5
90	2250—2500	5,75	5,75	17,5	1,48—1,33
100	2500—2800	6	6	17,5	1,44—1,28
110	2750—3100	6,25	6,25	17,5	1,43—1,26
120	3000—3400	6,5	6,5	18	1,41—1,25
130	3250—3700	6,7	6,7	18	1,38—1,22
140	3500—4000	6,9	6,9	18	1,37—1,20
150	3750—4300	7,2	7,2	18	1,40—1,21
175	4400—5000	7,75	7,5	18	1,33—1,16
200	5000—5700	8,7	7,5	18	1,30—1,14
225	5600—6400	9,65	7,5	19	1,31—1,14
250	6200—7100	10,65	7,5	19	1,28—1,12
275	6900—8000	11,8	7,5	19	1,28—1,11
300	7500—9000	12,5	7,5	20	1,24—1,01
325	8100—10000	13,5	7,5	20	1,24—1,01
350	8700—11000	14	7,5	20	1,20—0,95
375	9400—12000	15	7,5	20	1,20—0,94
400	10000—13000	16	7,5	20	1,20—0,92
450	11200—15000	17,7	7,5	20	1,18—0,88
500	12500—16500	19,3	7,5	20	1,25—0,88
550	14000—18300	21,2	7,5	20	1,13—0,88
600	15000—20000	23	7,5	21	1,20—0,90
650	16200—21700	25	7,5	21	1,15—0,86
700	17200—23300	26,4	7,5	21	1,14—0,85
750	18800—25000	28,4	7,5	21	1,13—0,85
800	20000—26700	30,8	7,5	21	1,15—0,86
850	21200—28300	32	7,5	21	1,13—0,85
900	22400—30000	33,6	7,5	22,5	1,13—0,84
950	23800—31700	35,4	7,5	22,5	1,12—0,84
1000	25000—33300	37,5	7,5	22,5	1,12—0,84
1050	26000—35000	39	7,5	22,5	1,12—0,84
1100	27500—36700	40,8	7,5	22,5	1,11—0,84
1150	28800—38300	42,6	7,5	22,5	1,11—0,84
1200	30000—40000	44,3	7,5	22,5	1,11—0,84
1250	31200—41700	46	7,5	22,5	1,10—0,83
1300	32500—43300	48	7,5	22,5	1,10—0,83
1350	33800—45000	49,8	7,5	24	1,10—0,83
1400	35000—46700	51,6	7,5	24	1,10—0,83
1500	37500—50000	55	7,5	24	1,10—0,83

der Höhe des Kamins abhängig ist. Will man aber, um kleine Grundfläche zu erhalten, mit großer Luftgeschwindigkeit arbeiten, so muß die Höhe des Kamins entsprechend vergrößert werden, auch wächst mit der Geschwindigkeit der Widerstand, den die Rieselboden der durchziehenden Luft entgegensetzen. Nach Weiß erhält man praktische Werte, wenn man die erforderliche Grundfläche F aus

$$F = a \cdot \frac{W}{1000}$$

berechnet, worin a eine Erfahrungszahl ist, deren Mittelwert an ausgeführten Anlagen zu 16,5 ermittelt worden ist. Die zu kühlende Wassermenge W ist in cbm/min einzusetzen.

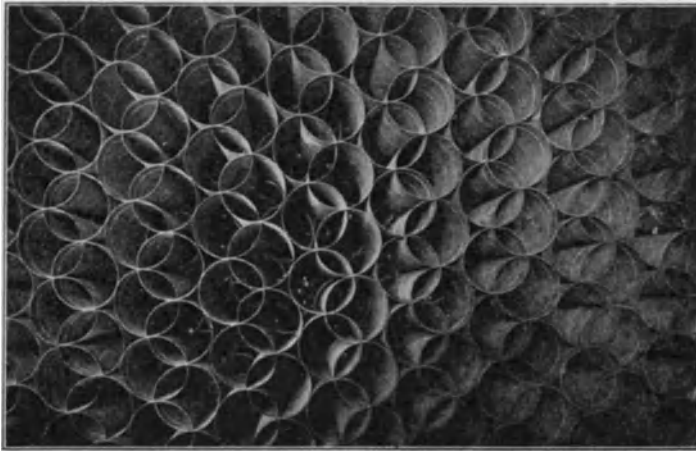


Fig. 99.

Das Bestreben, das Holz durch ein widerstandsfähigeres Material zu ersetzen, veranlaßte einige Firmen, statt der hölzernen Hordenstäbe ein anderes Material, z. B. Ton- oder auch Metallröhren, zu verwenden. Letztere Konstruktion zeigen die in zahlreichen Ausführungen verbreiteten eisernen Kühltürme der Worthington Pumpen Co. in Berlin. Der Rieseleinbau besteht aus $\frac{1}{2}$ mm starken rechteckigen Blechen, die erst auf der Baustelle gerollt und so zusammengebogen werden, daß sie ineinandergreifen (Fig. 99). Jedes dieser kurzen Rohre, die in 20 und mehr Schichten übereinanderstehen und auf einem schmiedeeisernen Roste ruhen, ist mit drei Nuten versehen, die die Bleche versteifen und die Bewegung der Wassertropfen brechen sollen. Diese rieseln auf den Metallflächen entlang und werden bei jedem Schichtwechsel aufs

neue zerstäubt. Die gleichmäßige Verteilung des Wassers über die ganze Höhe ist dadurch gesichert, daß jedem Wassertropfen sein Weg bis zum Ausfluß durch die Art des Rieseleinbaus genau vorgeschrieben ist. Die Eisenbleche sind ferner gute Wärmeleiter,

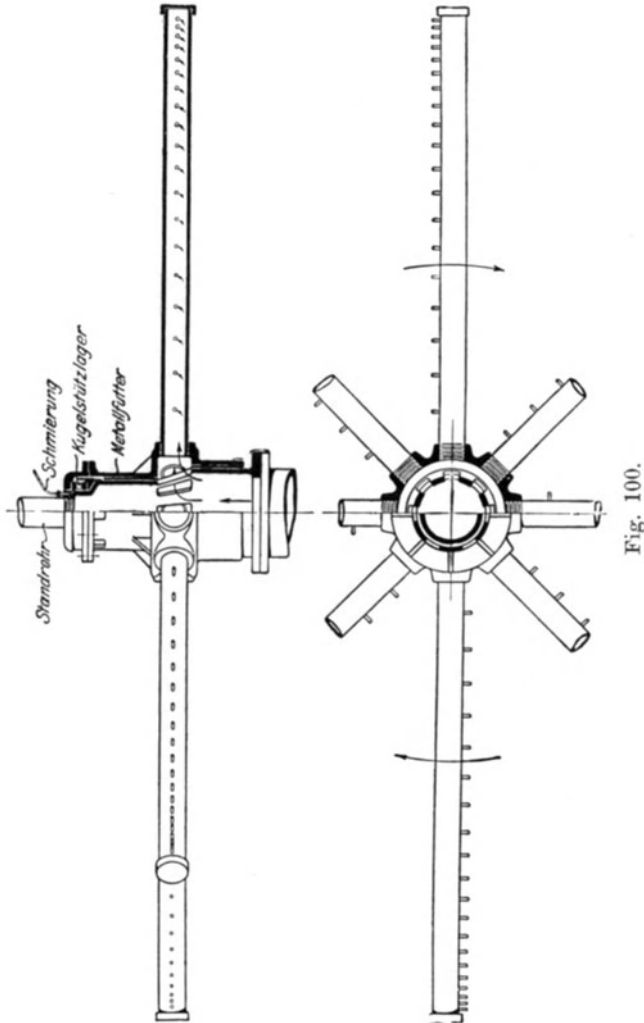


Fig. 100.

übertragen also rasch die Wärme des Wassers an die kalte Luft. Die Kühlflächen nehmen bedeutend geringeren Platz ein als hölzerne Einbauten, geben also der durchströmenden Luft größere Querschnitte frei. Bei Oberflächenkondensation werden verzinkte Bleche verwendet.

Ganz abweichend von den oben besprochenen Konstruktionen ist hier die Wasserverteilung durchgeführt. Der in Fig. 100 und 101 dargestellte Verteiler ist nach Art des Segnerschen Wasserrades gebaut. Das Wasser wird von unten durch ein Druckrohr zugeführt; an den Armen des Rades sind kleine Ansatzröhrchen, außen in kleinerem Abstand wie innen, angebracht. Durch den Wasseraustritt aus diesen Röhrchen entsteht ein Rückdruck, der das Rad in Drehung versetzt, so daß das Warmwasser gleichmäßig über die erwähnten Blechrohre verteilt wird. Die Haube des Verteilers, die von einer eingepaßten Metallbüchse umschlossen wird, ist oben

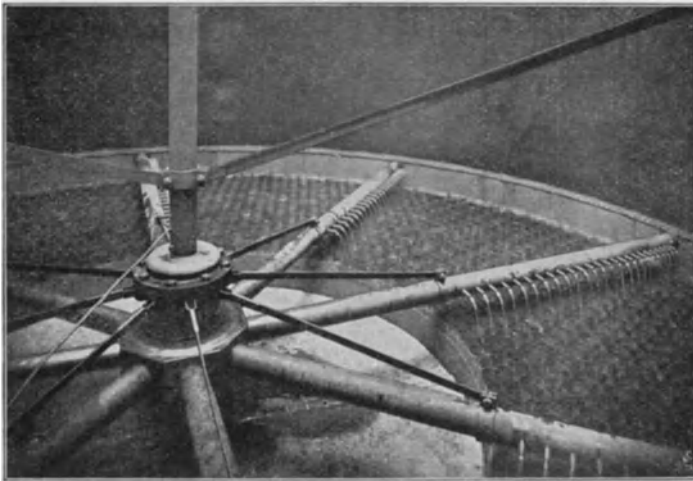


Fig. 101.

kleiner als unten; es entsteht also in der Haube ein der Flächen-differenz entsprechender Wasserüberdruck nach oben, der die Haube heben will. Hierdurch wird das den Verteiler tragende Kugellager teilweise entlastet, also eine leichte und rasche Drehung ermöglicht. Eventuell auftretende Druckschwankungen werden durch ein aufgesetztes Standrohr ausgeglichen.

Der Platzbedarf dieser Kühltürme ist sehr gering; er schwankt zwischen 0,25 und 0,3 qm für 100 kg stündlichen Abdampf. Der Durchmesser des eisernen Turmmantels beträgt bei 800 kg stündlichem Abdampf 1600 mm, bei 16000 kg Dampf 7800 mm, entsprechend einer Turmhöhe von 24 bzw. 28 m.

Bezüglich der Stabilität der Kühltürme ist zu bemerken, daß die Gerüste gewöhnlich für einen Winddruck von 125 kg/qm mit zehnfacher Sicherheit berechnet werden. Für an der Meeresküste

aufgestellte Türme ist dieser Druck mit etwa 200 kg/qm einzusetzen. Die Stabilität der gewöhnlich rund ausgeführten eisernen Kühltürme ist bedeutend größer als diejenige der rechteckigen Kühler. Der Druck auf 1 qm vom Winddruck getroffener Fläche ist nämlich bei rundem Querschnitt um etwa $\frac{1}{3}$ kleiner als bei rechteckigem,

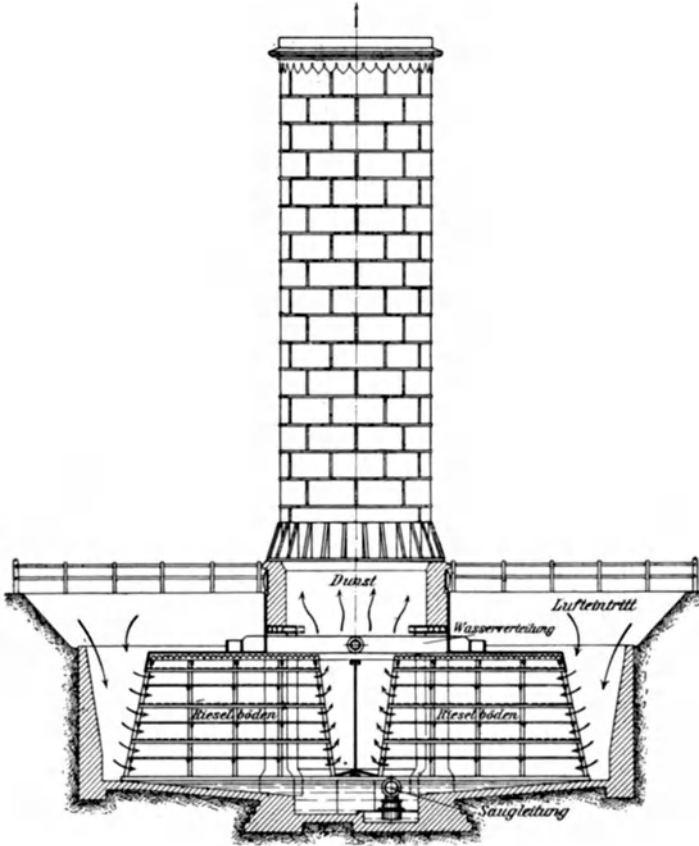


Fig. 102.

d. h. die oben angegebenen Drucke dürfen bei rundem Querschnitt mit etwa 0,67 multipliziert werden.

Die Holztürme bedürfen daher starker Gerüste und kräftigerer Verankerung im Fundament. Bei dem in Fig. 95 dargestellten Kühlturm sind z. B. in 2 m Tiefe $\square$ -Schienen und Fundamentplatten eingemauert, gegen die sich die $1\frac{1}{2}$ " starken Anker stützen. Alle Flächen des gemauerten Behälters sind mit einer 15 mm starken Zementschicht verputzt.

Tabelle über Unterflurkühler (Fig. 102) und offene Gradierwerke (Fig. 93); Balcke & Co., Bochum.

Unterflurkühler						Offene Gradierwerke				
Wasser cbm/st	Leistung	Platzbedarf			Platzbedarf für 100 kg stündl. Abdampf qm	Platzbedarf			Platzbedarf für 100 kg stündl. Abdampf qm	
	Dampf kg/st	Länge m	Breite m	Höhe m		Breite m	Länge m	Höhe m		
10	250	3,5	3	14	4,2	4	5	4	8,00	
15	380	3,9	3,5	14	3,6	4	6	4	6,35	
20	500	4,25	3,95	14	3,35	4	7	4	5,60	
25	630	4,65	4,4	14	3,24	4	8	4	5,10	
30	750	5	4,9	16	3,28	5,5	6	4	4,38	
35	880	5,4	5,1	16	3,14	5,5	6,5	4	4,01	
40	1000	5,9	5,25	16	3,1	5,5	7	4	3,85	
45	1100	6,3	5,4	16	3,1	5,5	7,5	4	3,72	
50	1250	6,7	5,6	16	3,0	5,5	8	4	3,50	
60	1500	7,75	5,9	16	3,05	5,5	9,5	4	3,45	
70	1750	8	6,3	16	2,86	5,5	10,6	4	3,31	
80	2000	8,25	6,7	16	2,75	5,5	11,5	4	3,14	
90	2250—2500	8,5	7	16	2,64—2,37	5,5	12,5	4	3,1—2,75	
100	2500—2800	9,4	7,35	16	2,75—2,46	7	10	4	2,8—2,5	
110	2750—3100	9,85	7,55	16	2,70—2,38	7	10,8	4	2,78—2,45	
120	3000—3400	10,3	7,75	16	2,66—2,36	7	11,5	4	2,68—2,36	
130	3250—3700	10,8	8	16	2,70—2,36	7	12	4	2,60—2,26	
140	3500—4000	11,2	8,2	18	2,63—2,30	7	12,5	4	2,50—2,20	
150	3750—4300	11,7	8,4	18	2,62—2,30	7	13,5	4	2,52—2,20	
175	4400—5000	13	8,85	18	2,60—2,30	7	15,5	4	2,46—2,17	
200	5000—5700	14,4	9,3	18	2,65—2,34	7	17,5	4	2,45—2,15	
225	5600—6400	16	9,4	18	2,67—2,34	7	19	4	2,37—2,08	
250	6200—7100	17,7	9,5	18	2,70—2,36	7,0	21	4	2,36—2,06	
275	6900—7800	19,4	9,65	18	2,70—2,40	8,5	17,5	4	2,15—1,90	
300	7500—8500	21	9,85	19	2,72—2,42	8,5	19	4	2,15—1,90	
325	8100—9300	21,5	10,2	19	2,72—2,35	8,5	20,5	4	2,15—1,88	
350	8700—10000	22	10,5	19	2,65—2,30	8,5	22	4	2,15—1,86	
375	9400—10800	22,5	10,7	19	2,56—2,23	8,5	23,5	4	2,12—1,84	
400	10000—12000	23	11	19	2,43—2,02	8,5	25	4	2,12—1,90	

d) Die Unterflurkühler. Sie unterscheiden sich von den normalen Kaminkühlern nur durch die Anordnung der Rieselböden (Fig. 102), die hier unter Flurhöhe in einem gemauerten Bassin untergebracht sind. Wird ein Einspritzkondensator mit Naßluftpumpe verwendet, so läuft das Warmwasser von selbst dem Verteiltrog des Kühlers zu; man spart also eine Pumpe zur Hebung des Wassers,

bzw. der Kraftbedarf der Luftpumpe wird verringert. Das rückgekühlte Wasser kann durch das Vakuum des Kondensators selbsttätig zurückgesaugt werden.

Diesen Vorzügen stehen aber der bedeutend größere Platzbedarf, etwa 2,5 bis 3,5 qm für 100 kg stündlichen Abdampf, sowie die wesentlich höheren Fundamentierungskosten gegenüber.

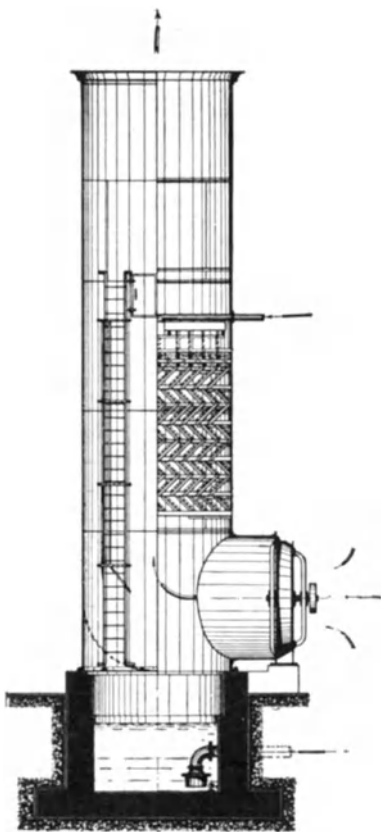


Fig. 103.

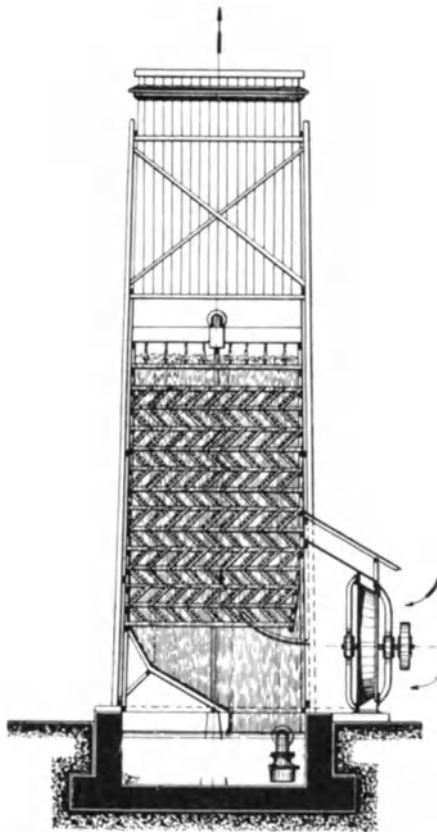
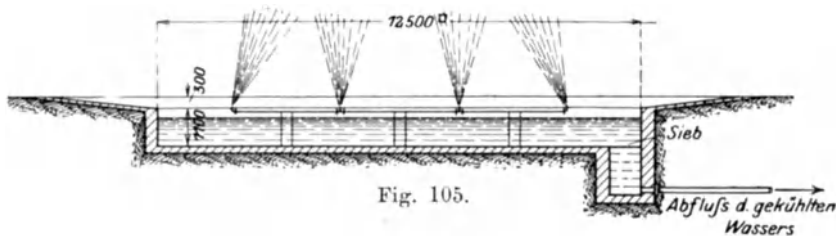


Fig. 104.

Der Kamin kann wie bei den Oberflurkühlern aus Holz, Eisen oder Beton hergestellt werden.

e) Ventilatorkühler. Bei sehr beschränkten Platzverhältnissen, ferner wenn eine durch natürlichen Luftzug nicht mehr erreichbare tiefe Kühlung verlangt wird, kommen hölzerne oder eiserne Kühltürme zur Verwendung, denen die Luft durch in den Mantel eingebaute, meist elektrisch angetriebene Ventilatoren eingeblasen wird. Die Kaminhöhe kann hier natürlich kleiner ge-

halten werden als bei natürlichem Zug, so daß die Kosten eines Ventilator Kühlers auch nicht viel höher sind als die eines normalen Kühlturms. Der Platzbedarf ist jedoch bedeutend geringer, nämlich für eiserne Kühler (Fig. 103) 0,4 bis 0,75 qm, für hölzerne Türme (Fig. 104) 0,4 bis 1 qm pro 100 kg stündlichen Abdampf. Der Nachteil dieser Rückkühlanlagen besteht in dem großen Kraftbedarf zum Betrieb der Ventilatoren (mit Wasserhebung zusammen 4 bis 6 v. H. der Maschinenleistung). Die geringere Kaminhöhe bringt wieder den Nachteil der Belästigung der Nachbarschaft durch Dunstschwaden mit. Die Verspritzung von Wasser kann durch Anordnung eines Wasserfangs im Dunstschlot verhütet werden.



f) Streudüsenanlage von Körting (Körtingsdorf bei Hannover). Das Warmwasser gelangt unter etwa 1 Atm. Druck in ein Rohrsystem (Fig. 105), auf dem in einem Abstände von wenigstens 1,5 m Düsen von etwa 10 mm Durchmesser angebracht sind. In diesen sitzt eine Schraube (Fig. 106), so daß das austretende Wasser eine drehende Bewegung erhält, also durch die Fliehkraft zerstäubt wird. Die inneren Düsen stehen senkrecht, die äußeren um ungefähr 70° nach innen geneigt. Der ganze Raum über dem gemauerten Behälter ist dann mit Wasserstaub gefüllt, der bei warmer, trockener Luft auf Luftwärme, bei warmer, mitteltrockener Luft auf 3 bis 4° über Luftwärme, bei kühler, feuchter Luft auf 8 bis 9° über Luftwärme abgekühlt werden kann.

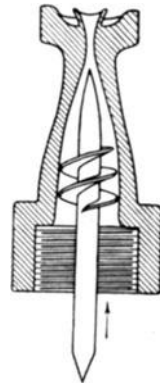


Fig. 106.

Der Nachteil dieser Anlage beruht auf der großen Wasserverspritzung, die durch Einbau in Kühltürme vermieden werden kann. Bei freier Aufstellung braucht eine Düse von 10 mm Durchmesser eine Grundfläche von etwa 6 qm; der erforderliche Wasserdruck beträgt 1 bis 1,5 Atm.

Tabelle über Ventilatorkühler von Balcke & Co.
in Bochum (Fig. 103 und 104).

Leistung		Ventilator			Platzbedarf			Platzbedarf für 100 kg stündlichen Abdampf	
Wasser	Dampf	Anzahl	Durch- messer	Kraft- bedarf	Eisen Durch- messer	Holz Breite	Holz Länge		
cbm/st	kg/st		mm	PS	mm	m	m	Eisen qm	Holz qm
30	750	1	1000	2	2700	2,4	3	0,76	0,96
40	1000	1	1200	2,5	2900	2,6	3,2	0,66	0,83
50	1250	1	1200	3	3100	2,8	3,4	0,61	0,76
60	1500	1	1500	3,5	3300	2,9	3,6	0,57	0,74
70	1750	1	1500	4	3500	3	3,7	0,55	0,63
80	2000	1	1500	4,5	3700	3,2	3,9	0,54	0,62
90	2250—2500	1	1750	5	3900	3,3	4	0,53—0,48	0,59—0,53
100	2500—2800	1	1750	5,5	4000	3,4	4,1	0,50—0,45	0,55—0,50
125	3150—3600	1	2000	6,5	4400	3,7	4,4	0,48—0,42	0,52—0,45
150	3750—4300	1	2250	8	4700	4	4,7	0,46—0,40	0,50—0,44
175	4400—5000	1	2250	9,5	4900	4,2	4,9	0,43—0,38	0,47—0,41
200	5000—5700	1	2500	11	5200	4,5	5,2	0,43—0,38	0,47—0,41
225	5600—6400	1	2500	12	5400	4,7	5,4	0,41—0,36	0,45—0,40
250	6200—7100	1	3000	13,5	5700	4,9	5,6	0,41—0,36	0,45—0,39
275	6900—8000	1	3000	15	5900	5,1	5,8	0,40—0,34	0,43—0,37
300	7500—9000	1	3000	16	6100	5,2	5,9	0,39—0,325	0,41—0,34
350	8700—11000	2	2250	19	—	5,1	7	—	0,41—0,34
400	10000—13000	2	2500	22	—	5,3	7,5	—	0,40—0,31
450	11200—15000	2	2500	25	—	5,6	7,5	—	0,37—0,28
500	12500—16500	2	3000	28	—	5,6	8,5	—	0,37—0,28
550	14000—18300	2	3000	30	—	6	8,5	—	0,36—0,28
600	15000—20000	2	3000	32	—	6,3	8,5	—	0,36—0,28

Die Gesamthöhe dieser Kühler beträgt 10,5 m bei der kleinsten,
13 m bei der größten Ausführung.

X. Zentralkondensationen.

In Fig. 107 ist eine Gegenstrom-Mischkondensationsanlage für eine größte stündliche Dampfmenge von 3500 kg dargestellt, ausgeführt von der Kondensationsbau-Gesellschaft vorm. Otto Sorge in Grunewald (Berlin) für die Vigognespinnerei Schön in Werdau i. S.

Der auf einem konsolartigen Podest des Fabrikgebäudes stehende Kondensator ist mit einem barometrischen Abfallrohr versehen; in seine vordere Kammer, in die das 400 mm weite Abdampfrohr mündet, ist ein Dampfentöler eingebaut. Das Ölwasser wird gleichfalls durch ein barometrisches Fallrohr entfernt, so daß die Aufstellung einer Ölwasserpumpe wegfällt. In die Abdampfleitung sind ein Absperrschieber und ein Sicherheitsventil eingebaut. Das Warmwasser fließt durch eine 150 mm weite Leitung einem gemauerten Warmwasserbassin und von hier der Rückkühlanlage zu. Die an dem aufgesetzten Dom des Kondensators abgesaugte Luft wird durch eine stehend angeordnete, durch Riemen angetriebene Luftpumpe abgesaugt. Das einem Kühlwasserbassin entnommene rückgekühlte Wasser wird durch eine stehende Dreiplungerpumpe, die mit der Luftpumpe gekuppelt ist, nach dem Kondensator gedrückt.

Die Anlage sollte 90 v. H. Vakuum geben bei 3500 kg Dampf, und 94 v. H. bei 1750 kg. An der Luftpumpe angestellte Versuche ergaben folgende Resultate:

Versuchsnummer	1	2	3	4	5	6	7
Barometerstand mm QS.	726	723	725	733	736	732	730
Vakuum " "	688	685	684	697	700	695	692
" v. H.	94,5	94,8	94,4	95,1	95,1	95,0	94,8
Lufttemperatur im Saugrohr ° C	20,6	20,8	24,2	18,6	18,3	19,5	22,5
" „ Druckrohr ° C	23,5	24,3	26,7	20,6	21,0	20,9	24,4
Umlaufzahl	196	195	194	195	196	196	195
Ind. Leistung PS.	1,5	1,5	1,5	1,4	1,3	1,4	1,3
Temp. des Kühlwassers . . ° C	—	—	—	—	—	10,8	11,8
" „ Warmwassers . . ° C	—	—	—	—	—	27,6	30,1
Stündliche Dampfmenge . kg	1400	1700	1700	1600	1500	1500	1900
Kühlwasserverhältnis . . m	86,7	30,2	—	32,3	—	35,5	—

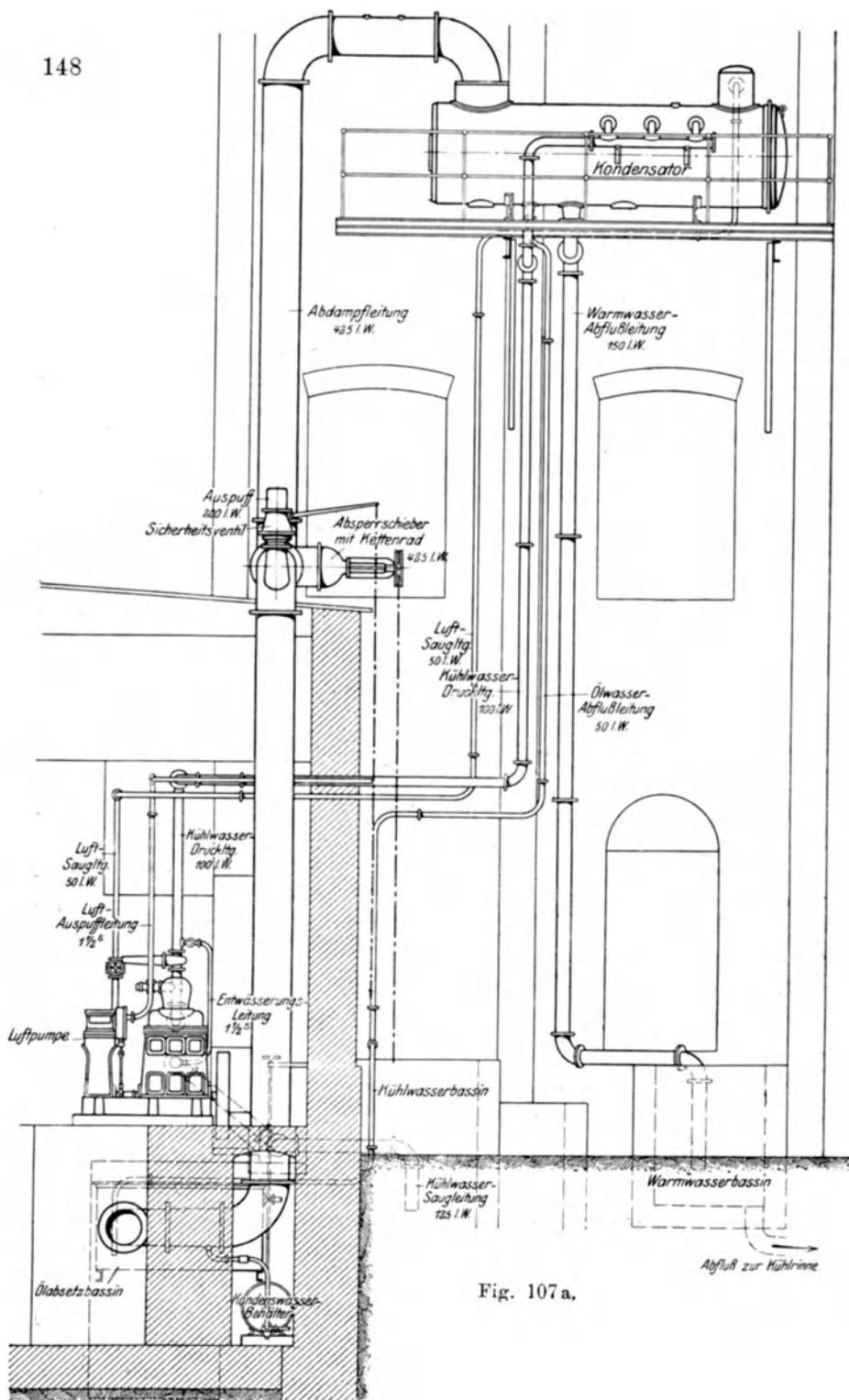


Fig. 107 a.

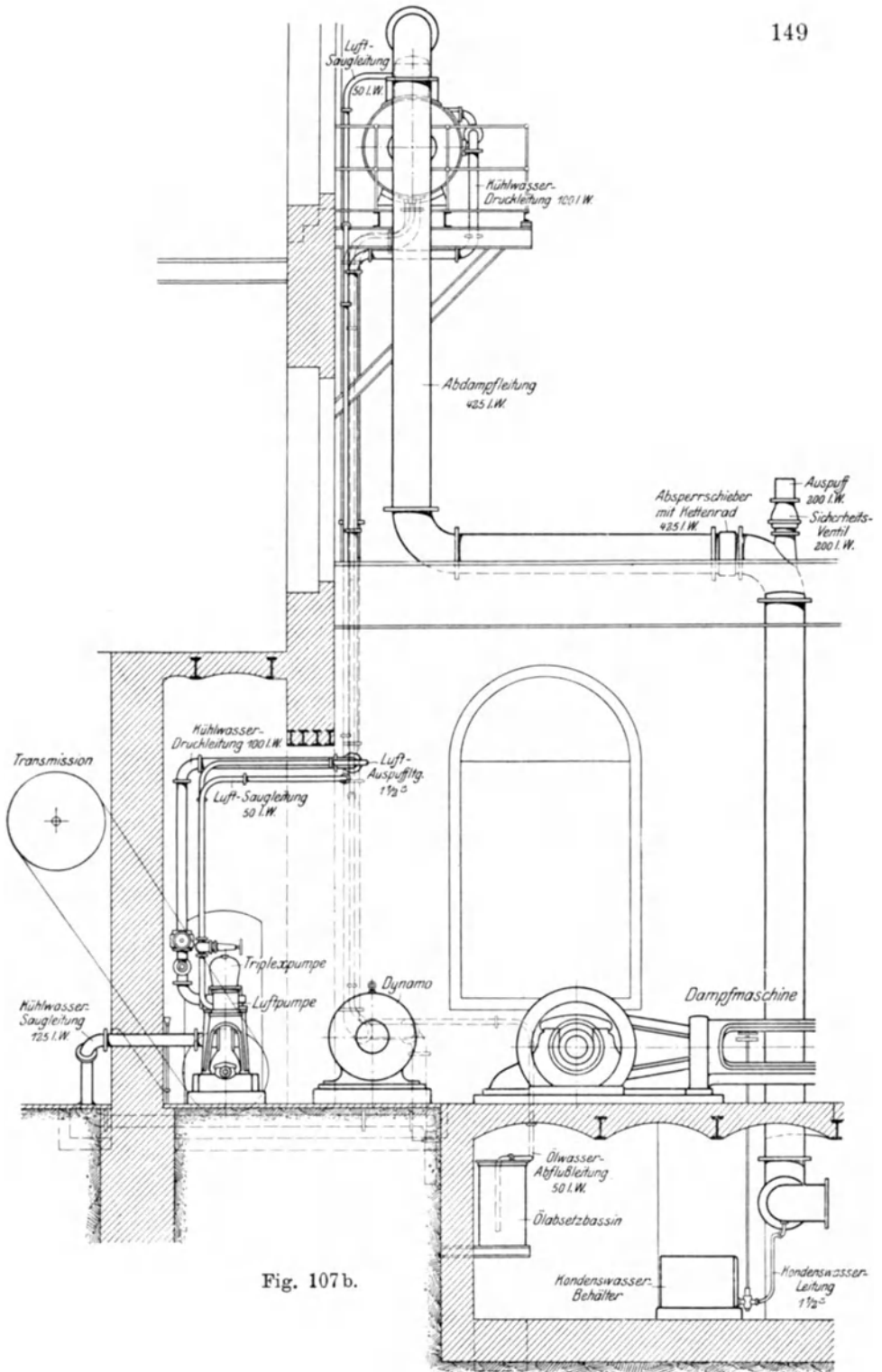


Fig. 107 b.

Die Luftabsaugetemperatur ist also um etwa 10° höher als die Temperatur des Kühlwassers, das sich im Kondensator um ca. 18° erwärmt.

Eine Zentral-Gegenstrom-Mischkondensation nach der in Fig. 15 dargestellten Bauweise für eine mittlere Dampfmenge von 80 000 kg pro Stunde wurde von der Sangerhäuser Aktien-Maschinenfabrik in Sangerhausen nach „Rote Erde“ bei Aachen geliefert, wohl eine der größten Weißschen Anlagen. Der lichte Durchmesser der Abdampfleitung beträgt 1650 mm, die Länge etwa 600 m. Dem Kondensator ist ein Dampfentöler vorgebaut. Die Anlage arbeitet mit rückgeköhltem Wasser von etwa 25° , das durch zwei Drehkolbenpumpen gefördert wird. Die minutliche Kühlwassermenge beträgt ca. 26 cbm, entsprechend einem Kühlwasserverhältnis von 19,5. Gemäß den ungewöhnlichen Dimensionen der Abdampfleitung wurde mit einer sehr großen Luftmenge, 84 cbm/min gerechnet.

Es sind zwei getrennte Pumpengruppen aufgestellt, deren Vakuumpumpen von den beiden liegenden Einzylinder-Ventilmaschinen in Zwillingsanordnung angetrieben werden. Das Warmwasser wird durch zwei Zentrifugalpumpen auf den Kaminkühler gehoben, die wie die Drehkolbenpumpen mittels Riemen von den Kurbelwellen der Dampfvakuumumpen angetrieben werden.

Die Ventilmaschinen haben 410 mm Zylinderdurchmesser, die Luftpumpen 680 mm; der gemeinschaftliche Hub beträgt 700 mm, die Tourenzahl 92 pro Minute. Eine Ölwasserpumpe wurde nicht aufgestellt, da wie bei der vorbesprochenen Anlage ein Ölwasserfallrohr zur Verwendung kommt.

Die Anlage, die zum Niederschlagen des Abdampfes von mehreren Walzenzugmaschinen mit sehr unregelmäßigem Dampfverbrauch dient, erreicht ein mittleres Vakuum von 85 v. H., gemessen am Kondensator.

Bei den im folgenden besprochenen Oberflächenkondensationen wird die Luft stets getrennt vom Kondensat abgesaugt. Der wichtigste Vorteil dieser Anordnung, der vor allem bei Verwendung des Kondensats als Kesselspeisewasser in Betracht kommt, ist der, daß das Kondensat mit einer etwa 12° höheren Temperatur weggeführt wird als bei gemeinschaftlichem Absaugen von Luft und Kondensat mittels Naßluftpumpe, daß also bei der Dampferzeugung im Kessel eine bedeutende Wärmeersparnis eintreten kann. Andererseits besteht der Nachteil, daß die Anschaffungskosten höher sind und die Zahl der der Schmierung und Wartung bedürftigen Teile sowie der Platzbedarf größer ist als bei gemeinschaftlicher Absaugung. Daher wird neuerdings öfters auch gemeinsame Absaugung mittels raschlaufender, zweistufiger Naßluftpumpe angewendet.

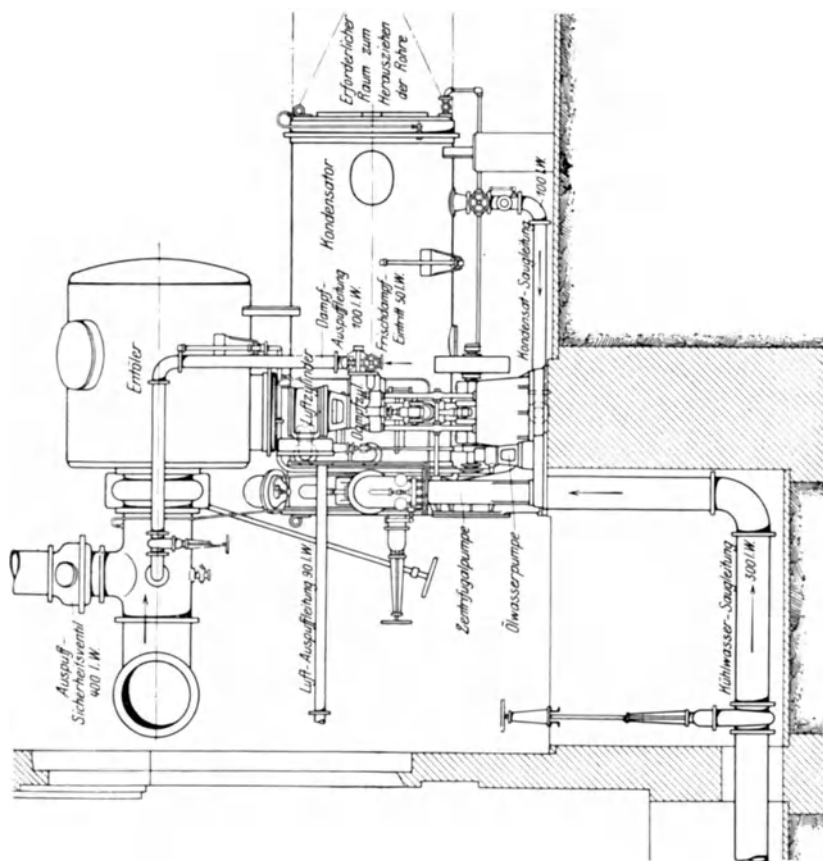


Fig. 108 a.

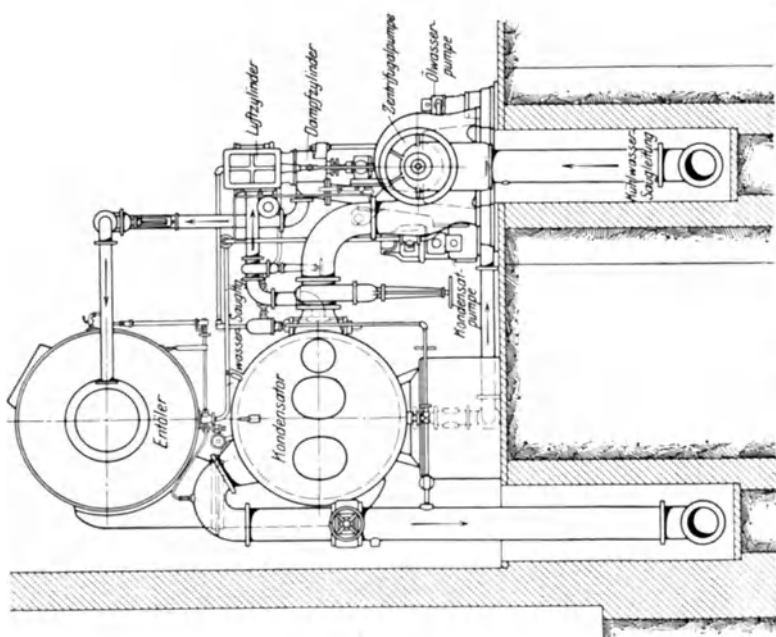


Fig. 108 b.

Eine Gegenstrom-Oberflächenkondensationsanlage mit geschlossenem Kondensator für 9000 kg stündliche Belastung, von Sorge (Grunewald) für die Maschinenfabrik Eintrachtshütte, O.-S., geliefert, ist in Fig. 108 dargestellt. Der Abdampf wird durch eine 650 mm weite Rohrleitung der vorderen Stirnfläche eines über dem Kondensator montierten Entölers zugeführt, aus dem er seitlich austritt und durch ein kurzes Anschlußstück in den Kondensator überströmt. Das Kühlwasser wird dem vorderen Teile des Kondensators seitlich zugeführt, das Warmwasser tritt oben aus. Die Pumpengruppe, die sehr gedrängte Bauart aufweist, besteht aus einer stehenden Dampflluftpumpe, in deren Frischdampfleitung ein Drosselregulator eingebaut ist, und deren Abdampfleitung in die Hauptdampfleitung kurz vor dem Entöler mündet. Direkt gekuppelt mit der Kropfwelle der Dampfmaschine ist die Zentrifugal-Kühlwasserpumpe; die stehende Kondensatpumpe und die Ölwasserpumpe werden durch

Hebel von der Dampflluftpumpe aus angetrieben. Alle Pumpen sind auf gemeinschaftlicher Grundplatte montiert.

Eine Turbinen-Oberflächenkondensationsanlage für 10000 kg Stundendampf mit stehendem Gegenstromkondensator, von Sorge für die Kaliwerke in Salzdettfurth ausgeführt, zeigt Fig. 109. Der Abdampf der Turbinen wird dem auf I-Trägern gestützten Kondensator durch eine 550 mm weite Leitung zugeführt, deren Krümmer auf Rollen gelagert ist. Das durch eine Kreiselpumpe zugeführte Kühlwasser tritt auf

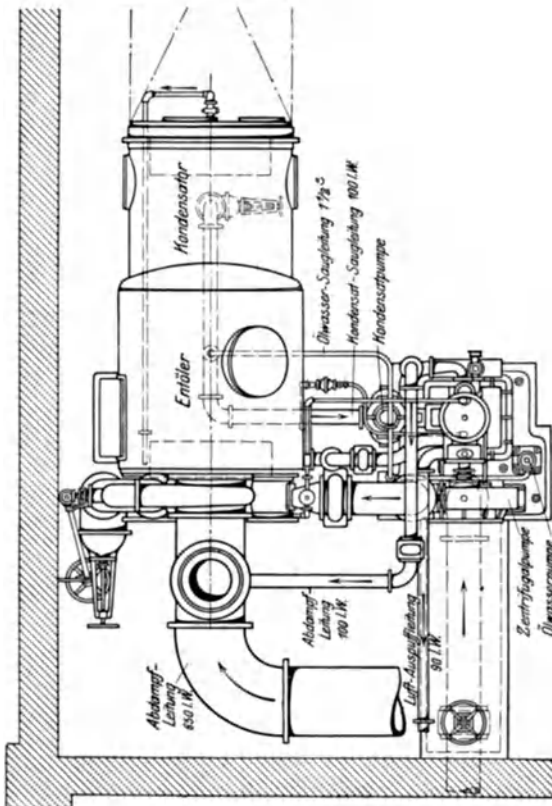


Fig. 108c.

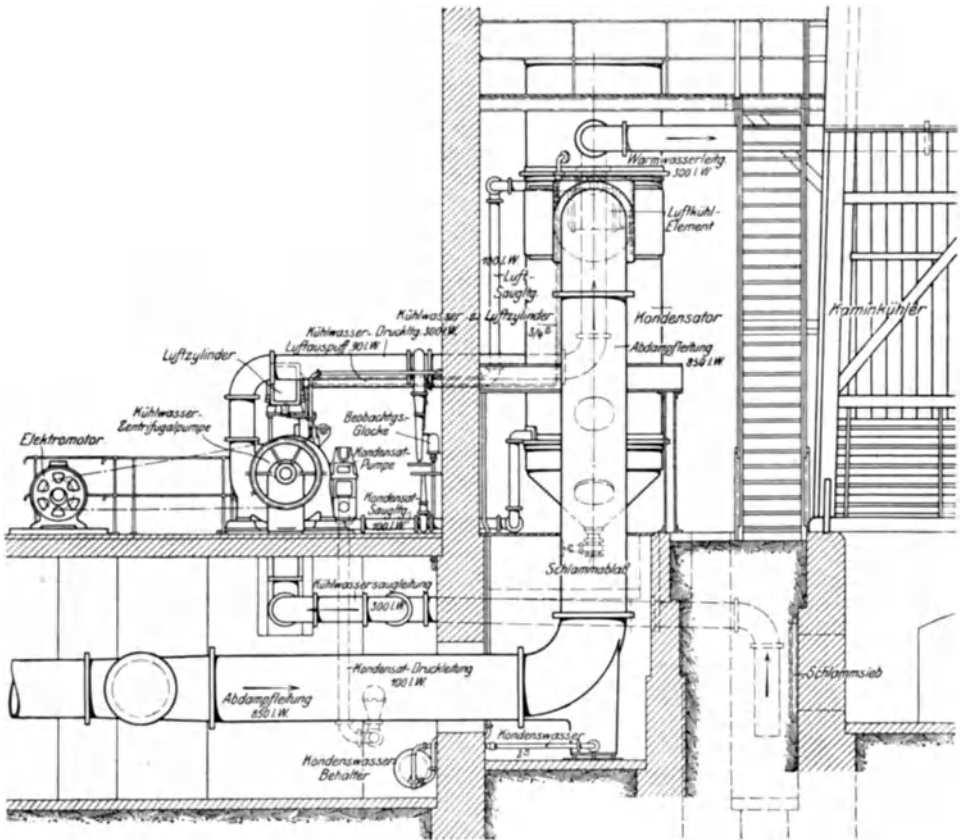


Fig. 109a.

der Rückseite des Kondensators ein, auf der Vorderseite läuft es erwärmt mit etwas Gefälle dem Kühlturme zu. Beim Übertritt des rückgekühlten Wassers aus dem Bassin des Kühlwerks in die Sauggrube, aus der es durch die Kreislumpumpe zurückgesaugt wird, findet eine Reinigung durch ein Schlamm-sieb statt, das aus einem Holzrahmen mit Drahtgeflecht besteht. Die Luft wird am Kondensator oben, das Kondensat unten abgesaugt. Die Luftpumpe stehender Bauart, die mit der Kühlwasserpumpe gekuppelt ist, wird durch Elektromotor angetrieben, die Kondensatpumpe durch Hebel von der Luftpumpe aus. Die Ölwasserpumpe fällt natürlich bei Turbinenkondensationen fort. Die Umlaufzahl der Pumpengruppe ist, wie bei den anderen von Sorge ausgeführten Anlagen, hoch gewählt (260 pro Minute), wodurch kleine Dimensionen und geringer Platzbedarf erzielt werden.

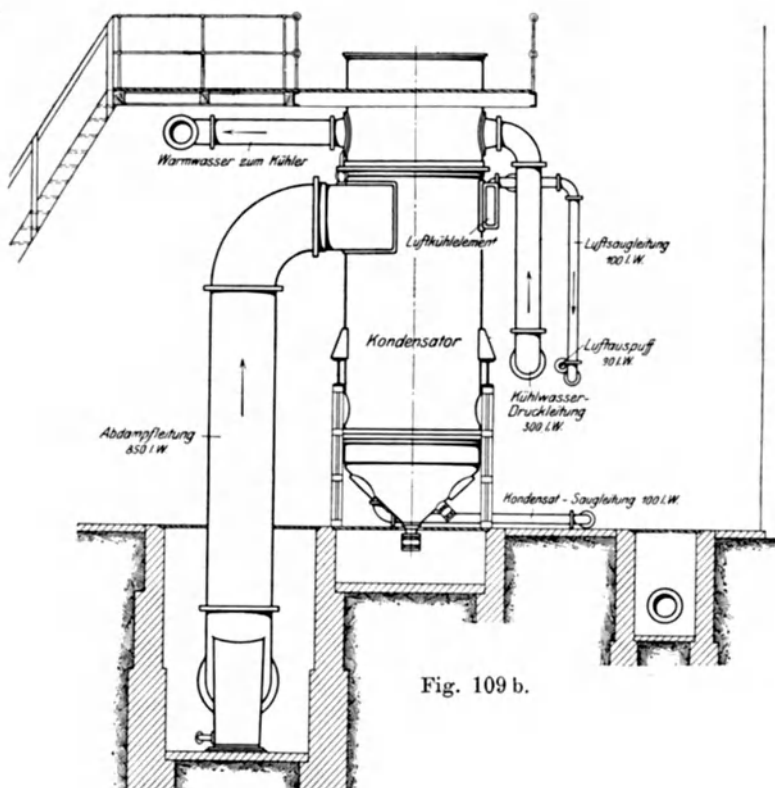


Fig. 109 b.

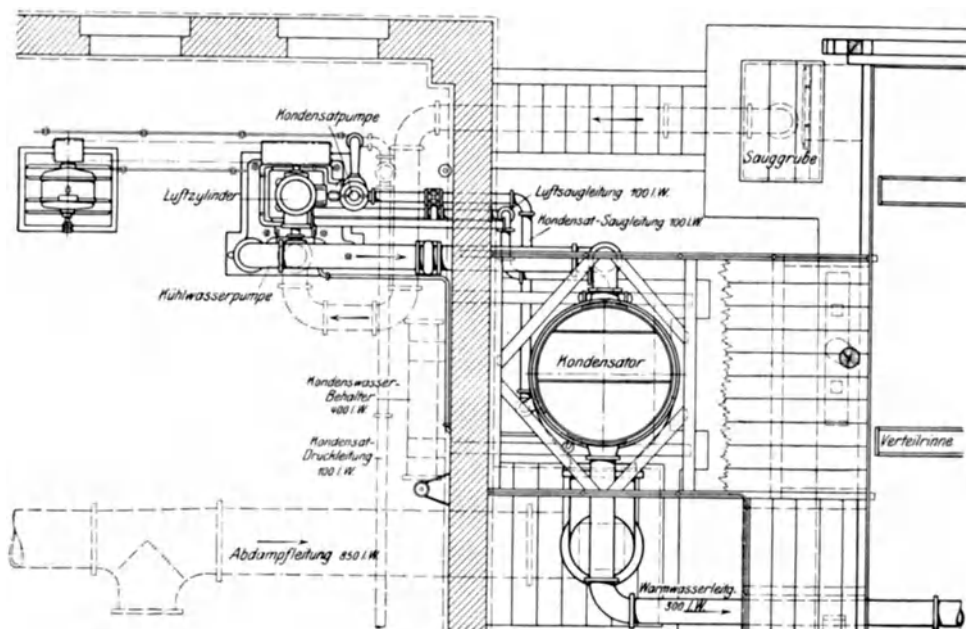


Fig. 109 c.

Garantiert war ein Vakuum von 92 v. H. bei 10000 kg Dampf pro Stunde, und von 95 % bei 5000 kg Dampf; ferner ein Kraftbedarf von 35 PS. bei 530 cbm Kühlwassermenge. Zwei im Abstand von 1 Jahr vorgenommene Versuche ergaben folgendes Resultat:

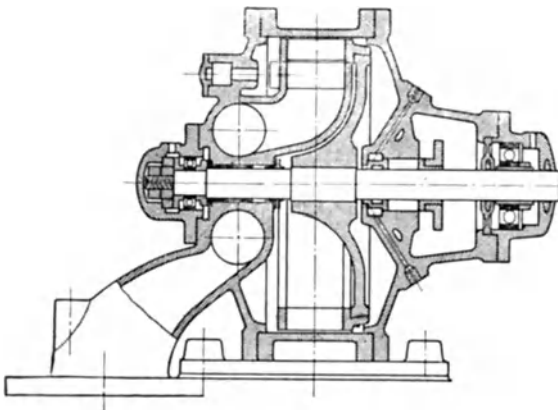
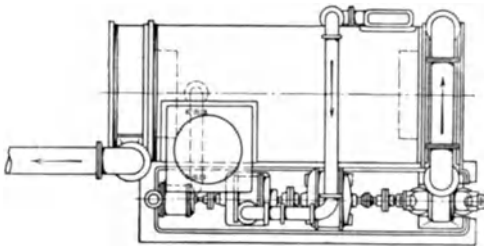
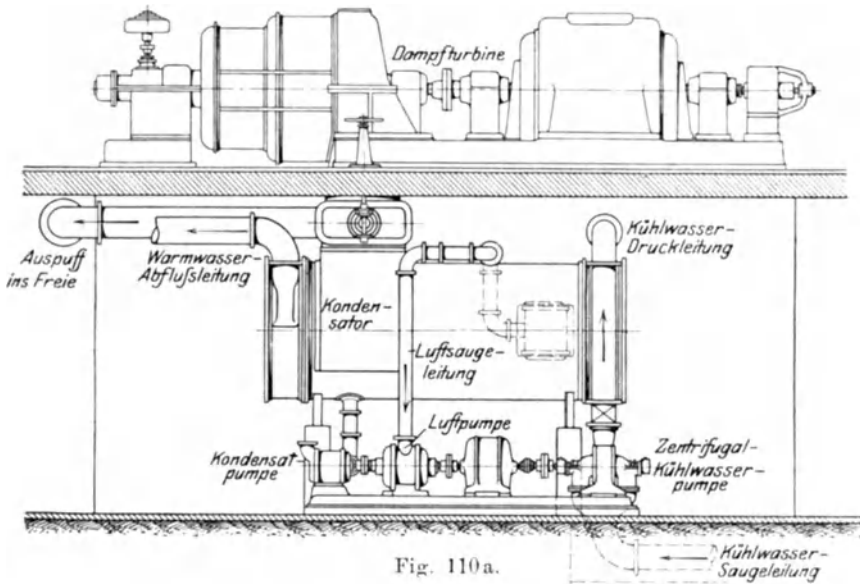
Umlaufzahl der Pumpen- gruppe	Kühlwasser		Dampf pro Stunde kg	Vakuum an der Turbine	Kraftbedarf in PS.
	Temperatur ° C	cbm/st.			
260	16	400	5600	96,4 v. H.	28
260	15	400	5000	96,6 v. H.	28

XI. Kondensationen mit Wasserstrahl-Luftpumpen.

Bei den Kondensationen der Kolbendampfmaschinen ist es nahelegend, die hin und her gehende Bewegung der Kraftmaschine auch beim Antrieb der Luft- und Wasserpumpen zu verwenden. Eine Unterbrechung dieses Prinzips findet nur insofern statt, daß man infolge der großen Fortschritte im Bau von Kreiselpumpen in neuerer Zeit statt der schwerfälligen, viel Platz raubenden Kolben-Kühlwasserpumpen die Niederdruck-Kreiselpumpen verwendet. Bei Dampfturbinen dagegen, bei denen man zwecks Verringerung des Platzbedarfs, sowie zur Erzielung größerer Einfachheit und Sicherheit des Betriebes die hin und her gehende Bewegung durch die rotierende ersetzt hat, würde die Verwendung von Kolbenpumpen die gewünschte Einheitlichkeit des Betriebes stören, ja es könnte unter Umständen die Kondensationsanlage größeren Raum einnehmen als die Kraftmaschine und Dynamo zusammen. Man hat daher seit einigen Jahren mit Erfolg die früher besprochenen Konstruktionen von Kolben-Luftpumpen und Kondensatpumpen durch „rotierende“ Pumpen zu ersetzen versucht, die, untereinander gekuppelt, entweder durch Elektromotor oder durch Dampfturbine angetrieben werden.

Fig. 110 läßt an einer Turbinen-Oberflächenkondensation von Sorge (Grunewald) den außerordentlich geringen Platzbedarf einer Anlage mit nur rotierenden Pumpen erkennen, die dann mit dem Motor auf gemeinschaftlichem Fundamentrahmen angeordnet sind.

Eine der verbreitetsten und bekanntesten Bauarten von Wasserstrahl-Luftpumpen ist die von Westinghouse-Leblanc, in Deutschland ausgeführt von Balleke & Co. in Bochum-Frankenthal. Wie Fig. 111 zeigt, besteht eine solche Pumpe im wesentlichen aus einem durch Elektromotor oder Dampfturbine angetriebenen Laufrad *b* und den Düsen *d* und *D*. Das aus einem tiefstehenden Behälter angesaugte Betriebswasser fließt dem Laufrad durch ein



Saugrohr und den mit mehreren Schaufeln versehenen Leitapparat *a* zu; also partielle Beaufschlagung des Laufrades. Wenn das Wasser die Schaufelzellen des Laufrades mit großer Geschwindigkeit verläßt, wird es, in dünne Scheiben zerlegt, durch die Düse *d* geschleudert. Die Wasserscheiben, deren Abstand voneinander durch die Schaufelteilung und die Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades bestimmt ist, umschließen die von oben angesaugte Luft und führen sie nach der

unteren Düse *D*, dem „Diffusor“, in dem die Luft auf atmosphärischen Druck verdichtet wird.

Als Arbeitswasser kann sowohl Brunnenwasser als auch rückgekühltes Wasser verwendet werden; es zirkuliert fortwährend zwischen Saugrohr und Auswurfrohr der Pumpe in dem Behälter

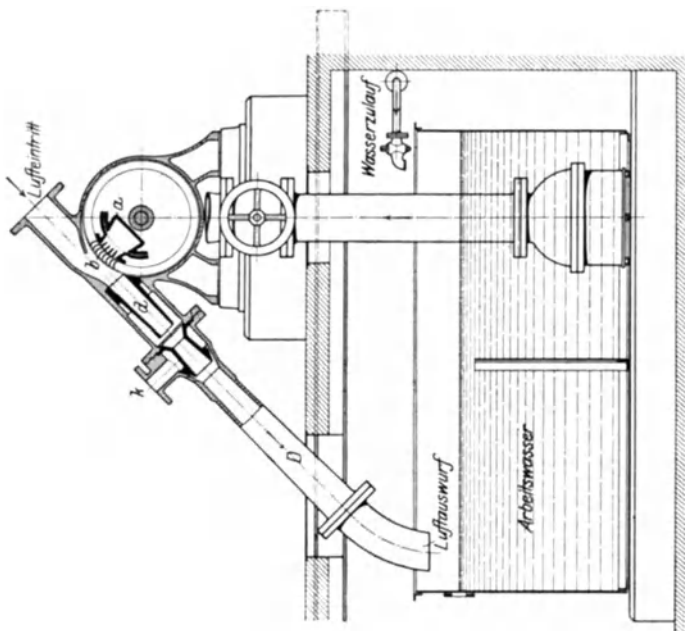


Fig. 111 b.

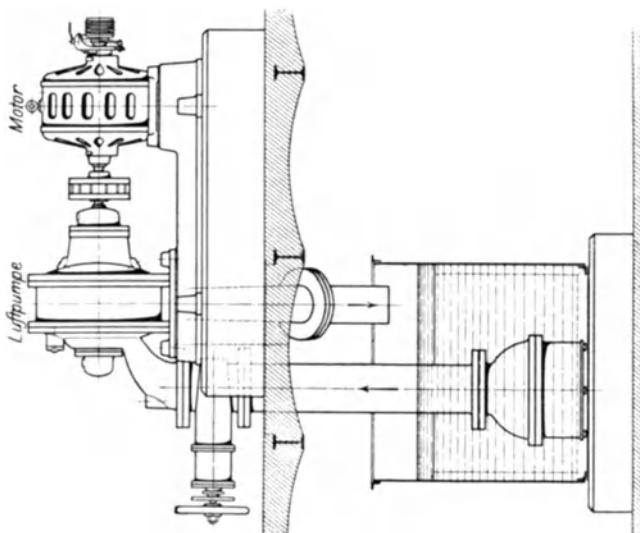


Fig. 111 a.

und erfordert nur geringen Zusatz an frischem Wasser, da die Erwärmung des Arbeitswassers, wie Versuche an ausgeführten Anlagen zeigen, nur sehr gering ist.

Das Anlassen der Luftpumpe erfolgt durch Zuführung von Frischdampf am Stutzen k , wodurch eine kleine Luftleere erzeugt wird, die zum Ansaugen von Arbeitswasser durch das Saugrohr genügt. Sobald das Laufrad Wasser durch die Düse fördert, wird die Dampfleitung abgeschlossen.

Die Luftpumpe besitzt einfachste Bauart, da nur ein einziger rotierender Teil, das aus Bronze ausgeführte Laufrad, vorhanden ist. Die Welle wird von Kugellagern getragen, die in Ölkammern liegen.

Entsprechend der zur Verwendung kommenden Antriebsmaschine führt Bacle & Co. die Westinghouse-Leblanc-Luftpumpen in zwei Typen aus, nämlich raschlaufende für Turbinenantrieb und langsamlaufende für elektrischen Antrieb. Während erstere, und zwar für alle Größen, mit $n=2500$ Touren laufen und mit den ebenso rasch laufenden Zentrifugal-Kondensatpumpen direkt gekuppelt werden können, machen die langsamlaufenden Luftpumpen, entsprechend den Tourenzahlen normaler Drehstrommotoren, 580 Uml./min bei großen Ausführungen, 720 bei mittleren und 960 Uml./min bei kleinen Ausführungen.

Soll aber die Luftpumpe mit der Kühlwasserpumpe direkt gekuppelt werden, so muß die obengenannte höchste Tourenzahl $n=2500$ auf 2000 bei kleinen Pumpen und auf 1400 Uml./min bei größeren Pumpen herabgesetzt werden, damit der Wirkungsgrad der Kühlwasser-Zentrifugalpumpe nicht zu gering ausfällt.

Die in der nebenstehenden Tabelle zusammengestellten Betriebsergebnisse, die an der mit Westinghouse-Leblanc-Luftpumpen ausgerüsteten Oberflächenkondensations-Anlage der Überlandzentrale Derenburg-Harz erzielt wurden, zeigen, daß sich das Vakuum bei allen Belastungen der Dampfturbinen auf über 98 v. H. hielt. Das Kühlwasser erwärmte sich fast vollständig auf die Temperatur des gesättigten Dampfes; der Temperaturunterschied beträgt nämlich im Mittel nur $0,74^\circ$. (Vgl. auch Versuchstabelle Zeitschr. 1909, S. 1246.)

Es sei an dieser Stelle auch auf die Verwendung der Westinghouse-Leblanc-Luftpumpen bei Schiffskondensationen hingewiesen, wo der Vorteil des geringen Platzbedarfes noch mehr als bei stationären Anlagen zur Geltung kommt. Nachdem eine solche Pumpengruppe auf dem französischen Torpedobootszerstörer *Voltigeur* vorzügliche Betriebsergebnisse¹⁾ erzielt, wurden für fünf weitere Torpedobootszerstörer sowie für mehrere Linienschiffe und Kreuzer derartige Pumpen bestellt.

¹⁾ Zeitschr. für das ges. Turbinenwesen 1909, S. 542.

Betriebsprotokoll

über die Oberflächenkondensation Derenburg, Harz.

Garantiert: 95 v. H. Vak. bei 12° Wassertemp. und 300 KW Belastung.

Zeit Uhr	Be- lastung der Turbine in KW	Betriebs- dampf		Vakuum			Kühlwasser		Baro- meter- stand mm	Kraft- bedarf Amp.
		Atm. Druck	Temp. °C	mm Druck am Kon- densator- stutzen	v. H. des Baro- meter- stands	Tempe- ratur des ge- sättigten Dampfes °C	warm °C	kalt °C		
9	210	11,3	245	14	98,1	11,9	12,0	3,5	753	12,5
10	235	11,3	250	14	98,1	11,9	13,0	3,5	753	12,5
11	220	11,5	255	13	98,3	11,2	12,5	3,5	753	12,5
12	160	11,7	252	12	98,4	10,5	11,0	3,5	753	12,5
1	100	11,1	248	9	98,8	8,7	9,0	3,5	753	12,5
2	220	11,4	250	13	98,3	11,2	11,8	3,5	753	12,5
3	160	11,5	266	13	98,3	11,2	11,2	3,5	753	12,5
4	200	12,0	265	12	98,4	10,5	11,0	3,5	754	12,5
5	260	12,0	260	13	98,3	11,2	13,0	3,5	754	12,5
6	240	11,2	247	13	98,3	11,2	12,5	3,5	754	12,5
7	190	11,8	257	13	98,3	11,2	11,8	3,5	754	12,5
Differenz im Mittel 0,74 °C							Luft- und Kondensat- pumpe bei 500 Volt Spannung			

Auch die Kondensatpumpe wird jetzt häufig als Zentrifugalpumpe ausgeführt; so wurden im Kraftwerk der Londoner Untergrundbahn für die Oberflächenkondensation der 5500 KW-Dampfturbinen acht zweistufige, stehende Zentrifugalpumpen aufgestellt, die bei größter Belastung der Anlage stündlich 63000 kg Kondensat bei 950 Uml./min. fördern und sich sehr gut bewähren.

Eine seit dem letzten Jahre gleichfalls große Verbreitung findende Schleuderluftpumpe zeigen Fig. 112 bis 114 an einer Ausführung¹⁾ der A. E.-G. in Berlin. Sämtliche Pumpen sind auf gemeinsamer Grundplatte mit der Antriebsturbine A montiert, die nur eine Druckstufe besitzt, so daß der Abdampf in der Hauptturbine völlig ausgenutzt werden kann. Neben der Kühlwasserpumpe C, die in den direkt dahinterstehenden Oberflächenkondensator fördert, steht die Kondensat-Zentrifugalpumpe D₂, die das Warmwasser der danebenstehenden Kesselspeisepumpe zuführt, oder falls diese nicht zu speisen hat, es nach einem hochstehenden Behälter drückt. Die Schleuderluftpumpe D₁ besteht aus einem Lauf- und einem dazu konzentrisch angeordneten Verteiler (Fig. 114). Die Laufradschaufeln sind außen stark verdickt, so daß das Wasser

¹⁾ Z. Ver. deutsch. Ing. 1909, S. 702.

nicht in geschlossenem Strahl, sondern in einzelnen, die angesaugte Luft umschließenden Kolben den das Laufrad umgebenden Raum durchströmt und in die Kanäle des Verteilers eintritt. Vermöge der in der Pumpe dem Wasser erteilten Strömungsenergie führen

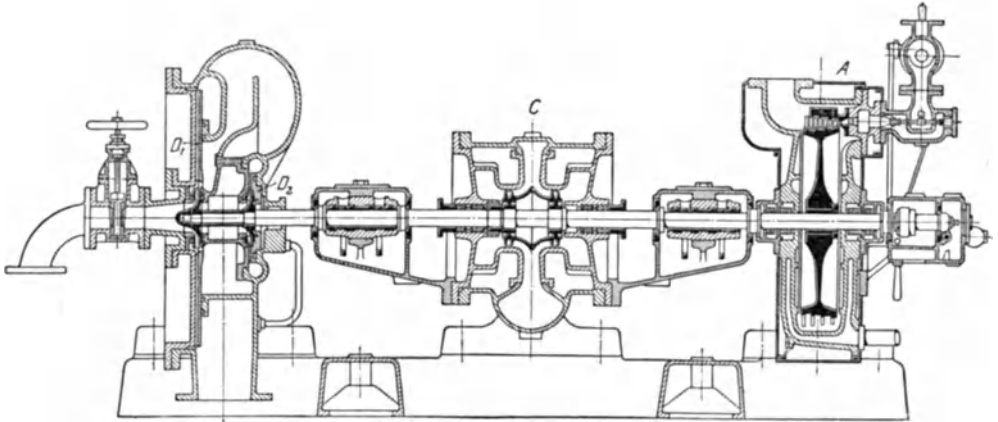


Fig. 112.

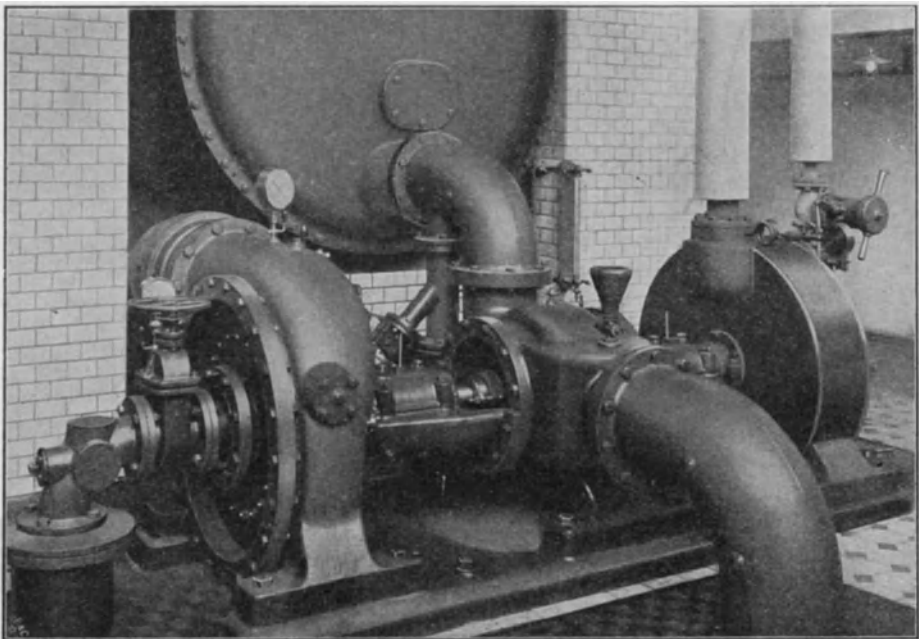


Fig. 113.

die Wasserpfpfen die eingeschlossenen Luftkolben mit großer Geschwindigkeit ins Freie.

Als Vorteil dieser turboangetriebenen Pumpengruppe ist die Unabhängigkeit der Kondensation von dem elektrischen Stromnetz zu betrachten. Störungen im Kabelnetz, die sonst die Kondensation außer Betrieb setzen und dadurch auch einen Stillstand der Hauptmaschinen verursachen können, haben keinen Einfluß auf den Betrieb. Die Kraftmaschinen brauchen nicht mit Auspuff anzufahren, da vorher ein Vakuum erzeugt werden kann.

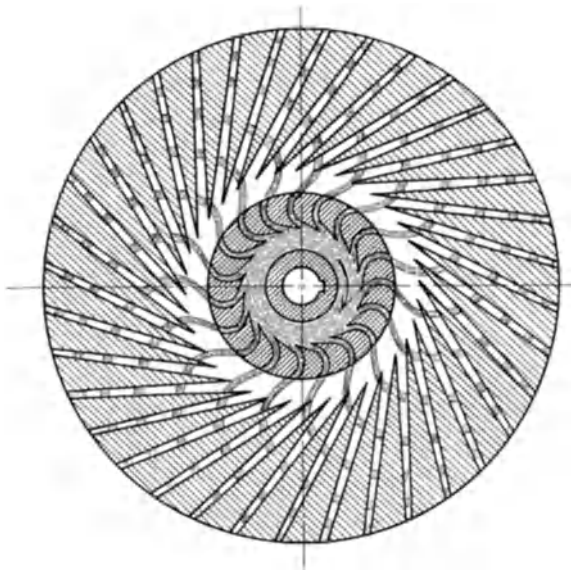
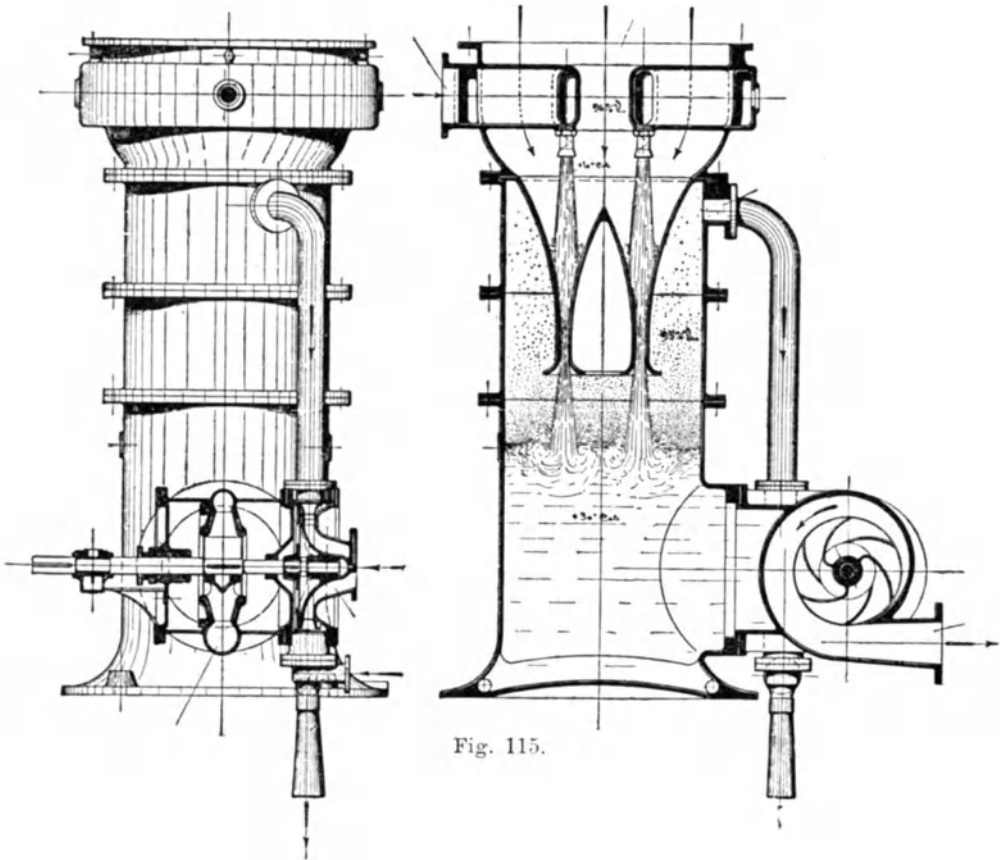


Fig. 114.

Eine Anwendung der rotierenden Luftpumpe (Bauart Balcke & Co.) bei einem Mischkondensator zeigt Fig. 115. Das dem stehend angeordneten Großwasserraumkondensator zugeführte Kühlwasser wird durch eine Anzahl kleiner, in den Dampfraum eingebauter Düsen mit großer Geschwindigkeit in eine Ringdüse geschleudert und gelangt mit dem mitgerissenen Dampf in den Vakuumraum des Kondensators. Die durch diesen Vorgang hervorgerufene Saugwirkung erzeugt ein Vakuum, das im oberen Teil des Kondensators noch größer als im unteren ist. Die neben dem Kondensator aufgestellte Pumpengruppe besteht aus einer Warmwasser-Zentrifugalpumpe, die mit einer Westinghouse-Leblanc-Luftpumpe der oben beschriebenen Bauart gekuppelt ist. Der An-

trieb erfolgt durch einen auf gemeinsamer Grundplatte montierten Elektromotor. Nach Angaben der ausführenden Firma wurden mit einem solchen Mischkondensator, der stündlich mit 15 800 kg Dampf



belastet war, bei einem Kühlwasserverhältnis $m = 30,5$, einer Einspritztemperatur $t_0 = 11^\circ$ und einer Warmwassertemperatur $t_a = 30^\circ$ ein Vakuum von 73,9 cm QS (Barometerstand = 77 cm), also 96 v. H. des Barometerstandes, erzielt.

XII. Wasserstrahlkondensatoren.

Bei diesen Kondensatoren, um deren Vervollkommenung die Firma Gebr. Körting in Körtingsdorf bei Hannover sich große Verdienste erworben hat, wird wie bei den früher besprochenen Mischkondensatoren der Dampf mit dem Kühlwasser

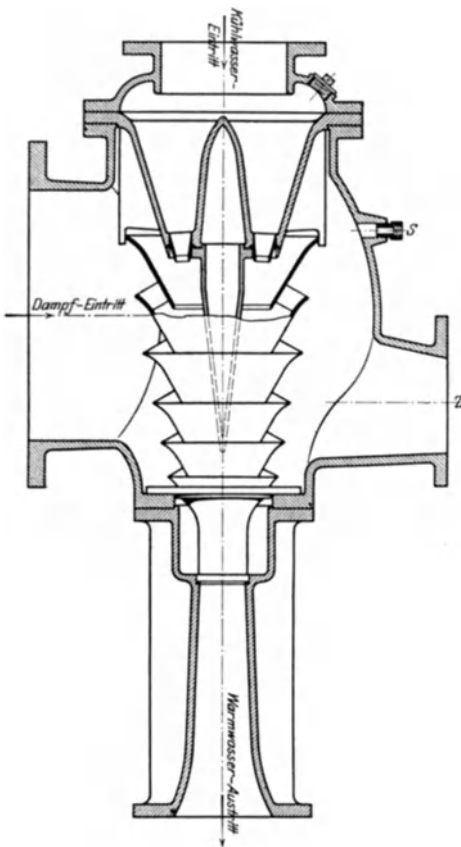


Fig. 116.

gemischt und schlägt sich nieder. Die Entfernung von Kondensat und Luft aus dem Verdichtungsraum erfolgt aber nicht durch eine Luftpumpe, sondern durch die lebendige Kraft des Kühlwassers, bzw. durch die dem Abdampf innewohnende und beim Verdichten freiwerdende Energie.

Bei dem in Fig. 116 dargestellten Körtingschen „Vielstrahlkondensator“, der stets senkrecht aufzustellen ist, wird das Kühlwasser in den meisten Fällen durch eine Zentrifugalpumpe von oben zugeführt. Der Wasserdruck soll stets etwa 6 m betragen. Durch ein entsprechend ausgebildetes System von Düsen in feine Strahlen zerlegt, durchströmt das Wasser mit großer Geschwindigkeit ein aus einzelnen Trichtern zusammengesetztes Führungsrohr, der

Dampf strömt von allen Seiten in den durch die Wasserstrahlen luftleer gemachten Verdichtungsraum ein und mischt sich mit dem Kühlwasser. Das Gemisch tritt durch ein sich nach unten erweiterndes Rohr aus, in dem durch Verminderung der Geschwindigkeit der zur Überwindung des Austrittswiderstands erforderliche Druck erzeugt wird. Das Austrittsrohr, das in einen unter dem Kondensator befindlichen Behälter mündet, soll stets wenigstens noch 0,5 m lang geradlinig verlaufen, ehe eine Richtungsänderung der Wasserführung eintritt. Die lichte Weite des Rohrs ist mit Rücksicht auf Verringerung der Strömungswiderstände genügend weit zu halten; aus dem gleichen Grunde sind scharfe Biegungen in der Leitung zu vermeiden.

Um bei einem Versagen des Kondensators zu verhüten, daß sich die Abdampfleitung mit Wasser anfüllt, ist bei *Z* ein sog. Vakuumzerstörer angeschlossen, bestehend aus einem in den Kondensatorkörper eingesetzten Schwimmer, der ein an die Abdampfleitung angebautes Lufteinlaßventil betätigt. Füllt sich der Kondensator beim Versagen mit Wasser, so läßt das Luftventil atmosphärische Luft in die Abdampfleitung treten; das Vakuum in dieser wird sofort zerstört.

Die Luft, die sich aus dem Betriebswasser ausscheidet, wird durch einen Hahn entfernt, der an dem als Luftsammler ausgebildeten Kopf des Kondensators angebracht ist. Das Vakuummeter wird unten an der Verschraubung *S* angebracht.

Die Strahlkondensatoren brauchen ungefähr 30 kg Kühlwasser für 1 kg Dampf; sie erfordern geringe Wartung und wenig Reparaturkosten. Nach Angaben von Körting kann mit einem Vielstrahlkondensator ein Vakuum von 93 v. H. erreicht werden bei etwa 15° Kühlwassertemperatur.

XIII. Dampftabellen.¹⁾

Dampftabelle I, für Temperaturen von 0—100°.

Tem- pera- tur <i>t</i>	Spannung		cbm pro kg	kg pro cbm '
	Atm. abs.	cm Vakuu- meter- anzeige		
0	0,006	75,54	212,67	0,0047
1	6	75,51		
2	7	75,47		
3	7	75,43		
4	8	75,40		
5	8	75,35	151,66	0,0066
6	0,009	75,30		
7	9	75,25		
8	10	75,20		
9	11	75,14		
10	12	75,08	109,54	0,0091
11	0,012	75,02		
12	13	74,95		
13	14	74,88		
14	15	74,81		
15	16	74,73	80,10	0,0125
16	0,017	74,65		
17	19	74,56		
18	20	74,46		
19	21	74,37		
20	22	74,26	59,28	0,0169
21	0,024	74,15		
22	25	74,03		
23	27	73,91		
24	29	73,78		
25	31	73,65	44,38	0,0225

Tem- pera- tur <i>t</i>	Spannung		cbm pro kg	kg pro cbm '
	Atm. abs.	cm Vakuu- meter- anzeige		
26	0,032	73,50		
27	34	73,30		
28	37	73,19		
29	39	73,03		
30	41	72,85	35,58	0,0298
31	0,044	72,66		
32	46	72,46		
33	49	72,26		
34	52	72,04		
35	55	71,82	25,68	0,0389
36	0,058	71,58		
37	61	71,33		
38	64	71,07		
39	68	70,80		
40	72	70,51	19,83	0,0504
41	0,076	70,21		
42	80	69,89		
43	84	69,57		
44	89	69,22		
45	93	68,86	15,46	0,0647
46	0,098	68,48		
47	104	68,09		
48	109	67,68		
49	115	67,25		
50	121	66,80	12,16	0,0822

¹⁾ Vgl. Weiß, Kondensation. 2. Aufl. Berlin 1910.

Fortsetzung der Dampftabelle I.

Tem- pera- tur <i>t</i>	Spannung		cbm pro kg	kg pro cbm γ
	Atm. abs.	cm Vakuum- meter anzeige		
51	0,127	66,3		
52	133	65,8		
53	140	65,3		
54	147	64,8		
55	154	64,3	9,65	0,104
56	0,162	63,7	9,17	0,109
57	170	63,1	8,77	0,114
58	178	62,4	8,41	0,119
59	186	61,8	8,06	0,124
60	195	61,1	7,73	0,129
61	0,205	60,4	7,41	0,135
62	214	59,7	7,10	0,141
63	224	58,9	6,81	0,147
64	235	58,1	6,53	0,153
65	246	57,3	6,23	0,160
66	0,257	56,5		
67	268	55,6		
68	281	54,6		
69	293	53,7		
70	306	52,7	5,06	0,198
71	0,320	51,7		
72	334	50,6		
73	348	49,5		
74	364	48,3		
75	379	47,1	4,14	0,241

Tem- pera- tur <i>t</i>	Spannung		cbm pro kg	kg pro cbm γ
	Atm. abs.	cm Vakuum- meter anzeige		
76	0,395	45,9		
77	412	44,6		
78	430	43,3		
79	448	42,0		
80	466	40,5	3,41	0,293
81	0,485	39,1		
82	505	37,6		
83	526	36,0		
84	547	34,4		
85	569	32,7	2,83	0,354
86	0,592	31,0		
87	616	29,2		
88	640	27,3		
89	665	25,4		
90	691	23,5	2,36	0,424
91	0,718	21,4		
92	745	19,3		
93	774	17,2		
94	803	14,9		
95	833	12,6	1,98	0,506
96	0,865	10,2		
97	897	7,8		
98	930	5,3		
99	964	2,7		
100	1,000	0	1,67	0,600

(Dampftabelle II für Temperaturen über 100° siehe folgende Seite.)

Dampftabelle II, für Temperaturen über 100°.

Atm. <i>p</i>	Tem- peratur <i>t</i>	cbm pro kg	kg pro cbm <i>γ</i>
1	100	1,67	0,60
1,10	103	1,51	0,66
1,20	105	1,39	0,72
1,40	110	1,20	0,83
1,60	114	1,06	0,94
1,80	117	0,95	1,05
2	121	0,86	1,16
2,20	124	0,79	1,27
2,40	126	0,72	1,38
2,60	129	0,67	1,49
2,80	132	0,63	1,60
3	134	0,59	1,70
3,20	136	0,55	1,81
3,40	138	0,52	1,91
3,60	140	0,49	2,02
3,80	142	0,47	2,13
4	144	0,45	2,23
4,20	146	0,43	2,33
4,40	147	0,41	2,44
4,60	149	0,39	2,54
4,80	151	0,38	2,65
5	152	0,36	2,75

Atm. <i>p</i>	Tem- peratur <i>t</i>	cbm pro kg	kg pro cbm <i>γ</i>
5,5	156	0,33	3,01
6	159	0,31	3,26
6,5	162	0,28	3,52
7	165	0,26	3,77
7,5	168	0,25	4,02
8	171	0,23	4,27
8,5	173	0,22	4,52
9	176	0,21	4,77
9,5	178	0,20	5,02
10	180	0,19	5,27
10,5	182	0,18	5,52
11	184	0,17	5,76
11,5	186	0,16	6,01
12	188	0,16	6,25
13	192	0,15	6,74
14	195	0,14	7,22
15	198	0,13	7,48
16	200	0,12	7,94
17	203	0,12	8,42
18	206	0,11	8,87
19	209	0,11	9,32
20	211	0,10	9,79

Kondensation. Ein Lehr- und Handbuch über Kondensation und alle damit zusammenhängenden Fragen, auch einschließlich der Wasserrückkühlung. Für Studierende des Maschinenbaues, Ingenieure, Leiter größerer Dampfbetriebe, Chemiker und Zuckertechniker. Von F. J. Weiß, Zivilingenieur in Basel. Zweite, ergänzte Auflage. Bearbeitet von E. Wiki, Ingenieur in Luzern. Mit 141 Textfiguren und 10 Tafeln. In Leinwand gebunden Preis M. 12,—.

Die Berechnung der Luftpumpen für Oberflächenkondensationen unter besonderer Berücksichtigung der Turbinenkondensationen. Von Dr.-Ing. Karl Schmidt, Diplom-Ingenieur. Mit 68 Textfiguren. Preis M. 4,80.

Verdampfen, Kondensieren und Kühlen. Erklärungen, Formeln und Tabellen für den praktischen Gebrauch. Von E. Hausbrand, Königl. Baurat. Vierte, vermehrte Auflage. Mit 36 Textfiguren und 74 Tabellen. In Leinwand gebunden Preis M. 10,—.

Über die Verwertung des Zwischendampfes und des Abdampfes der Dampfmaschinen zu Heizzwecken. Eine wirtschaftliche Studie von Dr.-Ing. Ludwig Schneider. Mit 85 in den Text gedruckten Figuren und einer Tafel. Preis M. 3,20.

Neue Tabellen und Diagramme für Wasserdampf. Von Dr. R. Mollier, Professor an der Technischen Hochschule zu Dresden. Mit 2 Diagrammtafeln. Preis M. 2,—.

Technische Wärmemechanik. Die für den Maschinenbau wichtigsten Lehren aus der Mechanik der Gase und Dämpfe und der mechanischen Wärmetheorie. Von W. Schüle, Ingenieur, Oberlehrer an der Königl. Höheren Maschinenbauschule zu Breslau. Mit 118 Textfiguren und 4 Tafeln. In Leinwand gebunden Preis M. 9,—.

Der Entropiesatz oder der zweite Hauptsatz der mechanischen Wärmetheorie. Von Dr. phil. H. Hort, Dipl.-Ing. in Dortmund. Mit 6 Textfiguren. Preis M. 1,—.

Formeln und Tabellen der Wärmetechnik. Zum Gebrauch bei Versuchen in Dampf-, Gas und Hüttenbetrieben. Von Paul Fuchs, Ingenieur. In Leinwand gebunden Preis M. 2,—.

Hilfsbuch für Wärme- und Kälteschutz. Von Ingenieur Andersen, beim Amts- und Landgericht Dresden vereidigter Sachverständiger. Mit 3 Textfiguren. Preis M. 3,60; in Leinwand gebunden M. 4,60.

Die Entropietafel für Luft und ihre Verwendung zur Berechnung der Kolben- und Turbo-Kompressoren. Von Prof. P. Ostertag in Winterthur. Mit 11 Textfiguren und 2 lithographischen Tafeln. Preis M. 2,80.

Technische Schwingungslehre. Einführung in die Untersuchung der für den Ingenieur wichtigsten periodischen Vorgänge aus der Mechanik starrer, elastischer, flüssiger und gasförmiger Körper sowie aus der Elektrizitätslehre. Von Dr. Wilhelm Hort, Dipl.-Ing. Mit 87 Textfiguren. Preis M. 5,60; in Leinwand gebunden M. 6,40.

Großgasmaschinen. Ihre Theorie, Wirkungsweise und Bauart. Von Heinrich Dubbel, Ingenieur. Mit 400 Textfiguren und 6 Tafeln.

In Leinwand gebunden Preis M. 10,—.

Die Gasmachine. Ihre Entwicklung, ihre heutige Bauart und ihr Kreisprozeß. Von R. Schöttler, Geh. Hofrat, o. Professor an der Herzogl. Technischen Hochschule zu Braunschweig. Fünfte, umgearbeitete Auflage. Mit 622 Figuren im Text und auf 12 Tafeln. In Leinwand geb. Preis M. 20,—.

Die Dampfturbinen. Mit einem Anhang über die Aussichten der Wärmekraftmaschinen und über die Gasturbine. Von Dr. phil. Dr.-Ing. A. Stodola, Prof. am Eidgenössischen Polytechnikum in Zürich. Vierte, umgearbeitete und erweiterte Aufl. Mit 856 Textfiguren u. 9 Tafeln. In Leinw. geb. Preis M. 30,—.

Entwerfen und Berechnen der Dampfmaschinen. Ein Lehr- und Handbuch für Studierende und angehende Konstrukteure. Von Heinrich Dubbel, Ingenieur. Dritte, verbesserte Auflage. Mit 470 Textfiguren. Erscheint im Oktober 1910. In Leinwand gebunden Preis M. 10,—.

Grundzüge der Kinematik. Von A. Christmann, Diplom-Ingenieur in Berlin, und Dr.-Ing. H. Baer, Professor an der Technischen Hochschule in Breslau. Mit 169 Textfiguren. Preis M. 4,80, in Leinwand gebunden M. 5,80.

Die Dampfkessel. Lehr- und Handbuch für Studierende technischer Hochschulen, Schüler höherer Maschinenbauschulen und Techniken sowie für Ingenieure und Techniker. Bearbeitet von Professor F. Tetzner, Oberlehrer an den Königl. Vereinigten Maschinenbauschulen zu Dortmund. Vierte, verbesserte Auflage. Mit 162 Textfiguren und 45 lithogr. Tafeln. In Leinwand geb. Preis M. 8,—.

F. Haier, Dampfkessel-Feuerungen zur Erzielung einer möglichst rauchfreien Verbrennung. Zweite Auflage im Auftrage des Vereines deutscher Ingenieure bearbeitet vom Verein für Feuerungsbetrieb und Rauchbekämpfung in Hamburg. Mit 375 Textfiguren, 29 Zahlentafeln und 10 lithographischen Tafeln. In Leinwand gebunden Preis M. 20,—.

Generator-, Kraftgas- und Dampfkesselbetrieb in bezug auf Wärmeerzeugung und Wärmeverwendung. Eine Darstellung der Vorgänge, der Untersuchungs- und Kontrollmethoden bei der Umformung von Brennstoffen für den Generator-, Kraftgas- und Dampfkessel-Betrieb. Von Paul Fuchs, Ingenieur. Zweite Auflage von „Die Kontrolle des Dampfkesselbetriebes“. Mit 42 Textfiguren. In Leinwand gebunden Preis M. 5,—.

Anleitung zur Durchführung von Versuchen an Dampfmaschinen und Dampfkesseln. Zugleich Hilfsbuch für den Unterricht in Maschinenlaboratorien technischer Schulen. Von Franz Seufert, Ingenieur, Oberlehrer an der Kgl. Höheren Maschinenbauschule zu Stettin. Zweite, erweiterte Auflage. Mit 40 Textfiguren. In Leinwand gebunden Preis M. 2,—.

Technische Untersuchungsmethoden zur Betriebskontrolle, insbesondere zur Kontrolle des Dampfbetriebes. Zugleich ein Leitfaden für die Arbeiten in den Maschinenbaulaboratorien technischen Lehranstalten. Von Ingenieur Julius Brand, Oberlehrer der Kgl. Verein. Maschinenbauschulen Elberfeld. Zweite, vermehrte und verbesserte Auflage. Mit 301 Textfiguren, 2 lithogr. Tafeln und zahlreichen Tabellen. In Leinwand gebunden Preis M. 8,—.