

$$v = 0,0606 \sqrt{\frac{(t_1 - t) 2 g h}{1 + 0,024 \frac{l}{d} + \xi_1}}$$

$$= 0,268 \sqrt{\frac{(t_1 - t) h}{1 + 0,024 \frac{l}{d} + \xi_1}} \text{ Meter.}$$

Sind die Röhren- oder Canalwände sehr rauh, so ist jedenfalls  $\xi$  noch größer als 0,024, nach Befinden vielleicht der Sicherheit wegen gleich 0,05 zu setzen, wie auch in Thl. II bei der Berechnung der Geschwindigkeit der Luft in Essen geschehen ist.

Bezeichnet nun noch  $F$  den Querschnitt der Röhre, so hat man für das per Secunde durch dieselbe strömende Luftquantum

$$Q_1 = F v = 0,0606 F \sqrt{\frac{(t_1 - t) 2 g h}{1 + 0,024 \frac{l}{d} + \xi_1}}$$

und dasselbe reducirt auf die äußere Temperatur  $t$ :

$$Q = \frac{1 + \delta t}{1 + \delta t_1} Q_1,$$

annähernd

$$Q = [1 - \delta (t_1 - t)] Q_1$$

$$= F [1 - \delta (t_1 - t)] \sqrt{\frac{\delta (t_1 - t)}{1 + \delta t} \frac{2 g h}{1 + \xi \frac{l}{d} + \xi_1}}$$

$$= F [1 - \delta (t_1 - \frac{1}{2} t)] \sqrt{\frac{\delta (t_1 - t) 2 g h}{1 + \xi \frac{l}{d} + \xi_1}}$$

$$= 0,0606 F [1 - 0,00367 (t_1 - \frac{1}{2} t)] \sqrt{\frac{(t_1 - t) 2 g h}{1 + 0,024 \frac{l}{d} + \xi_1}}$$

oder, da bei den gewöhnlichen Ventilationen  $0,00367 (t_1 - \frac{1}{2} t)$  immer nur ein kleiner Bruch ist,

$$Q = Q_1 = 0,268 F \sqrt{\frac{(t_1 - t) h}{1 + \xi \frac{l}{d} + \xi_1}} \text{ Cubikmeter.}$$

Umgekehrt folgt der zum Durchführen einer gewissen Luftmenge  $Q$  Cubikmeter pro Secunde nöthige Querschnitt der Leitung:

$$F = 3,731 Q \sqrt{\frac{1 + \xi \frac{l}{d} + \xi_1}{(t_1 - t) h}} \text{ Quadratmeter.}$$

Diese Berechnungen fallen, wie leicht zu ermessen ist, noch complicirter aus, wenn in der Leitung noch Richtungs- und Querschnittsveränderungen vorkommen, oder wenn der Querschnitt  $F_1$  der Ausmündung ein anderer ist, als der Querschnitt  $F$  der ganzen Leitung. Jedenfalls lassen sich hier, wo nur kleine Dichtigkeitsveränderungen vorkommen, die bekannten Coefficienten und Formeln der Hydraulik anwenden, und ist hiernach Folgendes anzunehmen (s. Thl. I, Abschn. VI, Cap. 4).

1) Für den Durchgang der Luft durch eine Mündung in der dünnen Wand, z. B. durch die einer geöffneten Thür, ist der Widerstandcoefficient:

$$\xi_1 = \left( \frac{F}{\alpha F_1} - 1 \right)^2,$$

wobei  $F$  den Querschnitt der Leitung unmittelbar hinter der Mündung,  $F_1$  den der Mündung und  $\alpha$  den Contractionscoefficienten (0,60) des Luftstromes bezeichnet.

2) Für den Eintritt des Luftstromes in eine engerere Leitung ist  $F_1 = F$ , und daher der entsprechende Widerstandcoefficient im Mittel:

$$\xi_1 = \left( \frac{1}{\alpha} - 1 \right) = \left( \frac{10}{6} - 1 \right)^2 = \frac{4}{9} = 0,444 \dots$$

oder den Erfahrungen besser entsprechend,  $\xi = 0,50$  zu setzen.

3) Für den Eintritt der Luft in einen weiteren Canal ist ferner der Widerstandcoefficient:

$$\xi_1 = \left( \frac{F}{F_1} - 1 \right)^2,$$

wenn  $F$  den Querschnitt des weiteren und  $F_1$  den des engeren Canales bezeichnet. Ist  $v$  die Geschwindigkeit der Luft in der weiteren Röhre und  $v_1$  die in der engeren Röhre, so hat man hiernach die entsprechende Widerstandshöhe:

$$h_1 = \xi_1 \frac{v^2}{2g} = \left( \frac{F}{F_1} - 1 \right)^2 \frac{v^2}{2g} = \left( 1 - \frac{F_1}{F} \right)^2 \frac{v_1^2}{2g},$$

also für kleine Werthe von  $\frac{F_1}{F}$ ,

$$h_1 = \frac{v_1^2}{2g}.$$



4) Für den Durchgang des Luftstromes durch ein rechtwinkeliges Knie ist der Widerstandscoefficient

$$\xi_1 \text{ nahe} = \text{Eins,}$$

folglich die Widerstandshöhe nahe = der Geschwindigkeitshöhe. Für eine spitze Knieröhre ist  $\xi_1$  größer, für eine stumpfe sowie für eine Kropfröhre kleiner als Eins.

5) Ist der Querschnitt  $F_1$  der Ausmündung der Luft- oder Wetterleitung von dem Querschnitt  $F$  der letzteren verschieden, ist z. B.  $F_1$  der Querschnitt der Mündung einer Thür am Ausgange der Leitung, so hat man die Ausströmungsgeschwindigkeit zu setzen:

$$v_1 = 0,268 \sqrt{\frac{(t_1 - t) h}{1 + \left(\xi \frac{l}{d} + \xi_1\right) \left(\frac{\alpha F_1}{F}\right)^2}},$$

weil die Geschwindigkeit in der Leitung

$$v = \frac{\alpha F_1}{F} v_1$$

ist, und die Widerstände in der Leitung der Höhe

$$\frac{v^2}{2g} = \left(\frac{\alpha F_1}{F}\right)^2 \frac{v_1^2}{2g}$$

proportional wachsen.

Das per Secunde durch- und ausströmende Luftquantum ist

$$Q = \alpha F_1 v_1$$

$$= 0,268 \alpha F_1 \sqrt{\frac{(t_1 - t) h}{1 + \left(\xi \frac{l}{d} + \xi_1\right) \left(\frac{\alpha F_1}{F}\right)^2}}$$

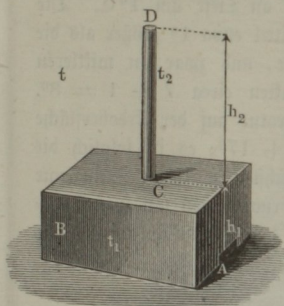
oder, wenn man  $d = \frac{4F}{p}$  einführt, wobei  $p$  den Umfang des Röhrenquerschnittes bezeichnet:

$$Q = 0,268 \alpha F_1 \sqrt{\frac{(t_1 - t) h}{1 + \left(\frac{1}{4} \xi \frac{pl}{F} + \xi_1\right) \left(\frac{\alpha F_1}{F}\right)^2}}.$$

Beispiel. Ein übrigens abgeschlossener Saal  $ABC$ , Fig. 742, von 6 m Höhe communicirt durch eine rechteckige Bodenöffnung  $A$  von 0,15 m Breite und 0,10 m Höhe und durch eine senkrechte Blechröhre  $CD$  von 0,15 m Weite und 12 m Länge mit der äußeren Luft; wenn nun die mittlere Temperatur im Saale  $20^\circ$ , die mittlere Temperatur in der Röhre  $25^\circ$  und die äußere Lufttemperatur  $10^\circ$  ist, welches Luftquantum wird durch diesen Raum stündlich circuliren?

Es ist hier  $(t_1 - t) h_1 + (t_2 - t) h_2$  statt  $(t_1 - t) h$  zu setzen, wobei  $t_1$  die Temperatur im Saale und  $h_1$  die Höhe desselben, sowie  $t_2$  die Temperatur in der Abzugsröhre und  $h_2$  die Höhe derselben bezeichnet, so daß nun diese Größe

Fig. 742.



(20 - 10) 6 + (25 - 10) 12 = 240  
folgt.

Ferner ist der Querschnitt der Einmündung

$$F = 15 \cdot 10 = 150 \text{ qcm,}$$

und der der Röhre

$$F_1 = \frac{\pi 15^2}{4} = 176,7 \text{ qcm,}$$

folglich die Geschwindigkeit der eintretenden Luft

$$v = \frac{F_1}{F} v_1 = \frac{176,7}{150} v_1 = 1,178 v_1,$$

und die Geschwindigkeitshöhe derselben

$$\frac{v^2}{2g} = (1,178)^2 \frac{v_1^2}{2g} = 1,388 \frac{v_1^2}{2g}.$$

Sieht man die Öffnung als die einer kurzen Anfahrrohre an und setzt für dieselbe den Widerstandskoeffizienten  $\zeta_0 = 0,5$ , so erhält man die Druckhöhe, welche die Einföhrung der Luft in den Saal in Anspruch nimmt:

$$(1 + \zeta_0) \frac{v^2}{2g} = 1,5 \cdot 1,388 \frac{v_1^2}{2g} = 2,08 \frac{v_1^2}{2g}.$$

Nimmt man nun noch den Reibungskoeffizienten für die Bewegung der Luft in der Röhre  $\zeta = 0,032$  an, so erhält man die zur Abföhrung der verdorbenen Luft nöthige Druckhöhe:

$$\left(1 + \zeta_0 + \zeta \frac{l}{d}\right) \frac{v_1^2}{2g} = \left(1,5 + 0,032 \frac{12}{0,15}\right) \frac{v_1^2}{2g} = 4,06 \frac{v_1^2}{2g},$$

und es folgt daher die Geschwindigkeit, mit welcher die Luft durch die Röhre CD aus dem Saale abgeföhrt wird:

$$v_1 = 0,268 \sqrt{\frac{240}{2,08 + 4,06}} = 1,675 \text{ m,}$$

daher folgt die per Secunde abströmende Luftmenge:

$$Q_1 = F_1 v_1 = 0,01767 \cdot 1,675 = 0,0296 \text{ cbm,}$$

also die stündliche Menge:

$$3600 Q_1 = 106,5 \text{ cbm.}$$

Ein Mensch athmet stündlich  $\frac{1}{2}$  Cubikmeter Luft ein, hat aber im eingeschlossenen Raume etwa 6 cbm frische Luft nöthig, und es ist daher unter den gegebenen Verhältnissen dieser Saal nur zur Aufnahme von  $\frac{106,5}{6} = 18$  Personen geeignet.

**Natürlicher Luft- und Wetterwechsel.** Der natürliche Luft- §. 170. oder Wetterwechsel in Gruben ist vorzüglich durch die Erdwärme bedingt. Die Schwankungen der Wärme auf der Erdoberfläche nehmen nach

dem Innern der Erde hin mehr und mehr ab, und verschwinden in unseren Klimaten ungefähr schon bei 24 m unter der Erdoberfläche ganz. Von dieser Tiefe an nimmt die Erdwärme sehr regelmäßig mit der weiteren Tiefe zu, und zwar ungefähr für je 30 m Zunahme an Tiefe um  $1^{\circ}$  C. Die constante Temperatur bei 24 m Tiefe ist im Mittel etwa  $1^{\circ}$  größer als die mittlere Jahrestemperatur an der Erdoberfläche, und zwar im mittleren Deutschland und an mäßig hochliegenden Punkten circa  $7 + 1 = 8^{\circ}$ . Während des Jahres schwankt aber die Temperatur auf der Erdoberfläche an den gedachten Orten zwischen  $-1^{\circ}$  und  $+17^{\circ}$ ; es ist folglich die Erdwärme bei circa 300 m Tiefe gleich der höchsten mittleren Juliwärme von  $17^{\circ}$  über Tage. Hiernach folgt, daß bei Grubenbauen mit zwei Tagesmündungen *A* und *D* wie Fig. 743 und Fig. 744 die Luft im Winter, wo

Fig. 743.

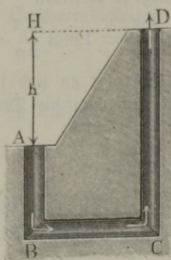
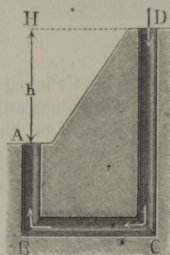


Fig. 744.



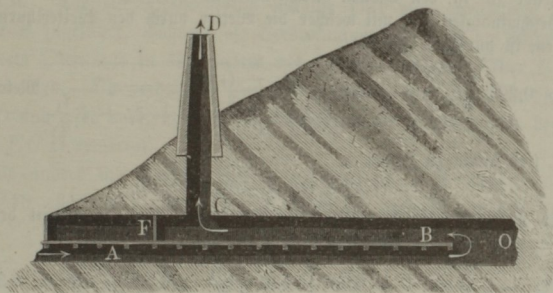
die innere Luftwärme die größere ist, an dem tieferen Punkte *A* ein- und an dem höheren Punkte *D* (Fig. 743) ausströmt, und dagegen im Sommer, wo die äußere Luftwärme die größere ist, dieselbe an dem höheren Punkte *D* (Fig. 744) ein- und am tieferen Punkte *A* ausströmt. Befinden sich dagegen beide Mündungen *A* und *D* der gedachten Grubenbaue um mindestens 24 m unter der Erdoberfläche, so werden sich die Luftsäulen *AB* und *DC* das Gleichgewicht halten, und es bedarf daher künstlicher Mittel oder besonderer Wärmeverhältnisse, um einen Wetterzug in *ABCD* nach der einen oder anderen Richtung zu erzielen. Uebrigens ist gewöhnlich die Temperatur der Wetter in Folge der Ausdünstung der Arbeiter, der Verbrennung bei der Beleuchtung und anderer Ursachen nicht selten einige Grad höher als die des Gesteins an derselben Stelle, was natürlich ebenfalls auf den Wetterzug Einfluß hat.

Um den Wetterzug in einem Grubenbaue zu unterstützen, oder nach Befinden erst zu erzeugen, ist es nicht selten nöthig, den letzteren durch Scheider oder Scheidewände in die Form einer Leitung zu bringen, oder in demselben besondere Wetterleitungen oder sogenannte Wetterlatten



anzubringen. Auf Strecken oder Stollen besteht ein solcher Scheider in einem dicht abschließenden Tragwerke, wie  $AB$ , Fig. 745, in Verbindung mit einer Wetterblende  $F$  und einem Wetterschachte  $CD$ . Im Winter ziehen dann die Wetter unter dem Tragwerke bis vor Ort  $O$ , von

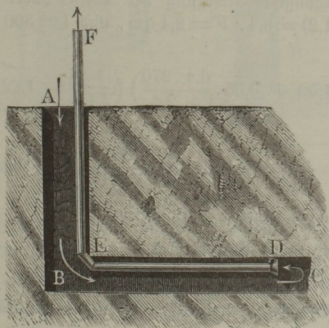
Fig. 745.



da über dem Tragwerke zurück und zum Schachte  $CD$  hinaus; wogegen im Sommer dieselben bei  $D$  einfallen und den Grubenbau in der umgekehrten Richtung  $DCBA$  durchziehen.

Die Art und Weise, wie man durch einen Wetterluttten oder eine Wetterröhre den Wetterwechsel einer Grube erzeugt, ist aus Fig. 746 zu

Fig. 746.



ersehen. Es ist  $AB$  der Schacht,  $BC$  eine mit demselben in Verbindung stehende Strecke, und  $DEF$  der vom Orte  $C$  bis über den Schacht hinausgeführte, aus Brettern oder Zinkblech zusammengesetzte Wetterluttten. Ist, wie gewöhnlich, die Luft in den Luttten die wärmere und leichtere, so fallen die Wetter im Schachte ein, und ziehen durch den Luttten in der Richtung  $DEF$  aus. Anstatt den Luttten von der Schachtmündung aus

noch weiter emporzuleiten, führt man auch wohl über dem Schachte einen besonderen Wetterthurm auf. Uebrigens ist der natürliche Wetterwechsel im Winter, wo die Wetter an den höher liegenden Punkten ausziehen, kräftiger als im Sommer.

Beispiel. Um einem Stollen  $AO$ , Fig. 745, von 300 m Länge, 3 m Höhe und 1,2 m Weite den nöthigen Wetterwechsel zu verschaffen, hat man denselben mit einem 1 m über der Stollensohle liegenden ganzen Tragwerk versehen und 30 m entfernt von dem Stollenmundloch einen Wetterthurm  $CD$  von 20 m Höhe, 1 m im Quadrat Weite angebracht; welche Wettermenge wird zu einer Zeit, wo die äußere Lufttemperatur 13 und die mittlere Temperatur der Wetter in der Grube  $10^{\circ}$  ist, den Stollen durchströmen?

Die Geschwindigkeit  $v_1$ , mit welcher die Wetter durch den Wetterthurm  $CD$  ausströmen, ist durch die Formel

$$v_1 = 0,268 \sqrt{\frac{(t_1 - t) h}{\left(1 + \zeta_0 + \zeta \frac{l}{d}\right) \left(\frac{F_1}{F}\right)^2 + 1 + \zeta_1 + \zeta \frac{l_1}{d_1}}} \text{ Meter}$$

bestimmt, und hierin zu setzen:

$$(t_1 - t) h = (13 - 10) 20 = 60,$$

ferner für die Bewegung der Wetter im Thurme, dessen Querschnitt den Umfang  $p_1 = 4$  m und den Inhalt  $F_1 = 1$  qm hat:

$$1 + \zeta_1 + \zeta \frac{l_1}{d_1} = 1 + 0,50 + 0,04 \frac{p_1 l_1}{4 F_1} = 1,50 + 0,80 = 2,30.$$

Für die Bewegung der Wetter unter dem Tragwerk ist, da hier  $p = 2(1 + 1,2) = 4,4$  m und  $F = 1,2$  qm, sowie der Rauigkeit des Gesteins u. s. w. wegen  $\zeta = 0,05$  zu setzen ist,

$$\begin{aligned} \left(1 + \zeta_0 + \zeta \frac{l}{d}\right) \left(\frac{F_1}{F}\right)^2 &= \left(1,50 + 0,05 \frac{p l}{4 F}\right) \left(\frac{F_1}{F}\right)^2 \\ &= \left(1,50 + 0,05 \cdot \frac{4,4 \cdot 300}{4 \cdot 1,2}\right) \left(\frac{1}{1,2}\right)^2 = 10,59. \end{aligned}$$

Hierzu kommt noch für die rückgängige Bewegung der Wetter über dem Tragwerke, für welche  $p = 2(2 + 1,2) = 6,4$ ,  $F = 2,4$  qm, und  $l = 300 - 30 = 270$  ist,

$$\left(1 + \zeta_0 + \zeta \frac{l}{d}\right) \left(\frac{F_1}{F}\right)^2 = \left(1,50 + 0,05 \cdot \frac{6,4 \cdot 270}{4 \cdot 2,4}\right) \left(\frac{1}{2,4}\right)^2 = 1,82,$$

so daß nun

$$v_1 = 0,268 \sqrt{\frac{60}{2,30 + 10,59 + 1,82}} = 0,268 \sqrt{\frac{60}{14,71}} = 0,541 \text{ m,}$$

und das per Secunde durch den Stollen ziehende Luftquantum

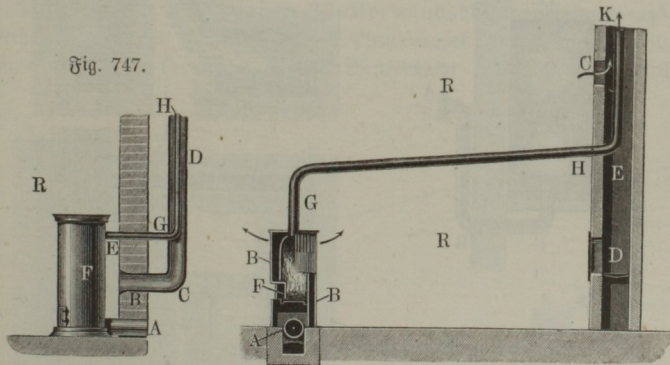
$$Q_1 = F_1 v_1 = 0,541 \text{ cbm beträgt.}$$

§. 171. Künstlicher Luft- und Wetterwechsel. Wenn der natürliche Wetterwechsel eines Gebäudes oder einer Grube nicht ausreicht, so erzeugt man eine künstliche Ventilation und zwar entweder durch Erhitzung in Oefen oder durch besondere Luft- oder Wettermaschinen. Bei der Ventilation eines Gebäudes befindet sich der Ofen entweder in der Zugesse selbst oder außerhalb derselben, letzteres besonders dann, wenn die Ventilation zugleich mit der Heizung des Locales verbunden ist. Der Rauch

eines solchen Zugofens wird in beiden Fällen durch eine Blechröhre abgeführt, welche in der Mitte der Zugesse emporsteigt, und so am besten ihre Wärme an die durch die Zugesse abzuführende Luft absetzt. Eine einfache Ventilation mit Zugesse u. s. w. ist in Fig. 747 abgebildet. *F* stellt einen gewöhnlichen Zugofen vor, welcher dazu bestimmt ist, den Raum *R* zu erwärmen. Die zur Verbrennung nöthige Luft wird demselben durch die Röhre *A* zugeführt, wogegen die Verbrennungsluft durch die Röhre *EGH* aus dem Ofen und in die weitere als Zugesse dienende Röhre *BCD* abgeleitet wird. Die verdorbene Luft des Zimmers tritt bei *B* in die Zugesse *BCD* und wird während ihres Emporsteigens in derselben von der Rauchröhre *EGH* erwärmt.

Eine andere mit Luftheizung verbundene Ventilation ist in Fig. 748 abgebildet. Der Ofen *F* steht hier entfernt von der Zugesse *E*,

Fig. 748.



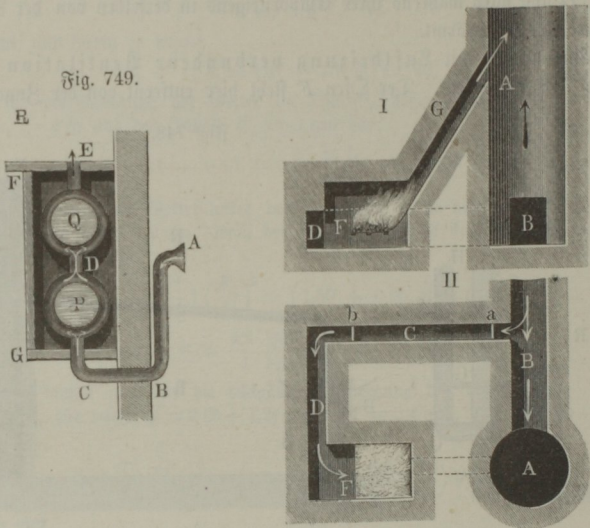
und die in demselben erwärmte Luft wird durch das Rauchrohr *GHK* in diese Esse geleitet. Ferner ist der Ofen von einem weiten Mantel aus Blech oder Ziegeln umgeben, so daß ein Raum *BB* entsteht, in welchem die durch das Rohr *A* zugeführte frische Luft erwärmt wird. Die so erwärmte Luft tritt durch die am Haupt des Mantels angebrachten Seitenöffnungen in den Saal, und von da durch eine Oeffnung *C* in die durch die Rauchröhre *GHK* erwärmte Zugesse *E*. Statt der Luftheizung in *BB* läßt sich natürlich auch eine Dampf- oder eine Wasserheizung anbringen. Fig. 749 (a. f. S.) führt die Einrichtung einer Zimmerheizung durch Wasser oder Wasserdampf vor Augen. Die das warme Wasser oder den Wasserdampf enthaltenden Transmissionsröhren *P* und *Q* sind von Blechmängeln umgeben, und diese wieder in einem Holzkasten *FGD* eingeschlossen. Die



durch das Rohr *ABC* von außen her zugeführte Luft durchströmt die Canäle zwischen den Transmissionsröhren und ihren Mänteln, nimmt hierbei die erforderliche Wärme in sich auf, und gelangt endlich durch die Röhre *E* in den zu heizenden Raum *R*.

Bei der Heizung größerer Räume befindet sich die ganze Feuerungsanlage *ABF*, Fig. 748, in einem unterirdischen Räume, und ist auch die Rauchröhre *GHK* unter dem Fußboden fortgeführt. Wenn im Sommer die Heizung des Raumes *RR* ausgesetzt wird, so kann man die nöthige Ven-

Fig. 750.



tilation durch ein auf dem Roste *D* in der Lüftungseffe *E* zu unterhaltendes Feuer bewirken.

Die Wetteröfen, welche zur Erzielung des nöthigen Wetterzuges in einer Grube dienen, bestehen gewöhnlich nur in einer vom Wetterschachte aus getriebenen kurzen Strecke mit einem Feuerroste. Um die Wärme, welche durch das auf dem Roste brennende Feuer erzeugt wird, so viel wie möglich auszunutzen, muß man einen solchen Wetterofen so tief wie möglich anlegen. Auch ist derselbe auszumauern, wenn das Gestein nicht fest und dicht ist. Ein solcher Wetterofen ist in Fig. 750, I und II, im senkrechten und im horizontalen Durchschnitte dargestellt. Von der Hauptstrecke *B*, welche mit dem Wetterschachte *A* in Verbindung steht, geht die engere Seitenstrecke *CD* ab, welche zu dem Brennerherde *F* führt, und von

dem letzteren steigt der flache Schacht oder die schwebende Strecke  $G$  nach dem Wetterschachte  $A$  empor. Die durch die Hauptstrecke zugeführte Luft strömt größtentheils unmittelbar in den Wetterschacht, und wird daher erst durch die Luft erwärmt, welche die Seitenstrecke zum Brennerherde führt, und welche mittelst der schwebenden Strecke in den Wetterschacht gelangt. Die Blenden oder Wetterthüren  $a$  und  $b$  in der Seitenstrecke sind mit Löchern versehen, durch welche das nach dem Ofen zu leitende Luftquantum regulirt werden kann. Um Explosionen zu verhindern, ist es nöthig, die mit Kohlenwasserstoffgas angeschwängerten schlagenden Wetter von dem Zutritt nach dem Feuerraum abzuhalten, und denselben mindestens 15 m entfernt von der Einmündung des Rauchcanales  $G$  in die Esse anzulegen.

Aus demselben Grunde bringt man auch den Wetterofen  $A$ , Fig. 751, nahe über oder unter der Erdoberfläche an, und setzt einen sogenannten Wetterthurm  $C$  auf den Wetterschacht  $B$  auf.

Theorie des künstlichen Wetterwechsels. Die Bewegungs- §. 172. verhältnisse bei der Ventilation eines Grubenbaues  $BCEH$ , Fig. 752, durch einen Wetterofen  $K$  und Wetterschacht  $EH$  lassen sich durch

Fig. 751.

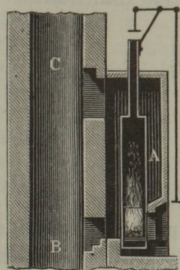
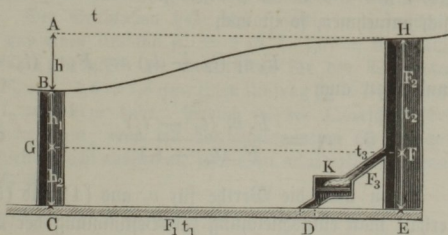


Fig. 752.



folgende aus der Grundformel in §. 169 hervorgehenden Specialformeln ausdrücken. Es sei der Niveauabstand zwischen den beiden Schachtmündungen  $B$  und  $H$ ,  $AB = h$ , sowie die senkrechte Tiefe der Ausmündung  $F$  des Rauchcanales  $KF$  unter der Schachtmündung  $B$ ,  $BG = h_1$ , und die senkrechte Höhe des Rauchcanales  $EF = CG = h_2$ ; setzt man ferner die äußere Lufttemperatur  $= t$ , die mittlere Grubentemperatur in  $BCDEF = t_1$ , die Temperatur im oberen Theile  $FH$  des Wetterschachtes  $= t_2$  und die mittlere Temperatur im Rauchcanales des Wetterofens  $= t_3$ , bezeichnet man noch den mittleren Querschnitt des Grubenbaues  $CDE$  durch  $F_1$ , den Querschnitt des Wetterschachtes durch  $F_2$  und den des Rauchcanales durch  $F_3$ , und endlich den Widerstandscoefficienten für die Bewegung der Luft im

Grubenbau  $CDE$  durch  $\alpha$  sowie den für die Bewegung der Luft im Wetterofen sammt Rauchcanal durch  $\alpha_1$  an, so erhält man für die Geschwindigkeit der bei  $H$  ausströmenden Wetter:

$$1. \quad v_2 = 0,268 \sqrt{\frac{(t_2 - t) h + (t_2 - t_1) h_1}{1 + \alpha \left(\frac{F_2}{F_1}\right)^2}},$$

und folglich das ausströmende Luftquantum per Secunde

$$2. \quad Q_2 = F_2 v_2.$$

Ferner ist die Geschwindigkeit der Wetter im Grubenbau

$$3. \quad v_1 = \frac{F_2 v_2}{F_1},$$

sowie die Geschwindigkeit der bei  $F$  aus dem Wetterofen in den Wetterschacht strömenden heißen Luft annähernd:

$$4. \quad v_3 = 0,268 \sqrt{\frac{(t_3 - t_1) h_2}{1 + \alpha_1}}.$$

Da die Wärmemenge, welche aus der Verbrennung im Wetterofen hervorgeht, gleich ist der Wärmemenge, welche die Wetter im Wetterschachte in sich aufnehmen, so ist noch

$$F_1 v_1 (t_2 - t_1) = F_3 v_3 (t_3 - t_1),$$

und daher auch

$$5. \quad v_3 = \frac{F_1 v_1 (t_2 - t_1)}{F_3 (t_3 - t_1)}.$$

Wenn man die Werthe für  $v_3$  aus (4) und (5) einander gleich setzt, so erhält man eine Gleichung zur Bestimmung der Temperatur  $t_3$  im Wetterofen, woraus sich dann erst mittelst (4) oder (5) die Geschwindigkeit  $v_3$  und das durch den Wetterofen ziehende Luftquantum

$$Q_3 = F_3 v_3$$

berechnen läßt.

Endlich ist auch noch der zur Unterhaltung des Feuers im Wetterofen nöthige Brennmaterialaufwand zu ermitteln. Bezeichnet  $\gamma$  das specifische Gewicht der Luft und  $w$  die Wärmemenge, welche aus der Verbrennung von 1 kg Brennstoff hervorgeht (s. Thl. II), so hat man, da sich die specifische Wärme der Luft gleich ein Viertel setzen läßt, den gesuchten Brennstoffaufwand

$$K = \frac{Q_3 \gamma (t_3 - t_1)}{4 w} = \frac{Q_2 \gamma (t_2 - t_1)}{4 w} \text{ Kilogramm.}$$



Nach Band I ist, wenn auch nur annähernd,

$$\gamma = \frac{1,702 b}{1 + 0,00367 t'}$$

wobei  $b$  den Barometerstand in Metern ausdrückt, also für  $b = 0,760$  m und  $t = 0^{\circ}$ ,  $\gamma = 1,2935$  kg.

Führt man den Werth für  $v_2$  aus (1) und für  $Q_2$  aus (2) in die Gleichung für  $K$  ein, so erhält man

$$K = 0,268 \frac{F_2 \gamma (t_2 - t_1)}{4 w} \sqrt{\frac{(t_2 - t) h + (t_2 - t_1) h_1}{1 + \alpha \left(\frac{F_2}{F_1}\right)^2}},$$

und hieraus läßt sich folgern, daß es ökonomisch vortheilhafter ist, den Wetterzug durch Tieferlegen des Wetterofens als durch stärkere Erwärmung zu verstärken.

Beispiel. Es liege die Mündung  $H$  des Wetterrschachtes, Fig. 752, um  $h = 80$  m über der Mündung  $B$  des Schachtes, durch welche die Wetter einziehen, ferner liege die Ausmündung der Esse des Wetterofens um  $h_1 = 200$  m unter  $B$  und es sei die senkrechte Höhe  $EF$  der Esse oder des Rauchcanales  $DF$   $h_2 = 20$ ; ferner sei die Temperatur der äußeren Luft  $t = 15^{\circ}$ , die mittlere Temperatur der Grubenluft  $t_1 = 12^{\circ}$  und diejenige im oberen Theile des Wetterrschachtes  $t_2 = 20^{\circ}$ . Der Grubenbau habe einen mittleren Querschnitt  $F_1 = 3 \cdot 1,5 = 4,5$  qm, und einen Umfang  $p_1 = 2(3 + 1,5) = 9$  m, seine ganze Länge sei  $l_1 = 3000$  m; wogegen die Seitenstrecke für den Wetterofen einen mittleren Querschnitt  $F_3 = 1 \cdot 1,5 = 1,5$  qm, einen Umfang  $p_3 = 2(1 + 1,5) = 5$  m und eine Länge  $l_3 = 100$  m habe. Endlich sei der Querschnitt des Wetterrschachtes  $F_2 = 2 \cdot 3 = 6$  qm; man soll das Luftquantum  $Q_2$ , welches in der Secunde durch den Wetterrschacht ausströmt, sowie den erforderlichen Brennstoffaufwand bestimmen. Es ist

$$(t_2 - t) h + (t_2 - t_1) h_1 = (20 - 15) 80 + (20 - 12) 200 = 2000,$$

ferner

$$\alpha \left(\frac{F_2}{F_1}\right)^2 = \zeta \frac{p_1 l_1}{4 F_1} \left(\frac{F_3}{F_1}\right)^2 = 0,05 \frac{9 \cdot 3000}{4 \cdot 4,5} \left(\frac{6}{4,5}\right)^2 = 133,3,$$

daher die Geschwindigkeit der aus dem Wetterrschachte ausziehenden Wetter:

$$v_2 = 0,268 \sqrt{\frac{2000}{1 + 133,3}} = 1,034 \text{ m,}$$

und das pro Secunde ausziehende Luftquantum:

$$Q_2 = F_2 \cdot v_2 = 6 \cdot 1,034 = 6,204 \text{ cbm.}$$

Ferner ist die mittlere Geschwindigkeit, mit welcher die Wetter die Grubenbaue durchziehen:

$$v_1 = \frac{Q_2}{F_1} = \frac{6,204}{4,5} = 1,379 \text{ m.}$$

Für die Geschwindigkeit der Erwärmungsluft ist

$$v_3 = 0,268 \sqrt{\frac{(t_3 - t_1) h_2}{1 + \alpha_1}} = 0,268 \sqrt{\frac{(t_3 - 12) 20}{1 + 0,05 \frac{p_3 l_3}{4 F_3}}}$$

$$= 0,268 \sqrt{\frac{20 (t_3 - 12)}{1 + 0,05 \frac{5 \cdot 100}{4 \cdot 1,5}}} = 0,527 \sqrt{t_3 - 12},$$

sowie auch

$$v_3 = \frac{F_1 v_1 (t_2 - t_1)}{F_3 (t_3 - t_1)} = \frac{6,204 \cdot 8}{1,5 (t_3 - 12)} = \frac{33,08}{t_3 - 12}.$$

Daher folgt aus diesen beiden Ausdrücken für  $v_3$ :

$$(t_3 - 12) \sqrt{t_3 - 12} = \frac{33,08}{0,527} = 62,77:$$

$$(t_3 - 12)^{3/2} = 62,77, \text{ also}$$

$$t_3 = 12 + \sqrt[3]{62,77^2} = 12 + 15,8 = 27,8^\circ.$$

Ferner folgt die Geschwindigkeit der erhitzten Wetter im Wetterofen:

$$v_3 = \frac{33,08}{t_3 - 12} = \frac{33,08}{27,8 - 12} = 2,09 \text{ m,}$$

und daher das durch den Wetterofen erhitzte Luftquantum pro Secunde:

$$Q_3 = F_3 v_3 = 1,5 \cdot 2,09 = 3,135 \text{ cbm.}$$

Wenn das Kilogramm Steinkohle bei der Verbrennung im Wetterofen etwa 5000 Calorien nutzbare Wärme ergiebt, so folgt der stündliche Kohlenverbrauch zu

$$3600 K = 3600 \frac{3,135 \cdot 1,2935 \cdot 15,8}{4 \cdot 5000} = 11,5 \text{ kg.}$$

Anmerkung. Da nach Thl. II die Ausströmungsgeschwindigkeit der Luft durch die Formel

$$v = \sqrt{\frac{\delta (t_1 - t)}{1 + \delta t}} 2 g h$$

bestimmt wird, so wäre auch hier genauer statt

$$v_2 = \sqrt{\frac{(t_2 - t) h + (t_2 - t_1) h_1}{1 + \alpha \left(\frac{F_2}{F_1}\right)^2}} 2 g = 0,268 \sqrt{\frac{(t_2 - t) h + (t_2 - t_1) h_1}{1 + \alpha \left(\frac{F_2}{F_1}\right)^2}},$$

$$v_2 = 0,268 \sqrt{\frac{\frac{(t_2 - t) h}{1 + \delta t} + \frac{(t_2 - t_1) h_1}{1 + \delta t_1}}{1 + \alpha \left(\frac{F_2}{F_1}\right)^2}}$$

zu setzen, wo  $\delta = 0,00367$  ist.

Auch hätte man hiernach das Ausflußquantum reducirt auf die äußere Temperatur:

$$Q = \frac{1 + \delta t}{1 + \delta t_2} Q_2 = \frac{1 + \delta t}{1 + \delta t_2} F_2 v_2$$

zu setzen, sowie überhaupt auf die Abhängigkeit der Dichtigkeit der Luft von der Temperatur mit Rücksicht zu nehmen, 3. B. statt

$$F_1 v_1 = F_2 v_2 \text{ zu setzen:}$$

$$\frac{F_1 v_1}{1 + \delta t_1} = \frac{F_2 v_2}{1 + \delta t_2},$$

sowie statt

$$F_2 v_2 (t_2 - t_1) = F_3 v_3 (t_3 - t_1)$$

den Ausdruck

$$\frac{F_2 v_2 (t_2 - t_1)}{1 + \delta t_2} = \frac{F_3 v_3 (t_3 - t_1)}{1 + \delta t_3}$$

in Anwendung zu bringen. Da aber bei den gewöhnlichen Werthen für  $t$ ,  $t_1$ ,  $t_2$  und  $t_3$  diese Correctionen nur unbedeutend ausfallen, so sind dieselben im Obigen unberücksichtigt geblieben. Für  $t = 15^\circ$  und  $t_1 = 12^\circ$  wäre 3. B.

$$1 + \delta t = 1 + 0,00367 \cdot 15 = 1,055 \text{ und } 1 + \delta t_1 = 1 + 0,00367 \cdot 12 = 1,044,$$

und daher im letzten Beispiele die Ausströmungsgeschwindigkeit der Wetter statt  $v_2 = 1,034 \text{ m}$

$$v_2 = 0,268 \sqrt{\frac{\frac{400}{1,055} + \frac{1600}{1,044}}{1 + 133,3}} = 1,011 \text{ m,}$$

sowie das ausströmende Luftquantum auf die äußere Temperatur reducirt:

$$Q = \frac{1,055}{1,0734} \cdot 6 \cdot 1,011 = 5,96 \text{ cbm}$$

zu setzen.

**Kolbengebläse.** Die wesentliche Einrichtung und Wirkungsweise der §. 173. Kolbengebläse ist bei allen Arten dieser Maschinen eine und dieselbe. Ein an der einen Seite durch einen beweglichen Kolben von der äußeren Luft abgeschlossener Raum ist mit zwei Ventilen versehen, wovon das eine nach innen und das andere nach außen beweglich ist; dieser Raum füllt sich beim Auschieben des Kolbens mit Luft, welche die Atmosphäre durch das erste Ventil zugreift, und es wird die so angefaugte Luft beim darauf erfolgenden Rückgange des Kolbens durch das zweite Ventil in eine nach dem Punkte des Bedarfs führende Röhre gedrückt. Erfolgt das Einsaugen und Ausblasen der Luft nur auf der einen Seite des Kolbens, so hat man es mit einem einfachwirkenden Kolbengebläse zu thun, wird aber auf beiden Seiten des Kolbens Luft eingesaugt und ausgeblasen, so ist das Kolbengebläse ein doppelwirkendes.

Bei den sogenannten Kasten- und Cylindergebläsen, Fig. 753 (a. f. S.), bewegt sich der Kolben  $AB$  in einem Kasten oder Cylinder  $CDEF$  und ist an seinem Umfange zur Herstellung eines luftdichten Abschlusses mit einem elastischen Liderungsringe versehen; bei den ledernen Kastenbalgen,



Fig. 754, ist dagegen der Kolben *AB* durch einen in Falten gelegten Ledermantel *ABCD* mit dem Boden *CD*, worin der Ventilkasten mit den Ven-

Fig. 753.

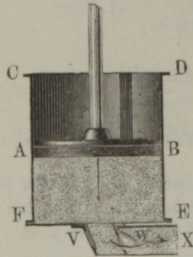
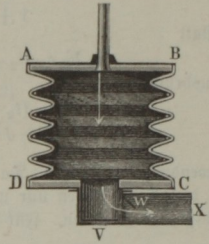


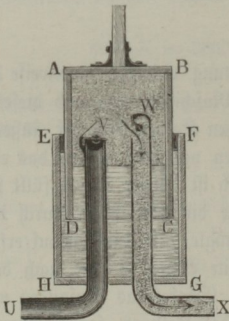
Fig. 754.



tilen *V* und *W* einmündet, verbunden. Es erfolgt hier die abwechselnde Vergrößerung und Verkleinerung des abgeschlossenen Raumes durch Auseinanderziehen und Zusammenlegen der Falten des Mantels, und fällt also die Liderung ganz weg.

Bei dem Harzer Wetterfatz und dem Baader'schen Gebläse, Fig. 755, ist der Kolben *AB* mit dem bodenlosen Kasten *ABCD* fest verbunden, und es wird der luftdichte Abschluß durch Wasser bewirkt, welches den Kasten von unten umgiebt. Um das Wasser von den Ventilen *V* und *W* entfernt zu halten, führt man die Luft mittelst Röhren *UV* und *WX* zu und ab.

Fig. 755.

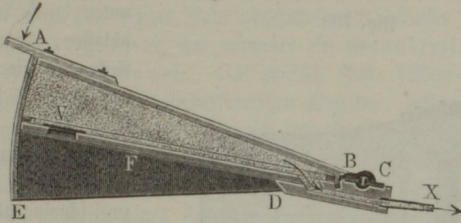


Anstatt den Kolben in gerader Linie hin- und her- oder auf- und niederzubewegen, kann man demselben auch eine absetzende Kreisbewegung geben. Dadurch geht das gewöhnliche Kasten-gebläse in einen sogenannten hölzernen Spitzbalgen, der lederne Kasten-gebläse in einen ledernen Spitzbalgen und der Harzer Wetterfatz in ein Tonnen-gebläse über.

Der hölzerne Balgen *ABDE*, Fig. 756, besteht aus einem Kasten mit trapezoidalem Querschnitte und aus einem gleich geformten Kolben. In der Regel ist der Kolben *F* fest, und es dreht sich der Kasten um eine auf dem Kolben gelagerte horizontale Ase *C*; bei dem sogenannten Widholm-gebläse in Fig. 757 ist dagegen, wie bei anderen Gebläsen, der Kasten fest, und es dreht sich der Kolben *F* um eine mit dem Kasten fest ver-

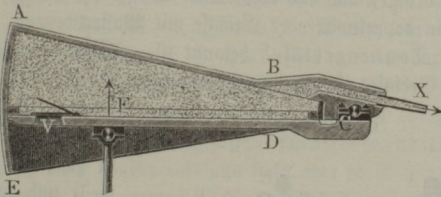
bundene horizontale Ase *C*. Bei beiden ist *V* das Saugventil und *X* die eiserne Düse, welche den Wind in den Feuer- oder Schmelzraum führt.

Fig. 756.



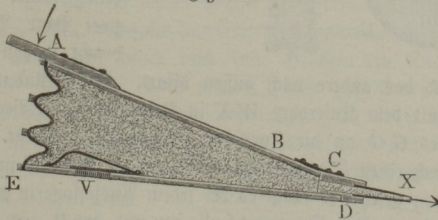
Der lederne Spitzbalgen *ABCD*, Fig. 758, hat ebenfalls einen trapezoidalen, um eine horizontale Ase *C* drehbaren Kolben und umschließt

Fig. 757.



mit seinem in Falten gelegten Ledermantel einen im Ganzen obeliskenförmigen Raum. Das Einsaugen der Luft erfolgt bei den Spitzbalgen stets

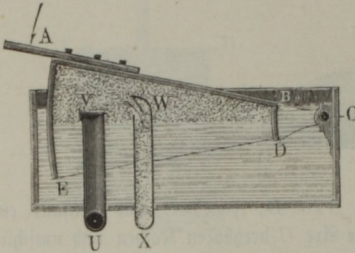
Fig. 758.



durch Ventile *V* im Boden oder Kolben des Gebläses, wogegen das Ausblasen durch die an dem fest liegenden Kopf *CD* desselben angesteckte Düse *X* vor sich geht. Man giebt diesen Gebläsen nur deshalb eine nach dem Balgenkopfe zu allmählig abnehmende Breite, um eine kürzere Drehungsaxe, ein leichteres luftdichtes Abschließen und einen kleineren schädlichen Raum zu erhalten, welcher letztere bei allen ledernen Balgen verhältnißmäßig groß ansfällt.

Wie die Schwingungsbewegung auch bei dem Wettersatz in Anwendung zu bringen ist, führt die Abbildung in Fig. 759 vor Augen; der obeliskenförmige, um die Aze *C* schwingende Behälter *ABDE* ist auch hier von

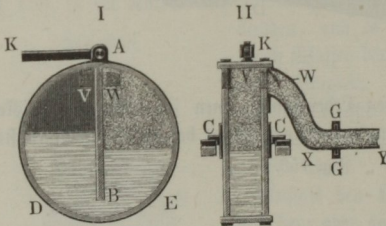
Fig. 759.



unten durch Wasser abgeschlossen, saugt bei seinem Aufgange die Luft durch das Rohr *UV* an, und bläst dieselbe bei seinem Niedergange durch das Rohr *WX* fort. Wenn man zwei schwingende Gefäße zu einem Ganzen verbindet, oder ein solches Gefäß durch eine Scheidewand in zwei

Abtheilungen bringt, und das absperrende Wasser im Gefäße einschließt, so erhält man ein doppelwirkendes Gebläse mit Wasserlieferung, welches unter dem Namen „Tonnengebläse“ bekannt ist. Die wesentliche Einrichtung eines solchen Gebläses ist aus den Abbildungen in Fig. 760, I und II, zu

Fig. 760.



ersehen. Das Faß *ADE* ist durch die Zunge *AB* in zwei Abtheilungen getheilt und zur Hälfte mit Wasser angefüllt; zu beiden Seiten der Zunge, und zwar da, wo dieselbe an dem Mantel fest sitzt, sind zwei Paar Ventile angebracht, wovon sich das eine nach innen und das andere nach außen öffnet. Die Mündungen der letzteren stehen mit dem Knierohre *WX* in Verbindung, welches sich mittelst eines Gewindes *GG* an die Fortleitungsröhre *Y* anschließt. Wird nun dieses Faß durch einen Kurbelmechanismus um die Aze *CC* in eine schwingende Bewegung gesetzt, so saugt es bei jedem Ausschlage in der einen Abtheilung Luft durch das Saugventil *V* ein und drückt aus der anderen Abtheilung die vorher eingefangene Luft durch das Ventil *W* in die Windleitung.

§. 174. Windregulatoren. Da sich die Ventile eines Gebläses nur in Folge eines Ueberdruckes der Luft auf der einen Seite derselben und folglich nicht eher eröffnen, als bis der Gebläsekolben schon einen Theil seines Weges zurückgelegt hat, so giebt selbst ein doppelwirkendes Kolbengebläse nicht den



für einen Schmelzproceß nöthigen stetigen Luftstrom. Um denselben zu erhalten, ist es nöthig, mehrere einfache Kolbengebläse in Anwendung zu bringen, welche den Wind in ein gemeinschaftliches Reservoir drücken, aus dem derselbe durch ein einziges Rohr abgeführt wird. Dieses Reservoir, der sogenannte Windregulator, hat entweder ein veränderliches oder ein unveränderliches Volumen. Im zweiten Falle besteht er meist aus einem großen kugel- oder cylinderförmigen Behälter, dessen Inhalt gegen 50 mal so groß ist, als die per Secunde gelieferte Windmenge; jedoch hat man dazu auch unterirdische, von festem Gestein oder von Mauern umgebene Räume benutzt. Auf der Hütte l'Horne im Ardèche-Departement befindet sich z. B. ein in Form eines liegenden Halbcylinders von  $2\frac{1}{2}$  m Durchmesser aufgemauertes und mit einer dicken Cementschicht umgebener Windregulator (s. Bulletin de la Soc. de l'Industr. min. I).

Bei veränderlichem Volumen ist der Regulator entweder von oben durch einen belasteten Kolben, oder von unten durch Wasser abgesperrt. Der Kolbenregulator hat im Wesentlichen die Einrichtung eines einfachen Kolbengebläses ohne Ventile; er ist, wie dieses, entweder durch einen elastischen Ring gelidert, oder hat statt der Liderung einen elastischen Ledermantel, oder es wird der luftdichte Abschluß desselben durch eine stehende Wassersäule bewirkt. Bei dem eigentlichen Wasserregulator findet zwar diese Absperrung durch Wasser ebenfalls statt, aber es ist hier der bewegliche Kolben oder Kasten durch einen feststehenden Behälter ersetzt.

Ein ballonförmiger Windregulator *ABC* mit unveränderlichem Fassungsraume ist in Fig. 761 (a. f. S.) abgebildet. Derselbe ist aus Blechstafeln von 5 mm Dicke zusammengenietet, und hat einen Durchmesser von 7 bis 8 m. Er ruht auf einem hohlen gußeisernen Sockel *C*, in welchen die etwa 1,2 m weite, ebenfalls aus Eisenblech zusammengesetzte Windleitung einmündet, welche den Wind nach sechs Hohöfen (in Decazeville) führt. Zwei Gebläse schicken den Wind mittelst zweier gußeiserner Röhren wie *A*, von je 0,9 m Weite, in den Regulator. Um einen übermäßigen Druck zu verhindern, ist an der höchsten Stelle des Regulators noch ein Sicherheitsventil *B* von 0,33 m Durchmesser angebracht, welches durch runde Eisenplatten direct belastet wird.

Die Einrichtung eines Kolbenregulators (Trockenregulators) führt der verticale Durchschnitt *C* in Fig. 762 (a. f. S.) vor Augen. Derselbe steht durch das Rohr *AB* mit der Windleitung *A* in Verbindung, und wird durch einen geliderten Kolben *DD* abgeschlossen, welcher durch Eisenplatten wie *G* belastet, und dessen Kolbenstange *EF* mit einem Querhaupte *HH* versehen ist, welches die Leitungstangen *HL* umgreift. Um bei starkem Zufließen das Herauswerfen des Kolbens aus dem Cylinder zu verhindern, schließt man das Drosselventil *B* im Communicationsrohre *AB* mittelst

eines (in der Figur größtentheils verdeckten) Sectors  $O$  und einer durch ein kleines Gewicht  $Q$  gespannten Kette  $OK$  an einen Hebel an, welcher mittelst eines Stiftes  $K$  von oben in den Cylinderraum hineingreift. Wenn sich der Kolben dem oberen Rande des Cylinders nähert, so stößt er an den Stift  $K$  und hebt denselben empor, womit nun auch ein Aufziehen der Kette  $KO$  sowie ein Zudrehen der Drehklappe  $B$  und folglich auch eine Verminderung der Pressung in  $C$  verbunden ist. Denselben Zweck erreicht man aber auch durch ein Sicherheitsventil, welches den Wind bei über-

Fig. 761.

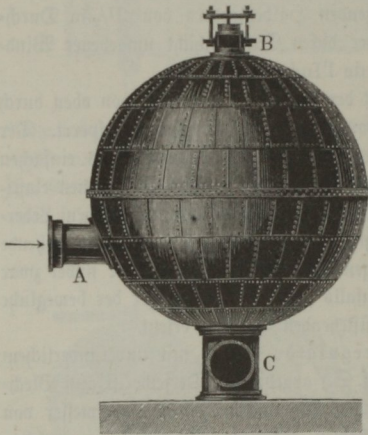
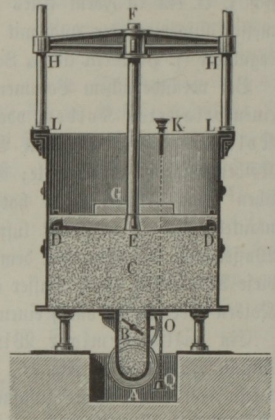


Fig. 762.



mäßiger Anhäufung in  $C$  in die freie Luft entläßt. Ein solcher Trockenregulator mit schwebendem Kolben erhält mindestens doppelt so viel Fassungsraum als der Gebläsecylinder, aus welchem der Wind herbeiströmt. Auf der Eisenhütte zu Creusot in Frankreich werden vier Hohöfen durch ein Gebläse von 100 Pferdekraften mit Wind versorgt, dessen Pressung durch zwei Trockenregulatoren, ähnlich wie Fig. 762, von je 2,72 m Durchmesser und 2,83 m Hub, regulirt wird.

Der beweglichste und deshalb auch der vollkommenste Windregulator ist der Kolbenregulator mit Wasserabsperrung oder mit schwimmender Glocke. Die Construction desselben ist aus dem verticalen Durchschnitte in Fig. 763 zu ersehen. Der Behälter  $C$  communicirt durch die ein Drosselventil enthaltende Röhre  $B$  mit der Windleitung  $A$  und steht in einem weiteren Behälter  $DD$ ; ein drittes Reservoir, die Glocke  $EF$ , steht umgekehrt in dem mit Wasser angefüllten Raume zwischen den ersten Be-



hältern und ist mittelst der Dhren *FF* an einer Stangenleitung *GH* in verticaler Richtung beweglich.

In Folge der Windpressung in dem abgesperrten Raume *EF* steigt die Glocke bis zu einer gewissen Höhe empor und hält durch ihr Gewicht dem

Fig. 763.

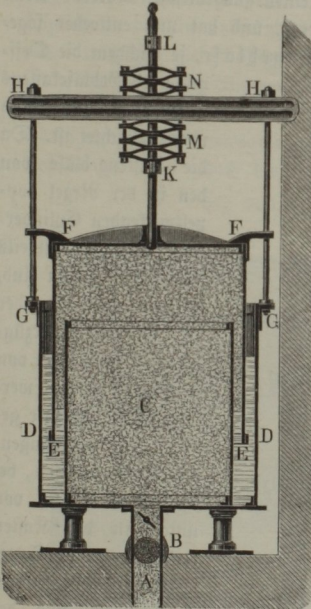
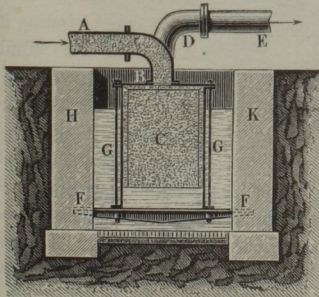


Fig. 764.



Ueberdrucke des eingeschlossenen Windes über den der Atmosphäre das Gleichgewicht. Damit aber die Glocke weder zu hoch steige, noch zu tief herabsinke und nach Befinden auf dem Boden von *DD* aufstoße, wird deren Spiel durch die Federn *M* und *N* begrenzt, welche auf dem Balken *HH* befestigt sind, und gegen welche die eine oder die andere der auf der Kolben- oder Glockenstange befestigten Knaggen *K* und *L* stößt. Gleichzeitig kann man die Kolbenstange mit Hülfe eines Schaltapparates auf die Schütze des Wasserrades oder das Dampfeinlaßventil der Dampfmaschine wirken lassen, um eine selbstthätige Regulirung des Ganges der Gebläsemaschine zu erzielen. Man macht den Fassungsraum eines solchen Windregulators nur  $1\frac{1}{2}$  mal so groß als den des Gebläsecylin-  
draumes.

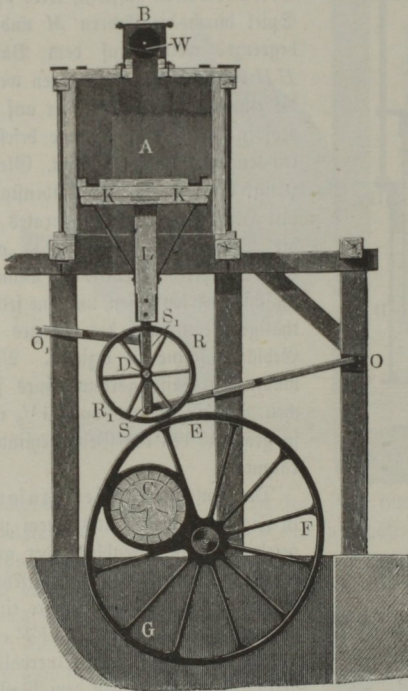
Der einfache Wasserregulator in Fig. 764 besteht aus einem umgekehrten, aus Eisenblech oder gußeisernen Platten zusammengesetzten Kasten *C*, welcher das Innere eines ausgemauerten Bassins *HKFF* einnimmt, von gußeisernen Querbalken getragen und unten von dem Wasser, welches das Bassin größtentheils ausfüllt, abgesperrt wird. Diesem Kasten wird der Wind durch das Rohr *AB* zugeführt, wogegen das daneben einmündende Rohr *DE* den Wind nach dem Punkte des Bedarfs führt.



Auch ist zwischen beiden Röhren ein in der Abbildung nicht sichtbares Sicherheitsventil angebracht. Man macht den Fassungsraum dieser Regulatoren vier bis fünf Mal so groß als den des Gebläsecylinders.

§. 175. **Kastengebläse.** Die Kastengebläse haben in der Regel einen quadratischen Querschnitt und daher auch einen quadratischen Kolben. Man läßt dieselben meist nur einfach wirken, und hat nun entweder sogenannte stehende oder hängende Kastengebläse, je nachdem die Oeffnung des Gebläsekastens

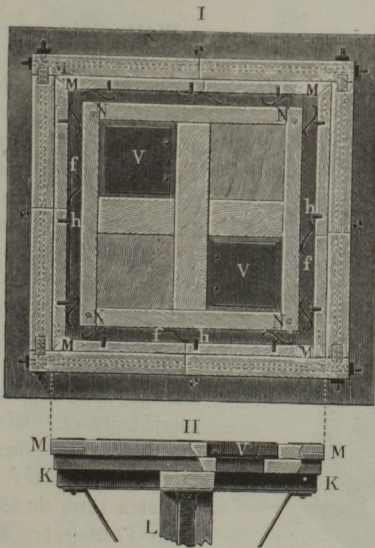
Fig. 765.



nach oben oder nach unten gerichtet ist. Da die Kastengebläse von den in der Regel doppeltwirkenden Cylindergebläsen größtentheils verdrängt worden sind, so möge hier nur der in ihrer Art vorzüglichsten Kastengebläse von Gerstner gedacht werden. Diese Gebläse gehören zu den hängenden Kastengebläsen, bei denen der Kolben von unten in den Kasten tritt, wo die Saugventile in dem Kolben selbst sitzen, und der durch den Ausgang des Kolbens erzeugte Wind durch eine Oeffnung im Deckel in die Windleitung tritt. In Fig. 765 ist der verticale Durchschnitt eines solchen Kastengebläses abgebildet. Es ist *A* der aus starken Holzbohlen zusammengesetzte, durch Schraubenbolzen zusammengehaltene und inwendig glatt abgehobelte oder mit einem glatt abgehobelten Futter von Espen-, Linden- oder Erlenholz bekleidete Gebläsekasten; ferner *KK* der mit zwei (hier nicht sichtbaren) Saugventilen versehene Gebläsekolben, und *W* das in der Windleitung *B*

befindliche Druckventil. Das Ende  $D$  der Kolbenstange  $LD$  ist mit einem Frictionsrade  $RR_1$  und mit einem Gelenke  $SS_1$  versehen, welches die um  $O O_1$  drehbaren Gegenlenker  $SO, S_1 O_1$  mit einander verbindet. Das auf der umlaufenden Welle  $C$  sitzende Excentrif oder die Herzscheibe  $EFG$  hebt bei jeder Umdrehung den Kolben mittelst des Frictionsrades u. s. w. ein Mal empor und läßt denselben allmählig auch wieder nieder, so daß er folglich hierbei ein vollständiges Spiel macht. Um auch ohne Regulator einen möglichst gleichmäßigen Windstrom zu erhalten, verbindet man drei solche Gebläse durch eine gemeinschaftliche Windleitung und giebt den excentrischen Scheiben eine solche Form und Stellung, daß die Summe der aufwärtsgehenden Kolbenwege von allen drei Gebläsen in gleichen Zeiten stets dieselbe ist. Da jedoch die Luft im Anfange des Kolbenaufganges nur

Fig. 766.



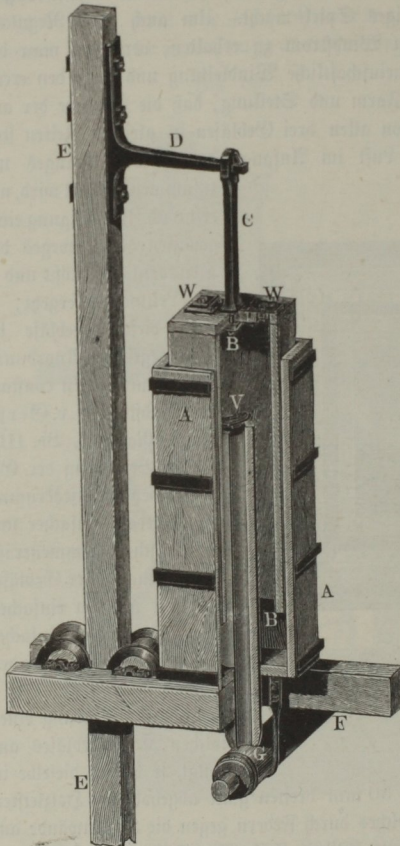
zusammengedrückt wird, und erst nach Zurücklegung eines gewissen Kolbenweges das Druckventil aufstößt und in die Leitung übergeht, so giebt dieses Gebläse bei der angegebenen Anordnung noch immer keinen constanten Windstrom (s. v. Gerstner's Mechanik, Bd. III). Da die Bewegung der Gebläsekolben mittelst Krummzapfen jedoch einfacher und mechanisch vollkommener ist, so muß man einer Gebläsemaschine mit vier einfachen Gebläsekasten und einfacher Krummzapfenbewegung den Vorzug geben.

Was die Ueberung eines solchen Kastengebläses anlangt, so besteht dieselbe in

einem aus 65 mm hohen und 50 mm breiten glatt abgehobelten Holzleisten zusammengesetzten Vierecke, welches durch Federn gegen die Kastenwände angedrückt wird. Dieses auf dem Kolben  $KK$ , Fig. 766, ruhende Viereck kommt in den viereckigen Raum zu liegen, welcher zwischen den Kastenwänden  $MM$  und einem auf dem Kolben  $K$  befestigten Holzrahmen  $NN$  verbleibt. Uebrigens sind die Leisten an den Enden lose über einander geblattet und werden durch die Haken  $h, h \dots$  locker auf die Kolbenfläche auf-

gedrückt. Die Federn *f, f* ... liegen in dem Raume zwischen *MM* ... und *NN* ... und sind, wie die Haken, auf *KK* aufgenagelt. Zur Verminderung der Reibung werden die inneren Flächen des Gebläsekastens mit Seife oder Fett eingeschmiert, oder besser mit in kochendes Leimwasser eingerührtem

Fig. 767.



Graphit überstrichen. Zum Einsaugen der Luft dienen zwei quadratische Ventilöffnungen *V, V* im Kolben, welche inwendig mit einem Saum von Hammelfell besetzt und durch Ventile aus Holz oder Eisenblech bedeckt werden.

**Wattersatz.** Der in Fig. 767 abgebildete (zum vierten Theile aufgeschnittene) Harzer Wattersatz hat mit dem hängenden Kastengebläse die meiste Aehnlichkeit. Derselbe besteht aus dem feststehenden, oben offenen Kasten *A* und aus dem unten offenen Kasten *B*, welcher mittelst der Eisenstange *C* und des Armes *D* an ein auf- und niedergehendes Gestänge *E* angeschlossen ist. Eine in das Innere des Kastens *B* führende Röhre *FGV* wird von oben durch ein Saugventil *V* sowie der Deckel dieses Kastens durch zwei Ausblaseventile *W, W* bedeckt, endlich ist der Kasten *A* zum Theil mit Wasser

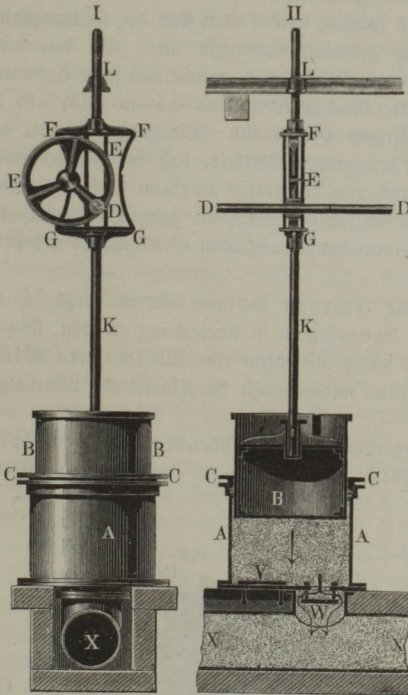
angefüllt, welches die untere Mündung des Kastens *B* absperrt.

Bei dieser Einrichtung dient der Harzer Wattersatz dazu, mittelst der Röhre *FGV* die verdorbenen Grubenwetter anzusaugen und durch die Ventile *W, W* in die freie Luft zu schicken.



Die einfachwirkenden Cylindergebläse sind in neuerer Zeit durch den Bergingenieur Fouriet wieder in Aufnahme gekommen \*). Die Fouriet'schen Gebläse haben hohle Taucherkolben und sind deshalb mit den sogenannten Mönchspumpen zu vergleichen und besitzen daher auch die

Fig. 768.



Vorzüge dieser Pumpen, worunter besonders der beachtungswerth ist, daß sich hier die luftdichte Abliderung leichter beaufsichtigen und herstellen läßt als bei anderen Gebläsen, wo die Liderung auf dem Kolben festsetzt. Die Einrichtung, Bewegungs- und Wirkungsweise eines solchen Gebläses ist aus Fig. 768, I und II, zu ersehen, wo I die äußere Ansicht von vorn und II einen senkrechten Durchschnitt von der Seite darstellt. Es ist A der gußeiserne Gebläsecylinder, B der hohle und äußerlich abgedrehte Taucherkolben und C die einen ringförmigen Lederstulp enthaltende und auf einem Flansche des Cylinders A zu befestigende Stopf-

blüche. In dem Boden dieses Cylinders sind zwei Ventile V und W angebracht, wovon sich das eine V beim Einsaugen der Luft nach innen und das andere W beim Einblasen der Luft in die Windleitung X nach unten öffnet. Die auf- und niedergehende Bewegung des Kolbens B erfolgt durch ein Kreiscentrif D E E, welches auf einer umlaufenden Welle D festsetzt. Zu diesem Zwecke ist die Kolbenstange K L durch einen doppelten Rahmen

\*) S. Annales des Mines, 5. Série, T. XI; auch Polytechn. Centralblatt 1858.

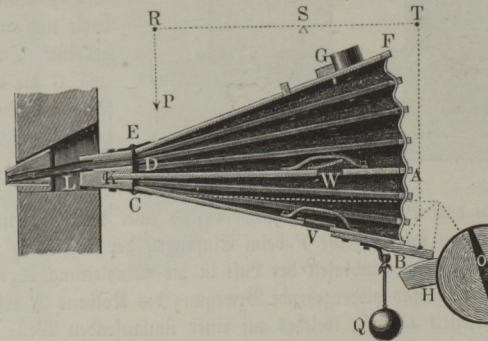
unterbrochen, welcher sowohl die Welle *D* als auch das Excentrif *E* umfaßt, und mittelst der horizontalen Gleitschienen *FF* und *GG* vom Excentrif auf- und niedergeschoben wird.

Um einen möglichst gleichförmigen Windstrom zu erhalten, läßt man die ganze Gebläsemaschine aus drei oder vier solchen einfachwirkenden Gebläsen bestehen und setzt diese durch eine gemeinschaftliche Welle in Bewegung, und um die letztere nicht kröpfen zu müssen, wendet man statt der Krümmzapfen die allerdings mehr Reibung gebenden Excentriks an. Bei den ausgeführten Maschinen (z. B. der in Haraucourt, welche aus sechs Cylindern besteht) hat ein Gebläsecylinder 0,64 m Weite und 0,50 m Hub, und ist die Anzahl der Spiele per Minute 40 bis 60. Die größere Anzahl der Gebläsecylinder gewährt noch den großen Vortheil, daß der Hohofenproceß ungestört fortgehen kann, wenn eine Reparatur an einem derselben nöthig wird, welches natürlich nicht möglich ist, wenn die ganze Gebläsemaschine nur aus zwei oder gar aus einem doppelwirkenden Gebläsecylinder besteht.

§. 177. **Lederne Balgen.** Die ledernen Balgen werden vorzüglich bei den Schmiede- und kleineren Wärmefeuern in Anwendung gebracht, sie sind in der Regel einfachwirkend, jedoch mit einem ebenfalls ledernen Windregulator versehen. Zuweilen werden auch doppelwirkende Lederbalgen angewendet.

Die wesentliche Einrichtung eines einfachwirkenden ledernen Spitzbalgens mit Windregulator ist aus dem in Fig. 769 abgebildeten

Fig. 769.



Durchschnitte desselben zu ersehen. Es ist *ABCD* das eigentliche Gebläse mit dem festliegenden Deckel *AD* und dem beweglichen Boden oder Kolben *BC*, dagegen *ADEF* der Windregulator mit dem durch ein Gewicht *G*

belasteten Deckel *EF*. Sowohl *BC* als auch *EF* sind durch Scharniere mit dem hölzernen Balgenkopfe *CEK* verbunden, welcher mit eisernen Ringen umgeben ist und das Loch enthält, wodurch der Regulatorraum mit der schmiedeeisernen Düse oder Deupe *L* verbunden wird. Der Gebläseraum wird durch einen Mantel von gut gegerbtem Rindsleder umschlossen, welcher mit den drei Böden oder Deckeln und mit dem Balgenkopfe durch aufgenagelte Holzleisten und Lederstreifen fest und luftdicht verbunden wird. In dem Kolben oder Boden *BC* des Balgens befindet sich das Saugventil *V*, sowie in dem Scheider *AD* das Blaseventil *W*. Beide Ventile bestehen aus 12 bis 25 mm dicken Holzbrettchen, sind mittelst Riemen an der einen Seite auf der Ventilwand aufgenagelt, und überdecken die circa 0,1 qm einnehmende Ventilöffnung ringsherum mit einem 25 mm breiten Anschlage, welcher mit Streifen von einem dichtwolligen Schaffelle bekleidet wird. Um das zu weite Aufschlagen eines Ventiles zu verhindern, ist noch ein Riemen locker über dasselbe gespannt. Damit sich der Ledermantel des Balgens in regelmäßige Falten lege, umgiebt man denselben noch mit einigen Leisten oder Rahmen oder spannt denselben durch innere Keifen aus.

Die Art und Weise, wie diese Lederbalgen bewegt werden, ist sehr mannigfaltig. Kleinere Balgen für Schmiedefeuer u. s. w. werden mittelst eines Hebels entweder durch die Hand oder durch den Fuß bewegt, größere Balgen für Frischfeuer u. s. w. mittelst Daumen oder Heblingen auf einer umlaufenden Wasserradwelle. Den letzteren Mechanismus führt Fig. 769 vor Augen. Die auf der Welle *O* sitzenden Heblinge oder sogenannten Wellenfüße *H* heben den Gebläsekolben *CB* mittelst des Däumlings *B* empor, wobei derselbe den Wind durch die Ventilöffnung *W* hindurch in den Regulator *FD* drückt; und nachdem der Hebling den Däumling verlassen hat, zieht das angehangene Gewicht *Q* den Kolben *BC* wieder abwärts, wobei natürlich durch das Ventil *V* neue Luft in den Gebläseraum angesaugt wird. Bei einem Handbalgen ist der Daumen *B* durch eine Kette mit dem Hebel *RST* verbunden, welcher mittelst einer Zugstange oder Kette *PR* in Bewegung gesetzt wird.

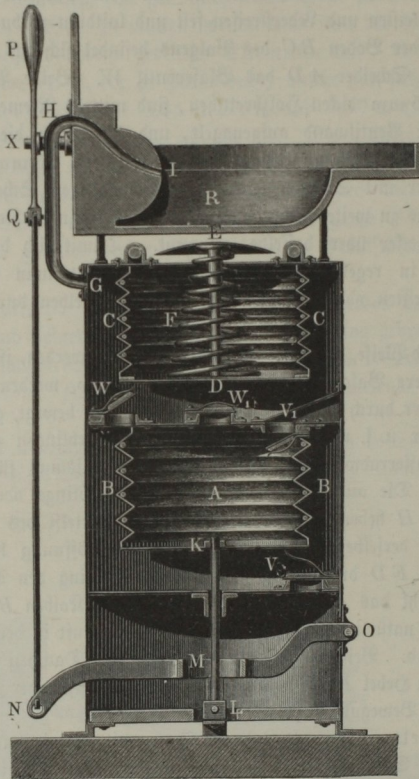
Ein doppeltwirkender Lederbalgen mit Windregulator für ein transportables Schmiedefeuer, von den Gebrüdern Enfer\*) in Paris ist in Fig. 770 (a. f. S.) und zwar im verticalen Durchschnitte ( $\frac{1}{10}$  der natürlichen Größe) dargestellt. Das eigentliche Gebläse *A* ist von einem cylindrischen Blechgefäße *BB* umschlossen, welches mit der äußeren Luft durch das Saugventil *V* und mit dem Regulator *CC* durch das Blaseventil *W*

\*) S. Le Génie industrielle, par Armengaud Frères, Tom. XII, Nr. 70.



communicirt, während der Gebläse-raum *A* mit der äußeren Luft durch das Ventil  $V_1$  und mit dem Regulator *CC* durch das Blaseventil  $W_1$  in Verbindung steht. Wird nun der Gebläsekolben *K* auf- und niederbewegt, so saugen die Ventile *V* und  $V_1$  abwechselnd Luft in die Räume *BB* und *A*

Fig. 770.



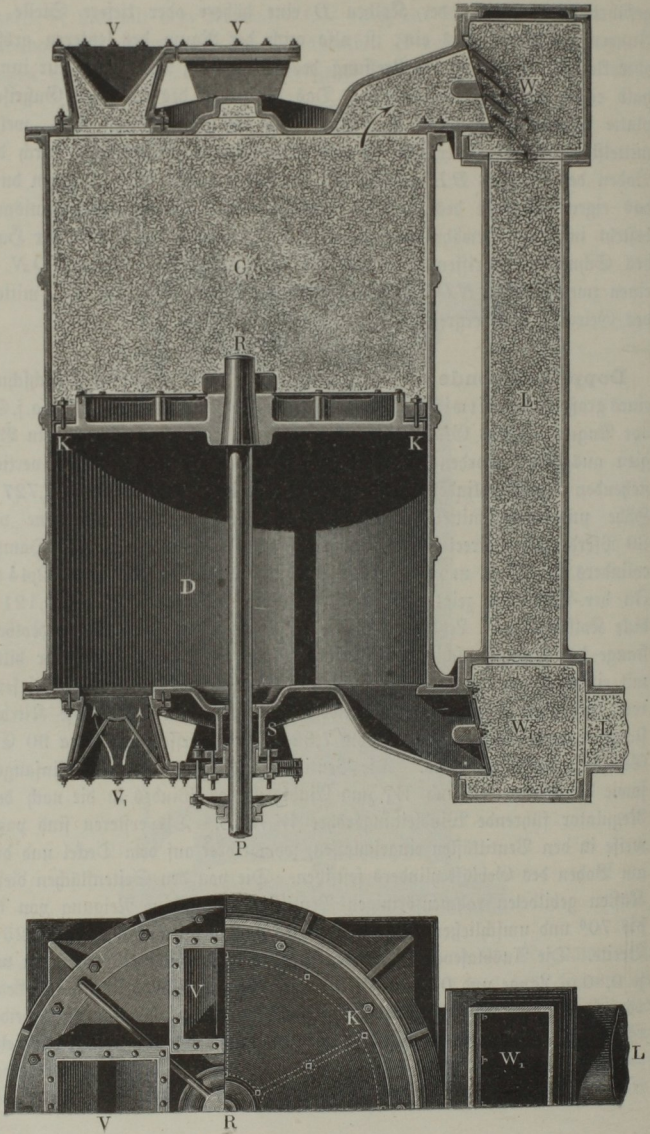
ein, und es blasen die Ventile *W* und  $W_1$  dieselbe in den Regulator *CC*. Endlich führt das gekröpfte Rohr *GHI* den Wind aus dem letzteren in den Feuerraum *R*. Um ein möglichst gleichmäßiges Ausströmen des Windes zu erhalten, ist in dem Regulator *CC* noch ein beweglicher Kolben *D* angebracht, welcher mit dem Deckel von *CC* durch einen Ledermantel verbunden ist und mittelst einer Schraubenfeder *F* nach unten gedrückt wird.

Benachdem der Wind in größerer oder kleinerer Menge dem Regulator zugeführt wird, nimmt der Kolben  $D$  eine höhere oder tiefere Stelle im Innern des Regulators ein, ist also auch der Raum des letzteren größer oder kleiner und daher die Pressung des Windes im Regulator nur innerhalb enger Grenzen veränderlich. Das Aufziehen des in einer Gußeisenplatte bestehenden Kolbens  $K$  erfolgt durch die Kolbenstange  $KL$ , welche mittelst einer mit Leder oder Gummi abgedichteten Stopfbüchse durch den Boden des Gefäßes  $BB$  geführt ist; das Niedergehen wird hingegen durch das eigene Gewicht des Kolbens bewirkt. Der Bewegungsmechanismus besteht in einem gewöhnlichen Hebel  $PXQ$ , welcher bei  $P$  von der Hand des Schmiedes ergriffen wird und bei  $Q$  mittelst einer Stange  $QN$  an einen zweiten Hebel  $NO$  angeschlossen ist, der die Kolbenstange  $KL$  mittelst des Gelenkes  $LM$  ergreift.

**Doppeltwirkende Cylindergebläse.** Den verticalen Durchschnitt §. 178. eines großen doppeltwirkenden Cylindergebläses führt Fig. 771 (a. f. S.) vor Augen. Dieses Gebläse ist in der Maschinenfabrik zu Seraing in Belgien ausgeführt worden\*). Es besteht dasselbe aus einem einzigen vertical stehenden Gebläsecylinder  $CD$  von 1,830 m innerer Weite und 2,727 m Höhe und wird mittelst einer darunter stehenden Dampfmaschine von 80 Pferdekraften direct in Bewegung gesetzt. Der Durchmesser des Dampfcylinders ist 1,05 m, und der gemeinschaftliche Hub beider Maschinen 2,44 m. In der Abbildung zeigt  $KK$  den Gebläsekolben, und  $PR$  die 0,121 m dicke Kolbenstange. Letztere ist weiter unten mit der ebenso dicken Kolbenstange der Dampfmaschine durch einen Muff verbunden, und dieser bildet mit einem 3,1 m langen Querkopfe ein Ganzes, welches sich in zwei senkrecht stehenden Leitungsrahmen bewegt und an dessen Enden die Kurbelstangen zweier Schwungräder von 7,32 m Durchmesser und circa 90 Ctr. Gewicht angeschlossen sind. Die Ventile  $V$  und  $V_1$  dienen zum Einsaugen, sowie die Ventile  $W$  und  $W_1$  zum Einblasen des Windes in die nach dem Regulator führende Windleitungsröhre  $WW_1L$ . Die ersteren sind paarweise in den Ventilkästen eingeschlossen, wovon drei auf dem Deckel und drei am Boden des Gebläsecylinders feststehen. Die von den Seitenflächen dieser Kästen gebildeten rahmenförmigen Ventilsitze haben eine Neigung von 60 bis 70° und umschließen Ventilmündungen von je 0,5 m Länge und 0,25 m Breite. Die Ausblaseventile bedecken dagegen rechteckige Mündungen von je 0,80 m Länge und 0,15 m Breite. Die Ventile selbst bestehen aus Leder oder Kautschuk und sind, wie die gewöhnlichen Pumpenventile, auf beiden Seiten mit Blechplatten bedeckt. Dieses Gebläse erzeugt bei circa 14 Spielen

\*) S. Portefeuille de John Cockerill, Taf. 31 bis 34.

Fig. 771.

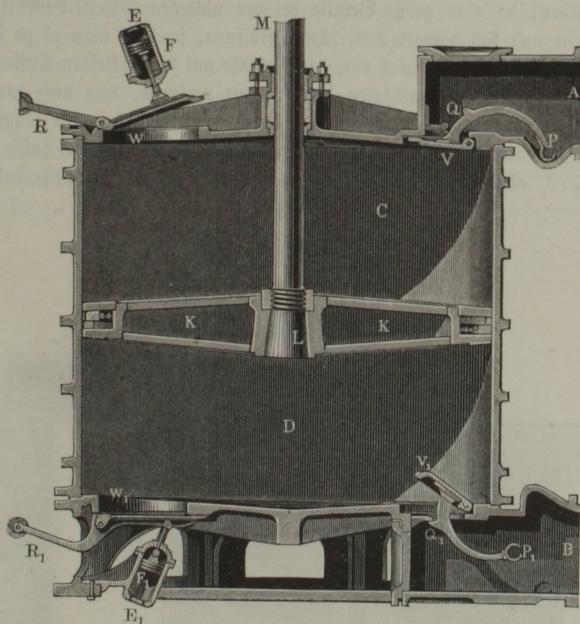




per Minute Wind von 0,25 m Quecksilberpressung, während die zugehörige Dampfmaschine bei dreifacher Expansion mit Dampf von 3 Atmosphären Spannung arbeitet.

Die Luftpumpen, welche zum Auspumpen der Luft aus geschlossenen Räumen, z. B. aus der Treibröhre der atmosphärischen Eisenbahnen, in Anwendung kommen, sind im Wesentlichen von den Gebläsen nicht verschieden. Fig. 772 führt den Durchschnitt eines solchen bei der atmosphärischen Eisenbahn an der Rampe zu St. Germain bei Paris in An-

Fig. 772.

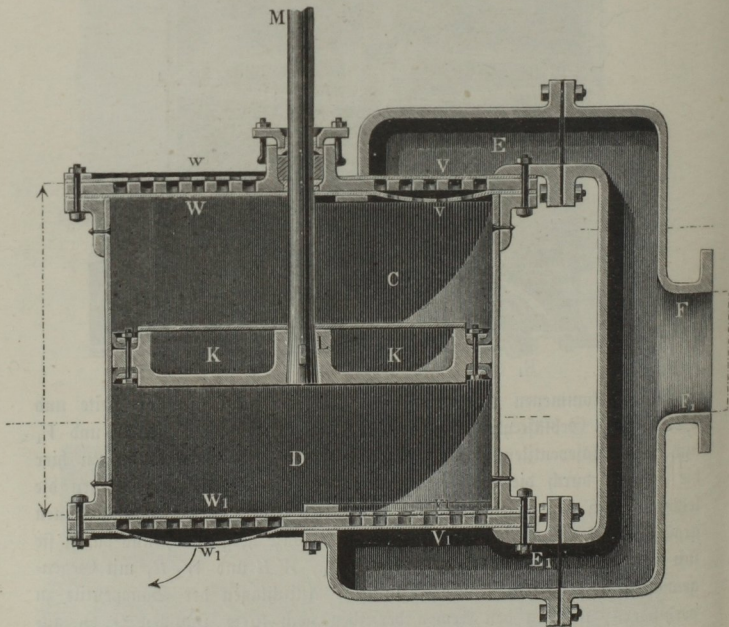


wendung gekommenen Luftsaugers vor Augen. Der 2,50 m weite und 2,20 m hohe Gebläsecylinder ist auch hier mit zwei Saugventilen  $V$  und  $V_1$  und zwei Blaseventilen  $W$  und  $W_1$  ausgerüstet, jedoch communiciren hier die ersteren durch die Canäle  $A$  und  $B$  mit der Treibröhre, wogegen die letzteren nach der freien Luft führen. Diese Ventile sind, damit sie einen großen Druck auszuhalten vermögen, aus Bronze hergestellt, und damit sie sich leicht bewegen, durch Arme  $VP$ ,  $V_1P_1$ ,  $WR$  und  $W_1R_1$  mit Gegengewichten äquilibrirt. Um das zu weite Aufschlagen der Saugventile zu verhindern, sind an den Armen derselben noch kurze Daumen  $Q$ ,  $Q_1$  an-

gebracht, welche beim Aufschlagen an vorstehende Nasen des Ventil Sitzes anschlagen; um ferner ein sanftes Auf- und Niederschlagen der Blaseventile  $W, W_1$  zu erlangen, sind dieselben mit kleinen Kolben  $F, F_1$  ausgerüstet, welche beim Niederschlagen durch kleine Oeffnungen  $E, E_1$  Luft in die kleinen Cylinder  $EF, E_1 F_1$  einsaugen, und dieselbe beim Aufschlagen wieder durch diese Oeffnungen ausstoßen. Der durch Metall abgeliderte Kolben  $KK$  wird mittelst seiner Stange  $ML$  durch eine Kurbelwelle in Bewegung gesetzt.

Um die Cylindergebläse schnell arbeiten lassen zu können, muß man denselben möglichst große Querschnitte zum Einsaugen und Ausblasen der Luft geben; da aber große Ventile bei der nöthigen Festigkeit sehr schwer ausfallen und sich deshalb auch schwer eröffnen, so zieht man es zu Erreichung des gedachten Zweckes vor, das Gebläse mit vielen kleinen Oeffnungen zum Einsaugen und Ausblasen der Luft zu versehen, und diese entweder einzeln durch kleine, oder im Ganzen durch größere Leder- oder Kautschukventile zu bedecken. Ein Gebläse mit einer solchen Ventilation hatte die in Fig. 773 abgebildete Luftpumpe, welche bei der Versuchseisenbahn zu

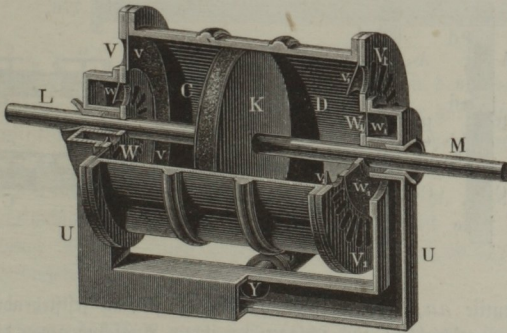
Fig. 773.



St. Duen \*) angewendet worden ist. Der Gebläse- oder Pumpencylinder  $CD$  besteht hier aus einem Blechmantel und aus einem gußeisernen Boden, sowie einem gleichen Deckel mit vielen, 4 cm weiten kreisrunden Oeffnungen. Von diesen Oeffnungen mündet die eine Hälfte ( $W, W_1$ ) in die freie Luft, und die andere ( $V, V_1$ ) in die mit dem auszupumpenden Raume in Verbindung stehenden Röhren  $EF, E_1 F_1$ ; jene werden durch Lederdecken  $w, w_1$  von außen, sowie diese durch solche ( $v, v_1$ ) von innen bedeckt. Diese Decken sind an ihren Umfängen fest und luftdicht aufgeschraubt, haben aber ebenfalls eine Menge kreisrunder Löcher, welche jedoch nicht mit den Löchern in der Boden- und Deckplatte zusammenfallen, sondern auf die Zwischenräume zu liegen kommen. Wenn sich nun die Luft im Innern des Cylinders auf der einen Seite des Kolbens verdichtet und auf der anderen desselben verdünnt, so hebt und drückt sie die elastischen Lederdecken von ihren Lagerflächen ab, so daß nun die Löcher in je einer Lagerplatte mit denen der Lederdecke in Communication treten und die Luft durch dieselben ein- und ausströmen kann.

Eine andere Gebläseventilation führt der Durchschnitt eines horizontalen Gebläses zu Wittkowitz bei Mährisch Ostrau \*\*) in Fig. 774 vor Augen.

Fig. 774.



Die Löcher, durch welche die Luft eingesaugt wird, liegen hier in einem weiteren Kreise wie  $VV, V_1 V_1$ , und die, durch welche sie in die Windleitung tritt, in einem engeren Kreise  $WW, W_1 W_1$  um die Kolbenstange  $LM$  herum, welche mittelst Stopfbüchsen durch beide Cylinderdeckel hindurchgeführt ist. Die eigentlichen Ventile oder Ventilkappen bestehen aus vier Hautschul- oder Lederkränzen, welche an ihren äußeren Umfängen zwischen den Verbindungskränzen der Cylinderdeckel eingeklemmt sind die zwei größeren Kränze

\*) E. Armengaud, Publication industrielle, T. VI.

\*\*) E. Tunner's Stabeisen- und Stahlbereitung. Bd. I.



$vv, v_1 v_1$  bedecken die Saugöffnungen von innen, sowie die zwei kleineren  $ww, w_1 w_1$  die Blase- oder Windöffnungen von außen. Es ist nun leicht zu ermessen, wie beim Hin- und Hergange des Kolbens  $KK$  die Luft auf der einen Seite durch die äußeren Ventilflächen eingesaugt, und auf der anderen Seite durch die inneren Ventillöcher in die Windleitung geblasen wird.

Anstatt die Saug- und Blaselöcher in den Kreis zu stellen, kann man dieselben auch auf die ganze Deckelfläche gleichmäßig vertheilen, oder wenigstens in geraden Linien an einander reihen, und zwar so, daß die Sauglöcher die eine, und die Blaselöcher die andere Hälfte der Cylinderdeckelfläche einnehmen. Den verticalen Durchschnitt von einem Theile eines auf diese Weise ventilirten Gebläsedeckels führt Fig. 775 I. und II. vor Augen. Es sind  $A, B, C$  die Ventillöcher und  $da, db, dc$  die zugehörigen, bei  $d, d, d$  fest aufgeschraubten und durch dünne Metallplatten bedeckten Klappenventile aus Leder.

Bei aufrecht stehenden Gebläsecylindern wendet man auch mit Vortheil einfache Hubventile an, wie z. B. aus Fig. 776 I. und II. zu ersehen ist.

Fig. 775.

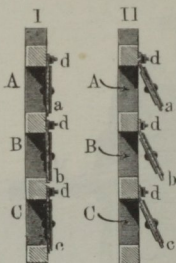
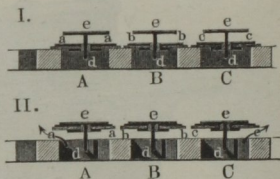


Fig. 776.

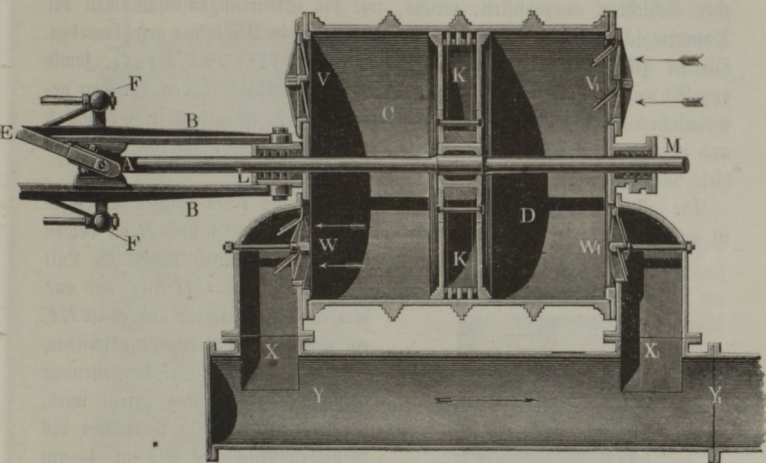


Diese Ventile  $aa, bb, cc$  sind mittelst Hülßen an feststehenden Stiften  $de, de...$  verschiebbar, und schlagen bei ihrem Ausschub gegen die scheibensförmigen Köpfe  $e, e, e$  dieser Stifte. Auch hat man vielfach die Ventile als kreisförmige Gummiplatten ausgeführt, welche nach Art der entsprechenden Pumpenventile Fig. 602 durch sternartige Gitter gestützt und durch geeignete Fänger an dem zu weiten Aufschlagen verhindert werden.

Ein horizontales Gebläse mit Ventilklappen führt Fig. 777 im verticalen Durchschnitte vor Augen. Dasselbe ist nach Thomas und Laurent von Cavé construirt und in Armengaud's Publication industrielle, Bd. 8, beschrieben und gezeichnet. Der 1,6 m weite Gebläsecylinder  $CD$  ist mittelst vier Schraubenbolzen auf eine gußeiserne Lagerplatte befestigt, und die Deckel desselben sind an der oberen Hälfte mit Saugventilen  $V, V_1,$

dagegen an der unteren Hälfte mit Blaseventilen  $W$ ,  $W_1$  ausgerüstet. Letztere stehen durch die Canäle  $X$ ,  $X_1$  mit der Windleitung  $Y$  in Verbin-

Fig. 777.



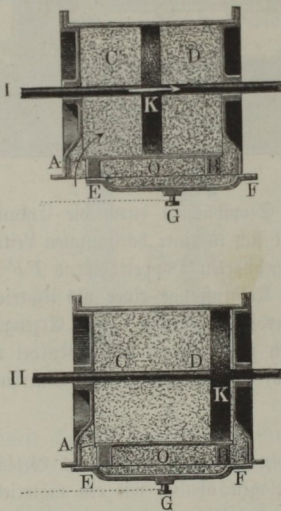
dung. Das Querhaupt  $A$  der mittelfst Stopfbüchsen durch die Cylinderdeckel geführten Kolbenstange  $LM$  bewegt sich in einer horizontalen Leitung und ist mittelfst eines aus vier Stangen gebildeten Doppelrahmens  $FF'$  mit dem (nicht abgebildeten) Querhaupte der Kolbenstange einer als Umtriebsmaschine dienenden Dampfmaschine in Verbindung gesetzt. Zur Erzeugung einer regelmäßigen Bewegung ist endlich noch mittelfst einer Kurbel und Kurbelstange  $AE$  ein (nicht abgebildetes) Schwungrad an das Querhaupt  $A$  der Gebläsekolbenstange angeschlossen.

**Schiebergebläse.** Die gewöhnlichen Klappenventile eines Gebläses §. 179. bewegen sich bei ihrem Auf- und Zuschlagen ähnlich wie ein materielles Pendel; da nun aber die Schwingungszeit des letzteren proportional mit der Quadratwurzel aus der Pendellänge ist, so läßt sich daher auch annehmen, daß die Zeit zum Auf- und Zuschlagen eines Klappenventiles mit der Quadratwurzel aus der rechtwinklig gegen die Drehungsaxe zu messenden Breite desselben wachse. Um daher ein schnelles Ventilspiel zu erhalten, und überhaupt ein Gebläse mit größerer Geschwindigkeit gehen lassen zu können, ist es erforderlich, dasselbe nicht mit einem breiten, sondern mit mehreren schmalen Klappenventilen auszurüsten. Natürlich hängt hierbei die Bewegungszeit eines Ventiles noch immer von der Schwerkraft und von dem

Unterschiede zwischen dem inneren und äußeren Luftdrucke ab. Um sich hiervon ganz unabhängig zu machen und das Gebläse mit fast beliebig großer Geschwindigkeit arbeiten lassen zu können, ist es nöthig, dasselbe mit Ventilen oder Schiebern auszurüsten, welche, wie die Steuerungsmechanismen der Dampfmaschinen, von der Umtriebsmaschine selbst in Bewegung gesetzt werden. Hierher gehören die sogenannten Schiebergebläse von *Slate*, sowie von *Thomas* und *Laurent* u. s. w. Diese Gebläse haben vor den gewöhnlichen Ventilgebläsen noch den Vortheil, daß sie einen schärferen Abschluß und daher auch bei guter Construction einen kleineren Windverlust geben als diese Maschinen.

Die allgemeine Einrichtung und Wirkungsweise eines solchen Gebläses ist aus Fig. 778 I. und II. zu ersehen. Es sind hier *A* und *B* die beiden Mündungen, durch welche die Luft in den Cylinder *CD* ein- und aus demselben heraustritt, und es ist *EF* ein gewöhnlicher Vertheilungsschieber, der mittelst einer in *G* angreifenden Stange in Bewegung gesetzt wird.

Fig. 778.



Derselbe ist bei dem Auschube des Gebläsekolbens *K*, wie in I. am rechten Ende seines Weges, nimmt aber die Mitte desselben ein, wenn der Gebläsekolben *K*, wie in II., den Auschub nach rechts vollendet hat, und befindet sich am linken Ende seines Weges, während der Kolben *K* auf dem Wege nach links begriffen ist. Die bei einem Kolbenschube durch *A* oder *B* eingefaugte Luft tritt beim folgenden Kolbenschube in den vom Schieber bedeckten Raum *O* und gelangt von da in die Windleitung. Damit bei der Ab-

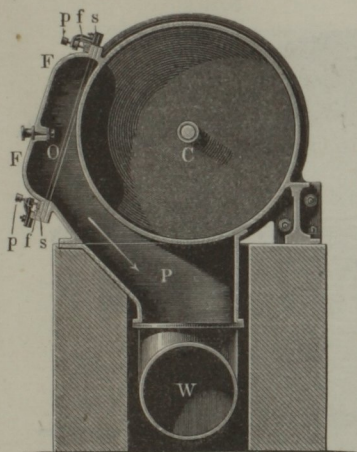
sperrung der Gebläsemündungen *A* und *B* durch den Schieber einerseits nur eine mäßige Ausdehnung und andererseits nur eine schwache Compression der Luft statthabe, ist es nöthig, daß die Zeit dieser Absperrung nur eine sehr kurze und folglich die Schieberbedeckung zu beiden Seiten der Mündungen nur eine sehr kleine sei.

Bei dem Schiebergebläse von *Thomas* und *Laurent* liegt der Schieber *FF*, Fig. 779, ganz frei und wird von Federn *f, f*, welche sich durch Preßschrauben *p, p* spannen lassen, mittelst zwischenliegender schmiedeeiserner



Schienen *s, s* gegen die abgehobelten Flächen des Rahmens gedrückt, welcher die Gebläsemündungen umschließt, und in geneigter Stellung mit dem Ge-

Fig. 779.



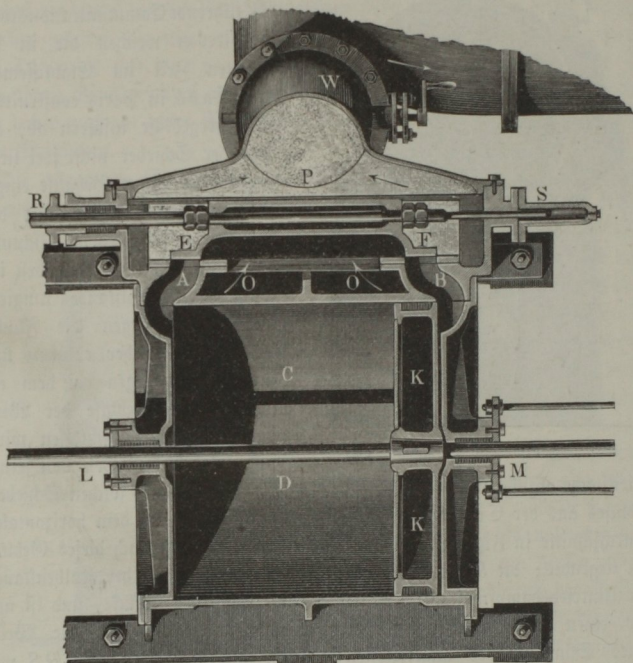
bläsecylinder fest verbunden ist, *OP* ist das nach der Windleitung *W* führende Communicationsrohr.

Hier von weichen die in der neueren Zeit im Etablissement von Cavé in Paris construirten Schiebergebläse insofern ab, als hier der Schieber nicht frei liegt, sondern in einem Gehäuse eingeschlossen ist, und die Luft den Schieber in umgekehrter Richtung durchläuft, wobei sie denselben im comprimirten Zustande umgiebt und folglich gegen die Fläche drückt, auf welcher er hin- und hergleitet, wogegen bei dem ersteren Schiebergebläse der Wind vom Schieber umschlossen wird, und folglich denselben von seiner

Gleitfläche abzuheben sucht. Die speciellere Einrichtung eines solchen Schiebergebläses aus der Cavé'schen Maschinenbauanstalt ist aus dem horizontalen Durchschnitte in Fig. 780 (a. f. S.) zu ersehen. Es ist auch dieses Gebläse ein liegendes; die Kolbenstange *LM* desselben besteht mit der Kolbenstange der Umtriebsdampfmaschine aus einem und demselben Stücke, und ist auf der einen Seite mittelst einer Kurbel und Kurbelstange an die Welle eines Schwungrades angeschlossen, welche die Schieberstange *RS* mit Hülfe eines gewöhnlichen Kreisexcentriks in die nöthige hin- und hergehende Bewegung versetzt. Uebrigens sind zwei solche Gebläse, wie die Abbildung deren eins darstellt, durch die gedachte Schwungradwelle so mit einander verbunden, daß stets das eine um den halben Kolbenhub vor dem anderen vorausgeht. Der Gebläsecylinder *CD* ist mit dem Schiebergehäuse *ABSR* aus dem Ganzen gegossen und communicirt durch die Oeffnung *OO* mit der äußeren Luft, sowie durch das Rohr *P* mit der Windleitung *W*. Der Schieber *EF* gleitet mit seinen Lappen *E* und *F* über den Gebläsemündungen *A* und *B* weg, sperrt dieselben dann, wenn der Gebläsekolben am Ende eines Schubes steht, eine kurze Zeit lang zu, eröffnet dagegen dieselben, sowie der Kolben einen kleinen Theil seines Schubes zurückgelegt hat. Es findet, wie sich leicht übersehen läßt, in Hinsicht auf das Bewegungsverhältniß zwischen diesem Gebläse und dem erst beschriebenen noch der Unterschied statt, daß sich

die Schieber bei derselben Kolbenbewegung in entgegengesetzter Richtung bewegen. Bei solchen Gebläsemaschinen mit einem einzigen Gebläsecylinder

Fig. 780.



ordnet man die Schieberene horizontal über dem Cylinder an, läßt die Luft zu beiden Seiten in den Schieberraum eintreten und führt den Wind durch eine senkrechte Röhre aus dem Schiebergehäuse in die Windleitung. Bei der beschriebenen Maschine ist die Weite eines Gebläsecylinders 1,34 m, der Kolbenshub 1 m, der Schiebershub 0,32 m und der Querschnitt der beiden

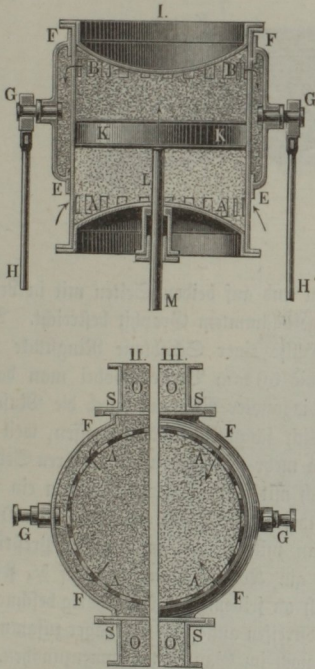
Eintrittsöffnungen  $2 \cdot 0,15 \cdot 1,25 = 0,375 \text{ qm} = \frac{375}{1410} = 0,266$  der

Kolbenfläche. Endlich ist noch der Durchmesser des Dampfcylinders 0,54 m, der Dampfdruck 4 Atmosphären und die Anzahl der Spiele pro Minute 60 bis 70, also die mittlere Kolbengeschwindigkeit 2 bis 2,33 m.

Das Schiebergebläse von Slate ist insofern von den oben beschriebenen Schiebergebläsen verschieden, als hier der Schieber *EFFE*, Fig. 781

(I, II, III), den auch äußerlich abgedrehten Gebälsecylinder umschließt, und der letztere oben und unten ringsum mit einer Reihe von rechteckigen Mündungen *A, B* versehen ist. Wenn

Fig. 781.



der mittelst der Stangen *GH* zu bewegende Schieber oben steht, wird Luft durch *A* eingesaugt und Wind durch *B* mittelst des aufsteigenden Kolbens *K* in den Schieberraum gedrückt, und wenn der Schieber unten steht, so erfolgt dagegen das Ansaugen durch *B* und Ausblasen durch *A*. Damit der Wind aus dem Schieberraume in die Windleitung treten könne, ist der Schieber noch mit zwei Seitenöffnungen *S, S* (II, III) versehen, welche mit ihren abgeschliffenen Rändern an den Einmündungsstücken *O, O* zur Windleitung luftdicht anschließen. Fig. 781, II zeigt den durch die oberen Mündungen geführten horizontalen Durchschnitt der linken Schieberhälfte beim höchsten, sowie Fig. 781, III denselben von der rechten Schieberhälfte beim tiefsten Kolbenstande.

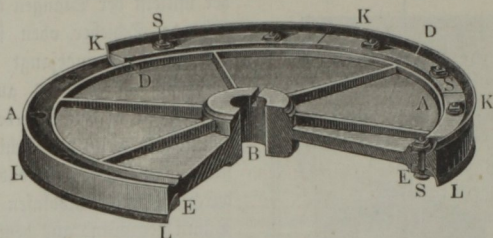
Gebälsekolben. Die Gebälse- §. 180.  
 kolben, insbesondere die Kolben der

Cylindergebläse, werden ähnlich wie die Kolben der Pumpen- und Wasser- säulenmaschinen construirt; auch lidert man sie auf ähnliche Weise durch Lederstulpe, Hanf- oder Flachszöpfe u. s. w. ab. Einen Gebälsekolben mit Lederstulpliderung (zum Theile zerschnitten) stellt die Abbildung in Fig. 782 (a. f. S.) dar. Es ist *AA* der gußeiserne mit sechs Rippen versehene Kolbenkörper, *B* die Hülse desselben, worin das conisch abgedrehte Ende der Kolbenstange festgekeilt wird, und es sind *K, L* die beiden Lederstulpe, welche durch Schrauben wie *S* mittelst hölzerner oder eiserner Ringe *D* und *E* in den rinnenförmigen Vertiefungen am Umfange des Kolbenkörpers befestigt werden. Aehnliche Gebälsekolben mit Stulpliderung haben die in den Figuren 771 und 773 abgebildeten Gebälse. Bei großen Kolbengeschwindigkeiten hat die Leder- liderung nicht die erforderliche Dauerhaftigkeit, und deshalb bringt man in neueren Zeiten statt der Lederstulpe Hanfzöpfe oder Eichenholzstücke in An-



wendung. Sehr dauerhaft sind die Liderungskränze von Leinwand oder Segeltuch aus Hanf. Man bereitet dieses Gewebe vor dem Gebrauch be-

Fig. 782.



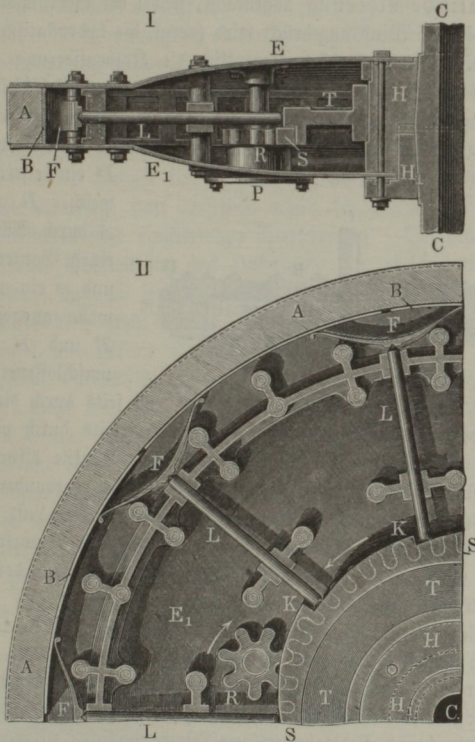
sonders zu, indem man es aufspannt und auf beiden Seiten mit in Leim- oder Stärkewasser eingerührtem rein geschlämmtem Graphit bestreicht. Aus demselben schneidet man dann mit Hilfe einer Schablone Ringstücke von circa 0,5 bis 0,6 m Länge und 25 bis 50 mm Breite, wobei man dahin zu trachten hat, daß die Schnitte in diagonaler Richtung durch die Maschen des Gewebes hindurchgehen und folglich sämtliche Fäden treffen, weil die letzteren an ihren Enden dem Abreiben mehr widerstehen als an ihren Seiten. Diese Leinwandstreifen reibt man noch mit pulverisirtem Speckstein ein und legt sie nach und nach so neben und über einander, daß sie einen 5 bis 10 cm dicken Liderungskranz bilden, den man mittelst der angegebenen Preßringe in dem für ihn bestimmten Raum am Kolbenumfang bis auf  $\frac{3}{4}$  seiner Höhe zusammendrückt, und zuletzt noch an seinem Umfang gehörig beschneidet und abfeilt. Wenn man die Leinwandstreifen außerhalb der Lager zusammenlegt, so ist es nöthig, dieselben zuletzt noch im Ganzen zusammenzunähen.

Eine sehr zweckmäßige Construction hat der vom Herrn Maschinen-director Bölkner construirte Gebläsekolben\*). In Fig. 783, I und II, ist der verticale und der horizontale Durchschnitt von einem Quadranten desselben vor Augen geführt. Der Liderungskranz AA besteht aus zusammengepreßten Leinwandstreifen u. s. w., und umschließt einen aus Bandeisenstücken zusammengesetzten Reifen BB; gegen den letzteren stemmen sich neun Federn F, welche, wenn sie gehörig gespannt sind, den Liderungskranz mittelst dieses Reifens gegen die innere Wand des Gebläsecyinders andrücken. Dieses Anspannen der Federn erfolgt durch ein Zahnrad K, welches sich von außen mittelst eines Schlüssels umdrehen läßt. Hierbei setzt dasselbe mit Hilfe des gezahnten Bogens S den die Kolbennabe HH<sub>1</sub> umschließenden Ring T in Drehung, und dieser schiebt nun vermöge seiner gleichsam schiefe Ebenen

\*) S. Dingler's Polytechn. Journal, Bd. 131 und 154.

bildenden Stufen *K* die Bolzen *L* auswärtS, welche sich mittelst ihrer Körner oder Spizen gegen die Federn *FF*... stemmen. Die Kolbenstange *C* ist hohl

Fig. 783.

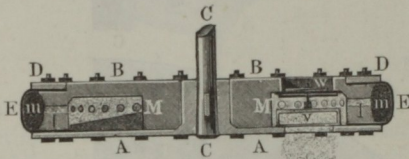


und mittelst eines Doppelconus mit der aus zwei Stücken zusammengesetzten Hülse *HH*<sub>1</sub> durch Schrauben fest verbunden. Uebrigens wird der ganze Kolben von zwei convexen Blechwänden *E, E*<sub>1</sub> bedeckt, und um den Liderungsfranz, wenn es nöthig ist, schärfer andrücken zu können, ist die Ase des Getriebes *R* mittelst einer Stopfbüchse *P* durch die eine Blechdecke geführt, und erhält auch der eine Cylinderdeckel ein durch eine Schraube verschließbares Loch, durch welches sich der Schlüssel zum Umdrehen dieses Getriebes stecken läßt. Diese Kolbenliderung eignet sich vorzüglich für liegende Gebläsecyliner, wo sich das bei stehenden Cylindern übliche Schmiermittel in den Cylinder geworfenen Graphits nicht bewährt hat.

Man lindert die Kolben auch mittelst einer mit Wolle oder Rosshaaren

ausgestopften Wulst aus Buchtenleder ab. Um den Liderungskranz nicht übermäßig stark an die Cylinderwand anzudrücken, wobei die Kolbenreibung unnöthig vergrößert wird, hat man auch eine autoclave, und insbesondere eine pneumatische Liderung angebracht, wobei der Liderungskranz durch den eingeschlossnen Wind angedrückt wird (vergl. die hydrostatische Liderung in Band II). Hierher gehört namentlich die Kolbenliderung des Herrn Ingenieur Schultz. Der verticale Durchschnitt eines Gebläsekolbens mit dieser Liderung ist in Fig. 784 abgebildet. Es ist *A* der gußeiserne Kolbenstock, *B* ein ausgedrehter Teller aus Lindenholz, *E* die lederne Liderungswulst, *D* ein eiserner Kranz,

Fig. 784.

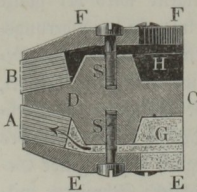


welcher *B* und *E* mit *A* durch Schrauben zu einem Ganzen verbindet, und *m* ein mit Kammwolle ausgefüllter von *B* und *E* ringförmig umschlossener Raum;

ferner ist *M* der hohle Kolbenraum, welcher einerseits durch die Ventile *v* und *w* mit dem Gebläsechylinderraum, und andererseits durch viele radiale Löcher *l* mit dem Raume *m* communicirt. Diese Ventile öffnen sich nach innen und sind durch ein Scharnier so mit einander verbunden, daß sich das eine verschließt, wenn das andere von der comprimirten Luft aufgestoßen wird. Auf diese Weise bleibt der Raum *M* stets mit comprimirter Luft erfüllt, und wird die Liderungswulst mit dem der Spannung derselben entsprechenden Drucke gegen die innere Cylinderwand gedrückt.

Es läßt sich eine autoclave Liderung auch ohne eine solche Ventilirung und zwar dadurch herstellen, daß man zwei Liderungskränze anwendet, wovon abwechselnd der eine oder andere von der comprimirten Luft angedrückt wird. Den Durchschnitt von einem Theile eines so geliderten Kolbens stellt Fig. 785 dar. Es sind *A* und *B* die beiden aus Leinwandstreifen zusammengesetzten

Fig. 785.



Liderungskränze, sowie *E* und *F* die beiden Kolbendeckel, welche mittelst der Schrauben *S* mit dem Kolbenstock *CD* verbunden werden und die Liderungskränze zusammendrücken. Obgleich die hohlen Räume *G* und *H* mit Holz ausgefüllt werden, so bleibt doch der Gebläseluft noch Zwischenraum genug übrig, um hinter die Liderungskränze *A* und *B* treten und dieselben auswärts drücken zu können. Bei dem Niedergange des Kolbens ist z. B. der Raum *G* mit verdichteter Luft angefüllt, und wird der Liderungskranz *A* durch dieselbe auswärts geschoben.

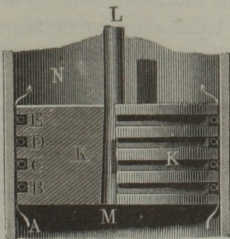


Ein Gebläsekolben mit Metallföderung ist bei der in §. 178 beschriebenen und in Fig. 772 abgebildeten Maschine angewendet. Vielleicht lassen sich die vom Herrn Ingenieur Krauß construirten autoclaven Dampfkolben auch als Gebläsekolben anwenden. Die Föderung besteht hier aus zwei Kränzen, wovon jeder wieder aus einem inneren Spannring und aus einem äußeren Föderungsring zusammengesetzt ist. Der erstere besteht aus Eisen, Messing oder Stahl, und der zweite aus einer Composition von 80 Thln. Zinn, 10 Thln. Antimon und 10 Thln. Kupfer und ist mittelst eines Schwalbenschwanzes mit dem ersteren verbunden\*).

Einen besonderen Kolben hat endlich noch Cavé construirt. Derselbe hat gar keine Föderung; statt derselben erhält der Kolbenstock einen hohen Kranz mit einer Menge ringförmiger Vertiefungen. Bei dem Gebläse in Fig. 777 ist der Kolbenkranz aus Holzringen von verschiedener Breite so zusammengesetzt, daß an seinem Umfange vier solcher ringförmiger Vertiefungen zurückbleiben; auch ist hier die gewöhnliche Hanzföderung der beiden Stopfbüchsen *L* und *M* mit Kupferplatten bedeckt, in welchen solche Ringe ausgedreht sind. Gewöhnlich, namentlich auch beim Abschluß von Dampf oder Wasser, gießt man den Kranz mit den Rinnen aus Eisen und dreht denselben an seinem äußeren Umfange sorgfältig ab, so daß ein Spielraum zwischen ihm und der Cylinderwand von nur 1 mm Weite übrig bleibt.

Die Abdichtung, welche ein solcher Ringkolben giebt, ist nur eine unvollkommene; es läßt derselbe jedoch um so weniger Luft an seinem Umfange durch, je größer die Anzahl der Rinnen ist. Ist *v* die Geschwindigkeit der durch den Spielraum von einer Rinne des Kolbens *K*, Fig. 786, zur anderen

Fig. 786.



strömenden Luft, ist ferner  $\gamma$  die mittlere Dichtigkeit derselben, und sind  $p, p_1, p_2 \dots p_\nu$  die Pressungen der Luft in *A, B, C* und *N*, wobei *A* der einen und *N* der anderen Seite des Kolbens angehört, so hat man (s. Bd. I), wenn von den Reibungshindernissen abgesehen wird:

$$\frac{v^2}{2g} \gamma = p - p_1 = p_1 - p_2 = p_2 - p_3 \\ = \dots p_{\nu-1} - p_\nu$$

und folglich

$$v \frac{v^2}{2g} \gamma = p - p_\nu,$$

wo  $\nu$  die Anzahl der verengten, die ringförmigen Räume verbindenden Durchgänge (hier = 5) bezeichnet. Hiernach ist nun die Geschwindigkeit der von *A* nach *N* entweichenden Flüssigkeit

\*) S. die Schweizerische Polytechn. Ztschr. Jahrg. 1859.

$$v = \sqrt{2g \frac{p - p_v}{v\gamma}},$$

wogegen sie

$$v = \sqrt{2g \frac{p - p_v}{\gamma}}$$

betragen würde, wenn diese Rinnen nicht vorhanden, also  $v = 1$  wäre.

Ist noch  $r$  der Kolbendurchmesser und  $\sigma$  die Weite des Spielraumes, so hat man das Flüssigkeitsquantum, welches auf diese Weise pro Secunde am Umfange des Kolbens entweicht:

$$Q_1 = 2\pi r \sigma \cdot v = 2\pi \sigma r \sqrt{2g \frac{p - p_v}{v\gamma}}.$$

§. 181. **Windleitungen.** Zwischen den Wetter- und den Windleitungen findet insofern ein wesentlicher Unterschied statt, als jene dazu dienen, die Luft (Wettern) von einem entfernten Punkte nach der in einem Luftsauger bestehenden Wettermaschine zu leiten, und dagegen die letzteren den Zweck haben, die durch ein Gebläse comprimirt Luft, den sogenannten Wind nach dem Ofen zu führen; während jene einem in der Regel sehr mäßigen Ueberdruck von außen ausgesetzt sind, haben diese dagegen einen meist größeren Ueberdruck von innen auszuhalten. Es sind deshalb auch die Wetterleitungen durch Anwendung äußerer Mittel, z. B. durch Zustopfen mittelst Berg oder Zuschmieren mittelst Thon, Theer u. s. w., leichter luftdicht zu machen als die Windleitungen, und bestehen aus diesem Grunde nicht selten bloß in aus Brettern zusammengenagelten und mit eisernen Ringen umgebenen vierseitigen Lutten. Einen besseren Luftabschluß geben allerdings die cylindrischen Röhren aus Zink- oder Eisenblech, welche natürlich eine dem Ueberdrucke entsprechende Wanddicke bezw. innere Verstärkungen und am besten einen kreisförmigen Querschnitt erhalten, damit sie von der äußeren Luft nicht zusammengedrückt werden (s. Bd. II).

Die gewöhnlichen Windleitungen sind cylindrische Röhren aus Gußeisen oder Eisenblech; letztere werden, wie die Dampfkessel, aus Blechtafeln zusammengenietet. Die Weite dieser Röhren ist von der Geschwindigkeit  $v$  und dem Quantum  $Q$  des durchzuführenden Windes abhängig. Bei kurzen Windleitungen und größeren Windpressungen kann man den Wind, wie den Dampf in Dampfleitungen, mit  $v = 20$  bis  $24$  m Geschwindigkeit durchströmen lassen; bei langen Windleitungen sowie bei schwachen Windpressungen begnügt man sich aber, um nicht zu große Reibungsverluste zu erhalten, mit einer Windgeschwindigkeit  $v = 10$  bis  $12$  m und nach Befinden mit einer noch kleineren. Aus dem angenommenen Geschwindigkeitswerthe  $v$  und dem durchzuführenden Windquantum  $Q$  pro Secunde folgt dann die erforderliche Weite der Windleitung:

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v}} = 1,13 \sqrt{\frac{Q}{v}}$$

3. B. für

$$v = 20 \text{ m zu } d = 0,253 \sqrt{Q} \text{ Meter.}$$

Die Wandstärke der Windleitungsrohren ist nach den Formeln in Bb. I zu berechnen.

Die Verbindung der Röhren mit einander erfolgt entweder durch Flanschen oder, namentlich bei Leitungen für erhitzte Gebläseluft, durch Ruffe (s. Bb. II). Zum Abdichten an den Verbindungsstellen genügt bei Leitungen für nicht erhitzten Wind Pappe, Filz oder Blei; bei Leitungen für erhitzten Wind ist dagegen ein feuerfester Eisenfitt in Anwendung zu bringen. Man setzt diesen Eisenfitt zusammen aus 30 bis 60 Theilen Eisenfeile (auch Bohr- oder Drehspäne), 1 Theil Salmiak und 1 Theil Schwefel, oder auch aus 15 Theilen Eisenspänen, 5 Theilen Lehm und 1 Theil Kochsalz. Plötzliche Querschnitts- und Richtungsveränderungen sind, aus bekannten Gründen, bei den Windleitungen zu vermeiden, daher hat man auch in dem letzteren Falle keine Knie-, sondern Kröpfstücke mit einem größeren Krümmungshalbmesser in Anwendung zu bringen. Bei den größeren und vollkommeneren Gebläseanlagen theilt sich in der Regel die Windleitung in mehrere Zweige und es führt jede Zweigröhre den Wind nach einem anderen Punkte. Um endlich noch das durch die Düse auszublasende Windquantum reguliren zu können, ist in jeder Zweigröhre, und zwar nahe an der Düse, ein Windstock oder Windkasten mit einem Sperrhahn oder Sperrventil angebracht.

**Düsen.** Die Düse ist eine aus Eisenblech zusammengelöthete conische Röhre; sie hat eine Länge von 0,3 bis 1,2 m und eine Mündungsweite von 2 bis 10 cm, erstere bei Gebläsen für Schmiedefeuere, letztere bei solchen für Roaks- und Anthracit-Höfen. Die Ausmündung der Düse reicht nicht bis in den Feuer- oder Schmelzraum des Ofens, sondern befindet sich innerhalb der sogenannten Form, eines aus Thon, Eisen oder Kupfer bestehenden Futters der Oeffnung zur Einführung des Windes in den Ofen. Diese Oeffnung hat die Gestalt eines abgekürzten Kegelmantels mit halb- oder vollkreisförmigen Grundflächen. Um das Abschmelzen der Formen zu verhindern, macht man die Formenwände auch hohl und führt einen Strom kalten Wassers durch den hohlen Raum. Diese Wasserformen bestehen gewöhnlich aus Kesselblech, dagegen die Röhren, welche das Wasser zu- und abführen, aus Blei. Die Lage der Form gegen den Schmelzraum ist sehr verschieden und durch die Art des Schmelzprocesses bedingt; die Ase der Form liegt entweder ganz oder nahe horizontal, und die Mündung derselben



liegt entweder in der Ofenwand, oder ragt etwas in den Ofenraum hinein u. s. w.

Damit die Form den aus der Düse kommenden Wind ungehindert in den Ofen führe, ist nöthig, daß die Aze der Düse mit der des Formrüssels möglichst zusammenfalle, sowie auch daß die Düsenmündung der Formmündung nahe gleich sei und möglichst nahe liege. Deshalb schließt man auch die Düsen nicht fest an die Windleitung an, sondern verbindet sie durch besondere Mechanismen mit der letzteren, wodurch man ihnen die erforderliche Stellung giebt. Das einfachste Mittel einer solchen Verbindung besteht in der Einschaltung eines ledernen Schlauches, welcher durch eiserne Ringe mit Schrauben, einerseits mit der Windleitung und andererseits mit der Düse, fest verbunden wird. Eine solche Einrichtung führt Fig. 787 im Grundriß

Fig. 787.

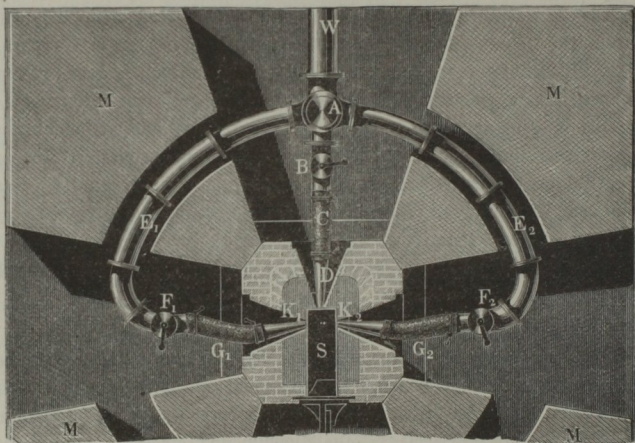
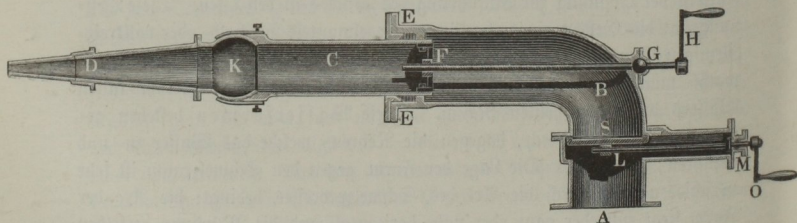


Fig. 788.

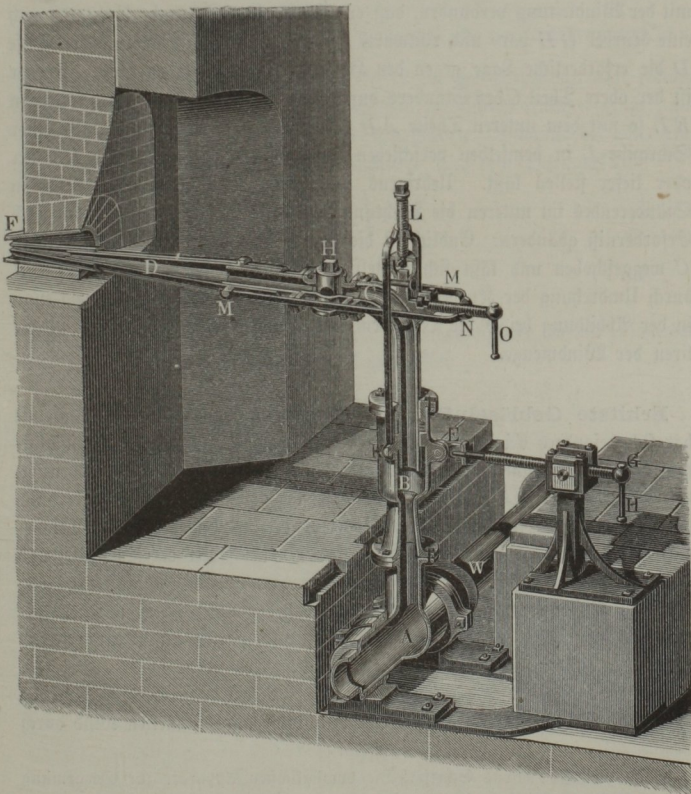


vor Augen. Die Windleitung  $WA$  theilt sich hier bei  $A$  in drei Zweige  $AC$ ,  $AE_1$  und  $AE_2$ , welche mittelst der Düsen  $D$ ,  $K_1$  und  $K_2$  den Wind in den Schmelzraum  $S$  führen, und mit den Regulirungs- oder Sperrventilen  $B$ ,  $F_1$  und  $F_2$ , sowie mit den Schläuchen  $C$ ,  $G_1$  und  $G_2$  ausgerüstet sind.

Bei der erhitzten Gebläseluft lassen sich lederne Schläuche nicht anwenden und ist daher ein feuerfester Mechanismus zur Düsenstellung nöthig.

Einen solchen Apparat führt Fig. 788 vor Augen. Es enthält hier die mit einem besonderen Mundstücke versehene Düse  $CD$  ein Kugelgelenk  $K$ , und es ist das außen abgedrehte Ende  $C$  derselben mittelst einer Stopf-

Fig. 789.



büchse *E* in dem Ende der bei *B* gekröpften Windleitung *ABF* verschiebbar. Um der Düsenaxe die erforderliche Richtung zu geben, bedarf es natürlich nur einer Drehung des Kugelgelenkes; zum Vor- und Zurückziehen der Düse dient aber die Schraube *FG*, welche die Düse mittelst der Mutter *F* erfaßt, und durch eine Kurbel *H* in Umdrehung gesetzt wird. Endlich ist zum Reguliren der Windmenge noch ein Schieber *S* angebracht, welcher zu beiden Seiten in Falzen liegt, überdies mit einem Liderungsfranze bedeckt ist und sich ebenfalls mittelst eines Schrauben- und Kurbelmechanismus *LMO* stellen läßt.

Eine vollkommeneren Düsenstellung, welche bei den Freiburger Schmelzhütten in Anwendung gekommen ist <sup>\*)</sup>, wird durch Fig. 789 (a. v. S.) im Aufriß dargestellt. Es ist hier der Windständer *ABC* bei *A* durch zwei Stopfbüchsen so mit der Windleitung verbunden, daß er mittelst einer Schraube *EG* und durch eine Kurbel *GH* vor- und rückwärts geneigt, und folglich dadurch der Düse *D* die erforderliche Lage gegen den Horizont gegeben werden kann. Ferner ist der obere Theil *C* des Ständers durch eine Stopfbüchse und durch Stangen *KL* so mit dem unteren Theile *AB* verbunden, daß er sich mit Hülfe einer Schraube *L* in demselben verschieben und dadurch die ganze Düse *D* höher oder tiefer stellen läßt. Uebrigens kann man durch Drehung des oberen Ständerendes im unteren die Richtung der Düse in horizontaler Ebene nach Erforderniß abändern. Endlich ist die letztere über das Ende der Kropfröhre *C* weggeschoben und läßt sich mittelst des Schraubenmechanismus *MNM* durch Umdrehung der Kurbel *O* vor- und rückwärtsziehen. Noch sieht man in der Abbildung bei *F* die Ofenform und bei *H* den Stellhahn zum Reguliren der Windmenge.

§. 183. **Erhitzte Gebläseluft.** Die Anwendung von erhitzter Gebläseluft hat sich besonders bei der Erzeugung des Roheisens in Hohöfen und nächstdem bei dem Umschmelzen desselben in Kupolöfen, sowie bei der Verarbeitung des Eisens in Frisch- und Schmiedefeuern bewährt. Die durch die erhitzte Gebläseluft dem Ofen zugeführte Wärme bringt daselbst eine höhere Temperatur hervor als bei der Anwendung kalter Gebläseluft erreichbar ist, und wenn, wie dies meistens der Fall ist, die Erwärmung der Gebläseluft durch die sonst nutzlos entweichenden Ofengase geschehen kann, so ist mit der Anwendung von erhitztem Winde eine namhafte Ersparniß an Brennmaterial, bezw. eine vollkommenerer Ausnutzung desselben verbunden.

Die Erhitzung des Windes geschieht in der Regel dadurch, daß man den durch das Gebläse beschafften und im Regulator angesammelten Wind durch

<sup>\*)</sup> S. von Herder's Schrift: Die vorzüglichsten Apparate zur Erwärmung der Gebläseluft, Freiberg 1840.



ein System eiserner Röhren strömen läßt, welches von außen den Verbrennungsgasen einer Feuerung ausgesetzt ist. Die Mittheilung der Wärme von den Feuergasen an die das Röhrensystem durchziehende Luft ist dabei ebenso zu beurtheilen, wie die Erhitzung des Wassers in Dampffesseln, es erfolgt die Wärmeabgabe um so vollkommener, je größer die Oberfläche des Röhrenapparates im Vergleiche mit dem Inhalte desselben ist, und je länger die Luft in diesem Erwärmungsapparate verweilt. Jedenfalls verhält sich die Oberfläche zum Inhalte des Röhrenapparates wie der Umfang  $p$  zum Inhalte  $F$  des Röhrenquerschnitts, und die Erwärmungszeit bei bestimmter Durchgangsgeschwindigkeit des Windes direct wie die Röhrenlänge  $l$ ; daher erfolgt die Erwärmung um so besser, je größer das Verhältniß  $\frac{p}{F}$  und die Röhren-

länge  $l$  ist. Das Verhältniß  $\frac{p}{F}$  hat bekanntlich für den kreisförmigen Querschnitt seinen kleinsten Werth, größer ist es für den elliptischen oder rechteckigen, auch ist es bei zwei oder mehreren getrennten Flächen größer, als bei einer einzigen Fläche von demselben Querschnitte. Während bei einer einzigen cylindrischen Röhre vom Querschnitte  $F$  und dem Durchmesser

$$d = \sqrt{\frac{4F}{\pi}}$$

der Umfang durch

$$p = \pi d = \sqrt{4\pi F}$$

gegeben ist, hat man bei Anwendung von  $n$  gleichen Röhren, welche zusammen denselben Querschnitt  $F$  haben, den Durchmesser

$$d' = \sqrt{\frac{4F}{n\pi}}$$

daher den Umfang

$$p' = n\pi d' = \sqrt{n4\pi F} = p\sqrt{n}.$$

Deshalb wendet man bei Lusterhitzungsapparaten mit Vortheil statt einer einzigen Röhre ein ganzes System von Parallelröhren an, und wählt auch wohl anstatt des kreisförmigen Querschnitts einen elliptischen, obgleich im letzteren Falle die schwierigere Ausführung und Unterhaltung berücksichtigt werden müssen. Da andererseits der Reibungswiderstand der Luft beim Durchstreichen der Röhre ebenfalls mit der Größe  $\frac{p}{F} l$  wächst, so ist hierauf natürlich entsprechend zu rücksichtigen, um den Pressungsverlust des Windes nicht unverhältnißmäßig groß werden zu lassen.

Da die eisernen Röhren bei starker Erhitzung leicht durchbrennen und undicht werden, und aus diesem Grunde selten eine höhere Temperatur

der Gebläseluft ermöglichen als etwa 300° C., so hat man sich in neuerer Zeit mehrfach mit Vortheil der feuerfesten Ziegel als Material zur Uebertragung der Wärme von der Feuerluft an die Gebläseluft bedient. Dies geschieht in der Weise, daß man die Verbrennungsgase durch große Behälter oder Kammern führt, welche im Innern beträchtliche Massen feuerfesten Ziegelmaterials enthalten. Das letztere wird dabei durch die hindurchstreichenden heißen Gase bis zum Glühendwerden erhitzt, und bindet vermöge der großen specifischen Wärme der gebrannten Thonwaaren (s. Thl. II) ein bedeutendes Wärmequantum. Wird nun nach gehöriger Erwärmung des Apparats der Durchzug der Feuergase durch denselben unterbrochen, und statt dessen die Gebläseluft vom Windregulator hindurchgeleitet, so erwärmt sich dieselbe in Berührung mit dem glühend heißen Steinmaterial und gelangt als erhitzte Gebläseluft nach dem betreffenden Ofen. Die Wirkung dieser Apparate hat daher eine gewisse Aehnlichkeit mit derjenigen der Regenerationskammern bei den bekannten Siemens'schen Oefen. Selbstverständlich sind zur Erlangung eines ununterbrochenen Ofenbetriebes mehrere solcher Apparate erforderlich, in der Regel hat man deren bei einem Hohofen vier, von denen immer drei durch Feuergase geheizt werden, während der vierte von der Gebläseluft durchstrichen wird. Durch diese Apparate, welche zuerst von Cowper\*) angegeben, später von Whitwell\*\*) wesentlich verbessert worden sind, kann man Temperaturen der Gebläseluft von 600° C. und darüber erreichen.

Die Erwärmung eines Röhrenapparates zur Winderhitzung geschieht entweder durch eine besondere Feuerung oder durch die abziehenden Gichtgase, wie dies z. B. bei den Kupolöfen, Flammöfen, Frischfeuern zc. häufig vorkommt. In dem letzteren Falle befindet sich der Röhrenapparat in der Esse oder dem die Verbrennungsprodukte abführenden Fuchse. Bei Schmiedefeuern führt man auch wohl die Gebläseluft durch ein in der gußeisernen Form ausgespartes Canalsystem, bevor sie durch die Düse in das Feuer geleitet wird. Die größeren Erwärmungsapparate, wie sie z. B. für Eishohöfen neuerdings fast allgemein in Gebrauch sind, erhalten immer besondere Feuerungen, welche in der Regel durch die aus dem Hohofen entnommenen Gichtgase und nur selten durch Kohlen befeuert werden. Den Oefen, in welchem die Gebläseluft erhitzt wird, stellt man am besten möglichst nahe den Düsen, um die Abkühlung der erhitzten Luft thunlichst zu vermindern; die ersten Winderhitzungsapparate mit Gichtgasen stellte man wohl auf die Ofengicht, wobei ein Emporführen der kalten und Herabführen der erhitzten Gebläseluft nach den Düsen erforderlich war. Neuerdings pflegt man besser die Gichtgase nach den unten aufgestellten Winderhitzungsapparaten zu führen,

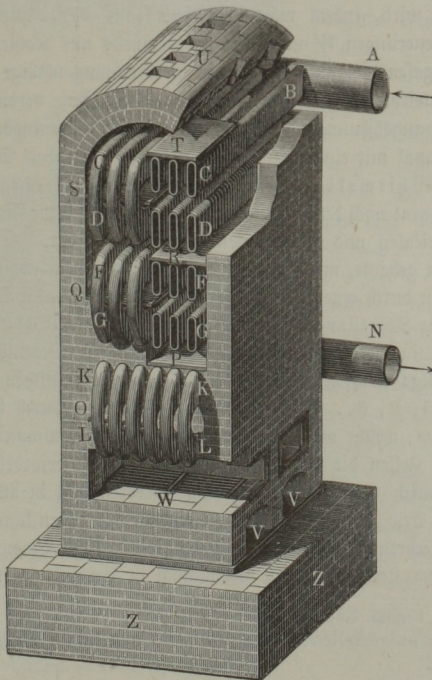
\*) Artizan 1860, p. 275.

\*\*) S. 3tjchr. deutsch. Ing. 1870, S. 402; 1875, S. 684 und 1877, S. 39.

und durch einen kräftig ziehenden Schornstein für die Absaugung der Gichtgase aus dem Hohofen zu sorgen. Bei allen Winderhitzungsapparaten pflegt man das Princip der Gegenstromwirkung zur Anwendung zu bringen, darin bestehend, daß man die zu erwärmende Luft in der den Heizgasen entgegengesetzten Richtung durch den Ofen streichen läßt. Hierbei treten die kältesten Lufttheilchen zunächst auch mit den am wenigsten heißen Ofentheilen in Berührung, und in dem Maße, wie die Luft sich beim Fortschreiten erhitzt, kommt sie auch mit heißeren Ofentheilen zusammen, so daß, wie leicht einzusehen, die Luft den Ofen mit einer höheren Endtemperatur verlassen wird, als der Fall sein würde, wenn beide Fluiden in gleicher Richtung den Ofen durchströmen würden, die Gebläseluft also den Apparat da verläßt, wo dessen Theile am wenigsten durch die abgehenden Gase erwärmt sind.

Einen Röhrenapparat zur Erhitzung der Gebläseluft durch directe Feuerung mit Steinkohlen, welcher von der Friedrich-Wilhelms-Hütte bei Siegburg für

Fig. 790.





das Hohofenwerk zu Haßlinghausen construirt worden ist \*), zeigt Fig. 790 (a. v. S.). Dieser Apparat besteht aus 36 Röhren von elliptischem Querschnitte, von denen je sechs übereinanderliegende an den Enden durch Krümmer oder Kropfröhren zu einem schlangenförmigen Canale vereinigt sind. Die oberen Enden *B* der so gebildeten sechs Schlangen stehen mit dem Zuführungsvohre *A* für die kalte Gebläseluft in Verbindung, während die unteren Röhrenstücke *L* in das Abführungrohr *N* für den erhitzten Wind einmünden. Die auf den beiden Kofstfeuerungen *W* erzeugten Verbrennungsgase gelangen durch einen vermittelst der Scheidewände *OPQRST* gebildeten schlangenförmigen Canal nach oben und durch die Abzugsöffnungen *U* ins Freie, dabei stets die Heizröhren von außen und zwar derart umspülend, daß der Wind, wie angegeben, zuerst in den oberen Röhren mit den schon abgekühlten und allmählig nach unten mit immer heißeren Gasen in Berührung kommt. Die lichte Weite der Heizröhren beträgt 0,08 und 0,47 m und die Länge des geraden Theils circa 3 m. Die verbindenden Krümmer sind der leichteren Instandhaltung wegen außerhalb des Ofengemäuers angebracht. Die Anordnung ist nicht wesentlich anders, wenn anstatt der Kohlenbefeuerung eine solche mit Hohofengasen vorgenommen wird, indem man in diesem Falle nur dafür zu sorgen hat, daß in die Feuerungen *W* außer den größtentheils aus Kohlenoxydgas bestehenden Gichtgasen die zur vollständigen Verbrennung nöthige atmosphärische Luft geführt wird. Zur besseren Ansaugung der Gase verbindet man dann auch die Abgangsöffnungen *U* sämmtlicher Winderhitzungsapparate durch einen Fuchscanal mit einem gemeinsamen kräftig ziehenden Schornsteine.

Den von Whitwell auf den Thornaby-Werken \*\*) ausgeführten Winderhitzungsapparat nach dem Regenerationsprincip stellen die Figuren 791 und 792 im verticalen und horizontalen Durchschnitte dar. Der aus feuerfesten Ziegeln gebaute, mit einem Eisenmantel umgebene cylindrische Ofen *A* ist im Innern durch eine Mittelmauer *a* und dazu senkrechte Scheidemauern *b* in 14 einzelne Abtheilungen getheilt, welche abwechselnd oben und unten so mit einander in Verbindung stehen, daß die bei *B* eingeführten Gichtgase auf ihrem Wege nach dem Abzugscanale *D* die sämmtlichen Zellen in der Reihenfolge 1, 2, 3... 14 durchstreichen können. Durch Schlitz in den Scheidemauern, welche mit der äußeren Atmosphäre communiciren, wird in die einzelnen Zellen die zur Verbrennung des Gases erforderliche Luft eingeführt, wodurch man eine gleichmäßige Verbrennung in allen Zellen und entsprechende Erwärmung des ganzen Apparates erreichen kann. Die Abführung der Verbrennungsproducte geschieht durch die Mündung *D*, welche mit dem Schornsteine durch den Rauchkanal in Verbindung steht. Nachdem

\*) Ztschr. deutsch. Ing. 1857.

\*\*) Revue universelle 1869, Pfg. 5 u. 6, und daraus Ztschr. deutsch. Ing. 1870, S. 402.

der Apparat hinreichend lange (gewöhnlich 3 Stunden bei vier Apparaten) erhitzt ist, werden die Oeffnungen *B* und *D* für die Gase durch Absperrvorrichtungen geschlossen, und nun tritt bei *C* kalter Wind ein, welcher,

Fig. 791.

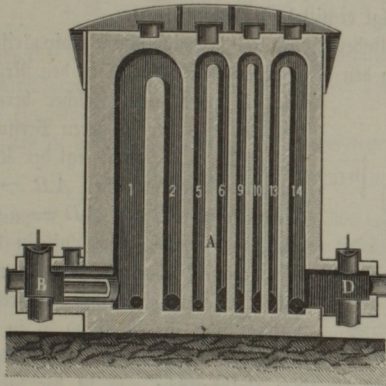
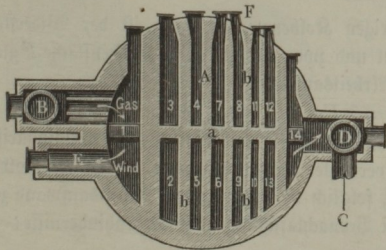


Fig. 792.



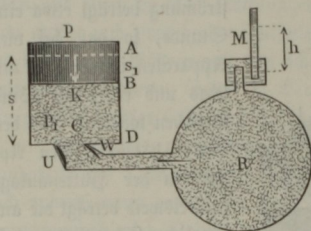
nachdem er den Apparat in der entgegengesetzten Richtung 14, 13, 12... 1 passiert hat, durch *E* nach den Düsen entweicht. Die Dauer der Winddurchströmung beträgt etwa eine Stunde, so daß bei vier Apparaten immer drei mit Gas und einer mit Wind betrieben werden. Bei den vier Whitwell'schen Apparaten der Hüttenanlage zu Geisweid beträgt die anfängliche Temperatur des Windes bei stündlichem Wechseln 600° C. und fällt gegen Ende der jedesmaligen Periode auf 550°. Durch gleichzeitige Benutzung von zwei Apparaten läßt sich diese Differenz noch vermindern. Ein Uebelstand der Whitwell-Apparate besteht in der Verunreinigung der Kammern durch den Sichtstaub, welcher von den Sichtgasen aus dem Ofen mitgeführt und in den Kammern abgelagert wird, und welcher

beim nachherigen Durchblasen des Windes von diesem wieder durch die Düsen in den Hochofen getrieben wird. Zur möglichsten Vermeidung dieses Uebels sind die Reinigungsluken *F* angeordnet. Die einzelnen Kammern des Apparates nehmen übrigens, wie aus der Zeichnung ersichtlich, von dem Eintrittspunkte *C* des kalten nach dem Austritte *E* des heißen Windes allmählig an Querschnitt zu, um der Ausdehnung der Gebläseluft durch die Erwärmung Rechnung zu tragen.

§. 184. **Theoretische Arbeit der Gebläse.** Die erste und wesentliche Verrichtung einer Luftbewegungsmaschine, es möge dieselbe ein Windbläser oder ein Wetterfänger sein, besteht in einem Zusammendrücken der Luft. Können hierbei keine Temperaturveränderungen vor, erfolgte also die Compression der Luft nach dem Mariotte'schen Gesetze, so würde sich der erforderliche Arbeitsaufwand wie folgt ermitteln lassen.

1. Es sei die im Gebläsecylinder *C*, Fig. 793, befindliche atmosphärische Luft von der Pressung *p* durch den niedergehenden Kolben *K* in den Regulator *R* zu drücken, welcher bereits

Fig. 793.



mit Luft von der größeren Pressung  $p_1$  erfüllt ist. Zuerst legt der Kolben einen gewissen Theil  $AB = s_1$  seines ganzen Weges  $AD = s$  zurück, wobei noch keine Luft in den Regulator *R* übertritt, sondern nur eine Zusammendrückung derselben statthat und die Pressung  $p$  in  $p_1$  übergeht. Bezeichnet  $F$  den Inhalt der Kolbenfläche, so ist der hierzu erforderliche Arbeitsaufwand

$$A_1 = F p s L n \frac{p_1}{p}$$

(s. Bd. I).

Bei Zurücklegung des übrigen Kolbenweges  $s - s_1$  ist der Widerstand der comprimierten Luft constant und zwar für die ganze Kolbenfläche  $F$  gleich  $F p_1$ , daher der entsprechende Arbeitsaufwand

$$A_2 = F p_1 (s - s_1).$$

Nun drückt aber auf der anderen Seite des Kolbens die atmosphärische Luft mit der Kraft  $F p$  und verrichtet bei Zurücklegung des ganzen Kolbenweges die Arbeit  $A_0 = F p s$ , folglich ist der gesammte Arbeitsaufwand zum Niederdrücken des Kolbens, bei Vernachlässigung aller Nebenhindernisse:

$$A = A_1 + A_2 - A_0 = F p s L n \frac{p_1}{p} + F p_1 (s - s_1) - F p s,$$

oder einfach, da dem Mariotte'schen Gesetze zufolge  $p s = p_1 (s - s_1)$ , also  $A_0 = A_2$  ist,

$$A = F p s L n \frac{p_1}{p}.$$

Sieht man auch von den Nebenhindernissen beim Rückgange des Kolbens ab, und denkt sich das Saugventil *U* unendlich leicht, so kann man bei dieser Bewegung die Kräfte auf den beiden Seiten des Kolbens *K* einander gleich und folglich die hierbei zu verrichtende Arbeit gleich Null setzen, und es bleibt



daher die gesammte mechanische Arbeit zum Comprimiren der Luft von der Dichtigkeit  $\gamma$  auf die Dichtigkeit  $\gamma_1$ , wobei die Spannung  $p$  in die Spannung  $p_1 = \frac{\gamma_1}{\gamma} p$  übergeht:

$$I. A = FpsLn \frac{p_1}{p} = VpLn \frac{p_1}{p} = VpLn \frac{b+h}{b},$$

wenn  $V = Fs$  das aus dem Gebläsecylinder in den Regulator gepresste Luftvolumen,  $b$  den äußeren Barometer- und  $h$  den Manometerstand der in  $R$  eingeschlossenen Luft bezeichnet.

Es ist nach dem Mariotte'schen Gesetze

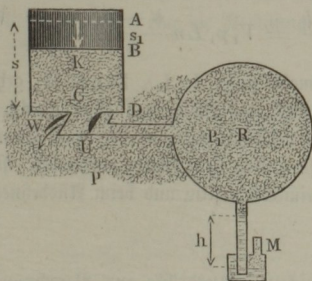
$$Fps = Fp_1(s - s_1), \text{ oder } Vp = V_1p_1,$$

wenn  $V_1 = F(s - s_1)$  das unter der inneren Pressung gemessene, in den Regulator  $R$  eingeführte Luftvolumen bezeichnet, und daher auch

$$I_*. A = V_1p_1Ln \frac{p_1}{p} = V_1p_1Ln \frac{b+h}{b}.$$

2. Es sei durch Auf- und Niederbewegung des Kolbens  $K$ , Fig. 794, aus dem Regulator  $R$ , welcher Luft von der kleineren Pressung  $p_1$  enthält,

Fig. 794.



ein gewisses Luftquantum  $V_1 = Fs$  in die äußere Luft zu schaffen, welche die größere Pressung  $p$  hat. Beim Aufziehen des Kolbens drückt die äußere Luft mit der Kraft  $Fp$  der Bewegung entgegen und die innere Luft mit der Kraft  $Fp_1$  in der Richtung der Bewegung, folglich ist der nöthige Arbeitsaufwand:

$$A_1 = (Fp - Fp_1) s = Fs(p - p_1) = V_1(p - p_1).$$

Um die auf diese Weise in den Gebläsecylinder eingeführte Luft von der

Pressung  $p_1$  in die äußere Luft zu schaffen, muß dieselbe erst vom Kolben comprimirt und in die Pressung  $p$  versetzt werden, wozu die Arbeit

$$A_2 = V_1p_1Ln \frac{p_1}{p}$$

erforderlich ist.

Nach Vollendung dieser Compression, wobei das Luftvolumen  $V_1$  in

$$V = \frac{p_1}{p} V_1$$

übergangen ist, eröffnet sich das Ausblaseventil  $W$ , es wird nun die Luft auf beiden Seiten des Kolbens gleich stark gedrückt und ist folglich ein Arbeitsaufwand zur weiteren Zurückbewegung des Kolbens nicht nöthig.

Ist  $s_1$  der Kolbenweg während der Compression, so hat man noch die mechanische Arbeit, mit welcher die äußere Luft der Compression der inneren zu Hilfe kommt,

$$A_0 = F p s_1,$$

oder, da nach dem Mariotte'schen Gesetze

$$p (s - s_1) = p_1 s, \text{ also } p s_1 = (p - p_1) s \text{ ist,}$$

$$A_0 = F s (p - p_1) = V_1 (p - p_1) = A_1,$$

und es resultirt die gesammte mechanische Arbeit zum Fortschaffen der Luftmenge  $V_1$  aus dem Reservoir in die freie Luft:

$$\text{II. } A = A_1 + A_2 - A_0 = A_2 = V_1 p_1 L n \frac{p_1}{p} = V p L n \frac{p_1}{p}.$$

Ist  $h$  der Manometerstand oder Ueberschuß des äußeren Luftdruckes über dem Druck der im Regulator eingeschlossnen Luft, so hat man noch

$$\frac{p_1}{p} = \frac{b - h}{b},$$

und daher auch

$$\text{II}_*. \quad A = V p L n \frac{b - h}{b} = V_1 p_1 L n \frac{b - h}{b}.$$

Aus der Uebereinstimmung der Formeln unter I,  $I_*$ , II und  $\text{II}_*$  geht hervor, daß der gesammte Arbeitsaufwand zum Ausdehnen einer gewissen Luftmenge genau nach derselben Formel bestimmt wird, wie der zum Comprimiren derselben, und daß nur insofern ein Unterschied vorhanden ist, als der Manometerstand  $h$  beim Comprimiren positiv und beim Ausdehnen negativ ist.

§. 185. Die im vorigen Paragraphen entwickelten Ausdrücke zur Berechnung des Arbeitsaufwandes beim Zusammendrücken und Ausdehnen der Luft haben nur dann die zum Gebrauche in der Praxis genügende Genauigkeit, wenn diese Dichtigkeitsveränderung nicht mit einer beträchtlichen Temperaturveränderung verbunden ist, wie es immer vorausgesetzt werden kann, wenn die Spannungsdifferenz  $p_1 - p$  nur klein, z. B. noch unter  $\frac{p}{20}$  ist, oder wenn diese Dichtigkeitsveränderung so langsam vor sich geht, daß die Wärme, welche im einen Falle frei und im anderen gebunden wird, hinreichend Zeit hat, sich mit der äußeren Luft ins Gleichgewicht zu setzen. Bei der gewöhnlichen Geschwindigkeit der Gebläsekolben möchte allerdings eine solche Wärme-

ausgleichung bei Gebläsen nicht anzunehmen sein, wohl aber giebt es Gebläse und zumal Wettermaschinen, wo der Manometerstand  $h$  noch unter 25 mm Quecksilber, also  $\frac{p_1 - p}{p}$  kaum größer als  $1/30$  ist; bei denselben sind ohne Weiteres die im Vorstehenden entwickelten Formeln anwendbar. Hat man es dagegen mit größeren Manometerständen oder Spannungsunterschieden zu thun, so ist der Einfluß der Wärme auf die Dichtigkeitsveränderung zu groß, als daß er außer Acht gelassen werden könnte und daher bei Bestimmung der mechanischen Arbeit von der in Bd. I, Abschn. VII, Cap. 6 entwickelten Formel

$$\text{III. } A = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \left( \left( \frac{p_1}{p} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right) V p$$

Gebrauch zu machen, in welcher  $\kappa = 1,42$  das Verhältniß der specifischen Wärme der Luft bei gleichem Drucke zu der bei gleichem Volumen bezeichnet.

Da bei den meisten Gebläsen, wie z. B. für Eisenhohöfen, der Ueberdruck des Windes nicht ein Drittel Atmosphäre überschreitet, also  $\frac{p_1}{p}$  höchstens  $4/3$  ist, so kann man für die Anwendung auf dieselben dem letzten Ausdrucke durch Entwicklung in eine Reihe, von welcher man nur die ersten zwei oder drei Glieder beibehält, eine die Rechnung erleichternde Form geben.

Es ist

$$\begin{aligned} \left( \frac{p_1}{p} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} &= \left( 1 + \frac{p_1 - p}{p} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} = \left( 1 + \frac{h}{b} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \\ &= 1 + \frac{\kappa - 1}{\kappa} \frac{h}{b} + \frac{1}{2} \frac{\kappa - 1}{\kappa} \left( \frac{\kappa - 1}{\kappa} - 1 \right) \left( \frac{h}{b} \right)^2 \\ &\quad + \frac{1}{6} \frac{\kappa - 1}{\kappa} \left( \frac{\kappa - 1}{\kappa} - 1 \right) \left( \frac{\kappa - 1}{\kappa} - 2 \right) \left( \frac{h}{b} \right)^3, \end{aligned}$$

daher

$$\frac{\kappa}{\kappa - 1} \left( \left( \frac{p_1}{p} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right) = \left[ 1 - \frac{1}{2\kappa} \frac{h}{b} + \frac{\kappa + 1}{6\kappa^2} \left( \frac{h}{b} \right)^2 \right] \frac{h}{b},$$

so daß nun die obige Formel für den Arbeitsaufwand eines Kolbenspieles die Gestalt

$$A = \left[ 1 - \frac{1}{2\kappa} \frac{h}{b} + \frac{\kappa + 1}{6\kappa^2} \left( \frac{h}{b} \right)^2 \right] \frac{V h}{b} p$$

annimmt.

Bezeichnet  $\gamma$  die Dichtigkeit der Manometerfüllung, so kann man noch  $p = b\gamma$  einsetzen, und es geht nun die Leistungsformel in folgende über:



$$\text{III}^* \quad A = \left[ 1 - \frac{1}{2\alpha} \frac{h}{b} + \frac{\alpha + 1}{6\alpha^2} \left( \frac{h}{b} \right)^2 \right] V h \gamma.$$

Entwickelt man ebenso die erste Leistungsformel (I)

$$A = V p L n \frac{p_1}{p} = V p L n \frac{b + h}{b} = V p L n \left( 1 + \frac{h}{b} \right)$$

in eine Reihe u. s. w., so erhält man (s. analytische Hilfslehren in Bd I):

$$\begin{aligned} A &= \left[ \frac{h}{b} - \frac{1}{2} \left( \frac{h}{b} \right)^2 + \frac{1}{3} \left( \frac{h}{b} \right)^3 \right] V p \\ &= \left[ 1 - \frac{1}{2} \frac{h}{b} + \frac{1}{3} \left( \frac{h}{b} \right)^2 \right] \frac{V h}{b} p \end{aligned}$$

oder

$$\text{IV.} \quad A = \left[ 1 - \frac{1}{2} \frac{h}{b} + \frac{1}{3} \left( \frac{h}{b} \right)^2 \right] V h \gamma.$$

Hätte man es mit einer incompressiblen Flüssigkeit, z. B. mit Wasser, zu thun, so würde der Arbeitsaufwand, welcher nöthig ist, um das Flüssigkeitsquantum  $V$  in einen Raum zu drücken, worin der Druck um  $h\gamma$  größer ist als in dem anfänglichen Raume, durch den einfachen Ausdruck

$$\text{V.} \quad A = V h \gamma$$

bestimmt sein.

Es ist folglich unter gleichen Verhältnissen der Arbeitsaufwand nach der ersten oder Wärmeformel (von Poisson) um

$$\Delta A = \left[ \frac{1}{2\alpha} \frac{h}{b} - \frac{\alpha + 1}{6\alpha^2} \left( \frac{h}{b} \right)^2 \right] V h \gamma,$$

und nach der zweiten, dem Mariotte'schen Gesetze entsprechenden Formel, sogar um

$$\Delta A_1 = \left[ \frac{1}{2} \frac{h}{b} - \frac{1}{3} \left( \frac{h}{b} \right)^2 \right] V h \gamma.$$

kleiner als nach der letzteren oder Wasserformel. Nur bei sehr kleinen Manometerständen, z. B. für  $\frac{h}{b} = \frac{1}{100}$ , geben alle drei Formeln nahe einen und denselben Werth  $V h \gamma$  für  $L$ , und zwar denselben, wie für das Heben und Fortschaffen des Wassers.

Setzt man  $\alpha = 1,42$ , so folgt

$$\Delta A = \left[ 0,3521 \frac{h}{b} - 0,2000 \left( \frac{h}{b} \right)^2 \right] V h \gamma,$$

z. B. für  $\frac{h}{b} = \frac{1}{20}$ ,

$$\Delta A = 0,0171 V h \gamma \quad \text{und} \quad \Delta A_1 = 0,0242 V h \gamma,$$

ferner für  $\frac{h}{b} + 1/10,$

$$\Delta A = 0,0332 Vh\gamma \text{ und } \Delta A_1 = 0,0467 Vh\gamma,$$

für  $\frac{h}{b} = 1/5,$

$$\Delta A = 0,0624 Vh\gamma \text{ und } \Delta A_1 = 0,0867 Vh\gamma$$

und für  $\frac{h}{b} = 2/5,$

$$\Delta A = 0,1088 Vh\gamma \text{ und } \Delta A_1 = 0,1467 Vh\gamma.$$

Im letzteren Falle giebt die genaue Wärmeformel:

$$A = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \left( \left( \frac{p_1}{p} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right) Vp = 3,381 [ (7/5)^{0,2958} - 1 ]^{5/2} Vh\gamma \\ = 0,8847 Vh\gamma,$$

folglich

$$\Delta A = 0,1153 Vh\gamma,$$

und die auf das Mariotte'sche Gesetz basirte Formel:

$$A = Vp Ln \frac{p_1}{p} = 5/2 Vh\gamma Ln \frac{b+h}{b} = 5/2 Vh\gamma Ln (7/5) \\ = 0,8412 Vh\gamma$$

daher

$$\Delta A_1 = 0,1588 Vh\gamma.$$

Es läßt sich hiernach ermessen, daß für stärkere Windpressungen, wo  $\frac{h}{b}$  größer als  $1/5$  oder  $h$  über 150 mm Quecksilbersäule ist, zur Bestimmung des Arbeitsaufwandes die Annäherungsformel

$$A = \left[ 1 - \frac{1}{2\kappa} \frac{h}{b} + \frac{\kappa + 1}{6\kappa^2} \left( \frac{h}{b} \right)^2 \right] Vh\gamma$$

nicht mehr ausreicht, und daher die Grundformel

$$A = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \left( \left( \frac{p_1}{p} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right) Vp \\ = 3,381 \left[ \left( \frac{b+h}{b} \right)^{0,2958} - 1 \right] Vp$$

in Anwendung zu bringen ist.

Wenn die Gebläsemaschine pro Minute  $n$  Füllungen Wind in den Regulator drückt, so ist das von derselben pro Secunde gelieferte theoretische Windquantum

$$Q = \frac{n}{60} V = \frac{n}{60} F s,$$

und ebenso die theoretische Leistung dieser Maschine:

$$L = \frac{n}{60} A = 3,381 \left[ \left( \frac{b+h}{b} \right)^{0,2958} - 1 \right] Q p,$$

annähernd

$$= \left[ 1 - 0,3521 \frac{h}{b} + 0,2000 \left( \frac{h}{b} \right)^2 \right] Q h \gamma.$$

Besteht die ganze Gebläsemaschine aus  $n_1$  einfachwirkenden Kolben, wovon jeder pro Minute  $n_2$  Spiele macht, so ist  $n = n_1 n_2$ , besteht sie aber aus  $n_1$  doppeltwirkenden Kolben, welche sowohl beim Hin- als auch beim Rückgange Luft in den Regulator drücken, so ist  $n = 2 n_1 n_2$ , daher auch im ersten Falle

$$Q = \frac{n V}{60} = \frac{n F s}{60} = \frac{n_1 n_2}{60} F s,$$

und im zweiten

$$Q = \frac{n_1 n_2}{30} F s.$$

Hat man es mit einem Exhaustor oder Wetterfänger zu thun, welcher das Luftquantum  $Q$  pro Secunde von der Pressung  $p_1 = (b - h) \gamma$  in die äußere Luft, deren Pressung  $p = b \gamma$  ist, drückt, so ist die erforderliche Leistung

$$L = 3,381 \left[ 1 - \left( \frac{b-h}{b} \right)^{0,2958} \right] Q p,$$

annähernd

$$= \left[ 1 - 0,3521 \left( \frac{h}{b} \right) + 0,2000 \left( \frac{h}{b} \right)^2 \right] Q h \gamma,$$

wie bei der Compression zu setzen.

Beispiel 1. Ein Hohofengebläse arbeitet mit zwei doppeltwirkenden Kolben von 1,2 m Durchmesser, wovon jeder pro Minute 10 Spiele von je 1 m Hub macht, und, bei einer äußeren Luftpressung von 750 mm, Wind von 900 mm Pressung erzeugt. Wie groß ist der erforderliche theoretische Arbeitsaufwand pro Secunde?

Es ist hier  $n_1 = 2$  und  $n_2 = 10$ , ferner

$$F = \frac{\pi d^2}{4} = 1,131 \text{ qm},$$

und  $s = 1$  m, daher das pro Secunde erzeugte Windquantum

$$Q = \frac{n_1 n_2}{30} F s = \frac{2 \cdot 10}{30} 1,131 = 0,754 \text{ cbm.}$$

Nun ist noch

$$h = 0,900 - 0,750 = 0,150 \text{ m}$$



und das specifische Gewicht des Quecksilbers  $\gamma = 13,6$ , daher folgt die gesuchte Arbeit, wenn man die Luft als incompressible Flüssigkeit behandelt:

$$Qh\gamma = 0,754 \cdot 0,150 \cdot 13600 = 1538,2 \text{ mkg} = 20,51 \text{ Pferdekraft.}$$

Wegen der mit der Vergrößerung des Druckes verbundenen Dichtigkeitsveränderung ist aber die gesuchte theoretische Leistung

$$\begin{aligned} L &= \left[ 1 - 0,3521 \frac{h}{b} + 0,2000 \left( \frac{h}{b} \right)^2 \right] Qh\gamma \\ &= \left[ 1 - 0,3521 \frac{150}{750} + 0,2000 \left( \frac{15}{75} \right)^2 \right] 1538,2 \\ &= 0,9376 \cdot 1538,2 = 1442,2 \text{ mkg} = 19,23 \text{ Pferdekraft.} \end{aligned}$$

**Beispiel 2.** Eine Wettermaschine besteht aus zwei einfach-wirkenden Kolben von je 3 m Durchmesser, welche bei 2 m Hub pro Minute 12 Spiele machen und mit einem Ueberdruck von 0,1 m Wassersäule (auf der Seite der äußeren Luft) arbeiten. Wie groß ist die theoretische Wettermenge, welche von dieser Maschine in der Secunde weggesaugt wird, und wie groß ist der hierzu nöthige theoretische Arbeitsaufwand?

Es ist hier

$$F = \frac{\pi d^2}{4} = 7,069 \text{ qm,}$$

folglich das Wetterquantum pro Secunde:

$$Q = \frac{n_1 n_2}{60} F s = \frac{2 \cdot 12}{60} 7,069 \cdot 2 = 5,655 \text{ cbm.}$$

Wäre nun noch der äußere Barometerstand 750 mm Quecksilber = 10,2 m Wassersäule, so hätte man

$$\frac{h}{b} = \frac{0,1}{10,2} = 0,0098,$$

und daher den erforderlichen Arbeitsaufwand, da  $h = 0,1$  m und  $\gamma = 1000$  kg, also  $h\gamma = 100$  gesetzt werden kann:

$$\begin{aligned} L &= \left( 1 - 0,3521 \frac{h}{b} \right) Qh\gamma = (1 - 0,00345) 5,655 \cdot 100 \\ &= 563,5 \text{ mkg} = 7,51 \text{ Pferdekraft.} \end{aligned}$$

**Der schädliche Raum.** In Folge des schädlichen Raumes und §. 186. der unvollkommenen Beweglichkeit der Ventile nehmen die Kolbengebläse und Ventilatoren pro Kolbenhub eine Luftmenge auf, deren Volumen  $V$  noch etwas kleiner ist als der vom Kolben durchlaufene Raum; es ist daher auch bei Beurtheilung der Leistung eines solchen Gebläses der hieraus erwachsende Windverlust noch in Betracht zu ziehen. Es sei wieder  $F$  der Inhalt der Kolbenfläche  $AB$ , Fig. 795 (a. f. S.); ferner bezeichne  $s_1$  die Höhe  $DG = CE$  des schädlichen Raumes im Cylinder, sowie  $F_2$  den Querschnitt und  $l_2$  die Länge des schädlichen Raumes in der Ventilkammer  $L$ . Dann ist die nach Zurücklegung des Kolbenshubes  $AD = BC = s$  in der Gebläsemaschine  $AEL$  zurückbleibende Windmenge

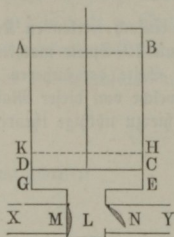
$$V_1 = F\sigma_1 + F_2 l_2,$$

oder, wenn man dieselbe, wie in Vd. II,  $= F\sigma$  setzt, die auf die Kolbenfläche reducirte Höhe des ganzen schädlichen Raumes:

$$\sigma = \frac{V_1}{F} = \sigma_1 + \frac{F_2}{F} l_2.$$

Da das zurückbleibende Windquantum  $F\sigma$  die innere Pressung  $p_1$  hat, so wird sich beim darauf erfolgenden Zurückgange des Kolbens das Saugventil

Fig. 795.



*M* nicht sogleich eröffnen, sondern es wird sich diese abgesperre Luft erst so weit ausdehnen müssen, bis sie die Pressung  $p$  der äußeren Luft angenommen hat. Der Weg  $CH = DK = \lambda$ , welchen hierbei der Kolben zurücklegt, ist bestimmt durch die Mariotte'sche Formel

$$\frac{\sigma + \lambda}{\sigma} = \frac{p_1}{p},$$

und daher

$$\begin{aligned} \lambda &= \left( \frac{p_1}{p} - 1 \right) \sigma \\ &= \left( \frac{b + h}{b} - 1 \right) \sigma = \frac{h}{b} \sigma. \end{aligned}$$

Bei dem übrigen Kolbenwege  $s - \lambda$  strömt die Luftmenge

$$F(s - \lambda) = F \left( s - \frac{h}{b} \sigma \right) = Fs \left( 1 - \frac{h}{b} \frac{\sigma}{s} \right)$$

in den Gebläsecylinder; es findet daher in Folge der Ausdehnung der Luft im schädlichen Raume der Windverlust

$$W = \frac{h}{b} \frac{\sigma}{s} F s,$$

also relativ, im Vergleich zum theoretischen Windquantum:

$$\frac{W}{V} = \frac{h}{b} \frac{\sigma}{s}$$

statt.

Wenn wir oben das theoretische Luftquantum eines Gebläses pro Secunde

$$Q = \frac{n}{60} F s$$

gesetzt haben, so folgt hiernach das effective Windquantum gemessen unter dem äußeren Drucke  $p$ :

$$Q_1 = \frac{n}{60} F s \left( 1 - \frac{h}{b} \frac{\sigma}{s} \right).$$

Es wächst also der aus dem schädlichen Raume hervorgehende Windverlust wie die Höhe  $\sigma$  dieses Raumes und wie der erzeugte Ueberdruck oder der Manometerstand  $h$ . Bei Gebläsen von niedrigem Drucke, wo z. B.  $\frac{h}{b} = \frac{1}{20}$

ist, fällt überhaupt dieser Verlust unbedeutend klein aus, denn stiege  $\frac{\sigma}{s}$  auf  $\frac{1}{10}$ , so wäre dieser Verlust doch nur  $\frac{1}{20} \cdot \frac{1}{10} = \frac{1}{200}$ , d. i.  $\frac{1}{2}$  Procent der geometrischen oder theoretischen Windmenge.

Da bei dem Durchlaufen des Weges  $CH = DK = \lambda$  die abgesperrte Luft mit einer stärkeren Kraft auf den Kolben drückt als die äußere Luft, so erfordert hierbei der Kolben nicht nur keine Kraft, sondern es nimmt derselbe von der sich allmählig bis zur Spannung der äußeren Luft ausdehnenden, im schädlichen Raume abgesperrten Luft das Arbeitsquantum

$$F \sigma p_1 L n \frac{p_1}{p} = F \sigma p_1 L n \frac{b + h}{h}$$

auf, so daß das resultirende Arbeitsquantum pro Spiel

$$\begin{aligned} A &= F (s + \sigma) p L n \frac{p_1}{p} - F \sigma p_1 L n \frac{p_1}{p} \\ &= [F s p - F \sigma (p_1 - p)] L n \frac{p_1}{p} = F p \left( s - \frac{h}{b} \sigma \right) L n \frac{p_1}{p} \\ &= F p (s - \lambda) L n \frac{b + h}{b} \end{aligned}$$

genau dasselbe ist, welches theoretisch dem gelieferten Windquantum  $V = F (s - \lambda)$  entspricht.

Ähnlich ist das Verhältniß bei dem Luftsauger. Hier ist beim tiefsten Kolbenstande  $CD$  der schädliche Raum mit atmosphärischer Luft angefüllt, und es ist der Weg  $CH = DK = \lambda$ , welchen der Kolben bei geschlossenem Saugventile  $V$  zurücklegt, bestimmt durch die Formel

$$\frac{\sigma + \lambda}{\sigma} = \frac{b}{b - h},$$

so daß

$$\lambda = \left( \frac{b}{b - h} - 1 \right) \sigma = \frac{h}{b - h} \sigma$$

ausfällt.

Es ist also hier das Verhältniß des Luftverlustes zu dem geometrischen Windquantum:

$$\frac{W}{V} = \frac{\lambda}{s} = \frac{h}{b - h} \frac{\sigma}{s},$$

und das effective Luftquantum, gemessen unter dem inneren Drucke  $p_1$ :



$$Q_1 = \frac{n}{60} F (s - \lambda) = \frac{n}{60} F s \left( 1 - \frac{h}{b-h} \frac{\sigma}{s} \right).$$

Da  $\frac{h}{b-h}$  größer als  $\frac{h}{b}$  ist, so fällt dieser Verlust an Luftmenge, unter übrigens gleichen Umständen und Verhältnissen, bei den Luftsaugern größer aus als bei den Luftbläsern. Für

$$\frac{h}{b-h} \frac{\sigma}{s} = 1,$$

d. i. für

$$h = \frac{s}{s + \sigma} b$$

oder

$$\sigma = \frac{b-h}{h} s$$

ist sogar  $Q_1 = \text{Null}$ , weil dann erst am Ende des Kolbenschubes der Druck der im schädlichen Raume abgesperrten Luft,

$$\frac{\sigma}{s + \sigma} b = \frac{\sigma}{s} h = b - h$$

ist, und sich folglich das Saugventil  $M$  gar nicht eröffnet. Diesem Luftverluste entsprechend erwächst aber auch hier wieder ein Arbeitsgewinn, indem der Kolben am Anfange des Aufganges noch nicht die ganze Kraft auszuüben hat, sondern dieselbe erst dann den Werth  $Fh\gamma$  annimmt, wenn der Kolben den Weg

$$\lambda = \frac{h}{b-h} \sigma$$

zurückgelegt hat. Es ist deshalb auch bei dem Luftsauger die Arbeit pro Spiel

$$A = F p_1 (s - \lambda) L n \frac{p_1}{p} = F p_1 \left( s - \frac{h}{b-h} \sigma \right) L n \frac{b}{b-h}$$

zu setzen.

Wenn nun bei den vorstehenden Entwicklungen nur das einfache Mariotte'sche Gesetz zu Grunde gelegt ist, so ist doch, da es sich hier nur um die Ausmittelung einer kleinen Correction handelt, zu erwarten, daß die Ergebnisse derselben eine für die Praxis hinreichende Genauigkeit gewähren.

Aus diesem Grunde kann man auch in der Folge, wie oben, das erforderliche Arbeitsquantum eines Gebläses pro Secunde

$$L = \left[ 1 - 0,3521 \frac{h}{b} + 0,2000 \left( \frac{h}{b} \right)^2 \right] Q h \gamma$$

setzen, wenn nur das fortgeschaffte Luftquantum pro Secunde

$$Q = \frac{nF}{60} (s - \lambda),$$

und zwar für Luftbläser

$$Q = \frac{nFs}{60} \left( 1 - \frac{h}{b} \frac{\sigma}{s} \right)$$

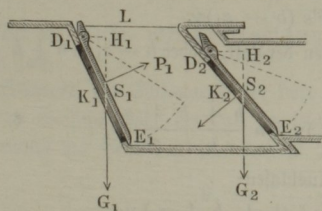
und für Luftsauger

$$Q = \frac{nFs}{60} \left( 1 - \frac{h}{b-h} \frac{\sigma}{s} \right)$$

eingeführt wird, wobei jedoch nicht außer Acht zu lassen ist, daß dieses Luftvolumen im ersten Falle unter dem äußeren Drucke ( $b$ ), und im letzteren unter dem inneren Drucke ( $b - h$ ) zu messen ist.

**Verluste durch die Ventile.** Einen beachtungswerthen Arbeits- §. 187. verlust erleidet ein Gebläse noch dadurch, daß sich die Ventile nur bei einem gewissen Ueberdrucke eröffnen, so daß der Druck der Luft im Gebläse- cylinder während des Einsaugens kleiner ist als der äußere Luftdruck, und dagegen während des Ausblasens größer ausfällt als der Druck im Regulator oder in der Windleitung. Bezeichnet  $G_1$  das Gewicht des Saugventiles  $D_1 E_1$ , Fig. 796, und  $b_1$  den Hebelarm  $D_1 H_1$  desselben sowie  $G_2$

Fig. 796.



das Gewicht des Blaseventiles  $D_2 E_2$  und  $b_2$  den Hebelarm  $D_2 H_2$  desselben, so ist das Moment zum Eröffnen des einen durch  $G_1 b_1$ , sowie das zum Eröffnen des anderen durch  $G_2 b_2$  ausgedrückt.

Bezeichnet ferner  $F_1$  den Inhalt des Querschnittes der Saugmündung,  $F_2$  den der

Blasemündung, ferner  $a_1$  den Abstand  $D_1 K_1$  der Mitte  $K$  der ersteren Mündung von der Drehungsaxe  $D$ , sowie  $a_2$  den der zweiten Mündung, so hat man für den durch die Höhe  $z_1$  einer Flüssigkeitsfülle von der Dichtigkeit  $\gamma$  gemessenen Ueberdruck im ersteren Falle:

$$F_1 z_1 \gamma a_1 = G_1 b_1,$$

daher

$$z_1 = \frac{G_1 b_1}{F_1 a_1 \gamma},$$

und im zweiten Falle:

$$F_2 z_2 \gamma a_2 = G_2 b_2,$$

daher

$$z_2 = \frac{G_2 b_2}{F_2 a_2 \gamma}.$$

Es ist also während des Einfaugens der Druck im Gebläsecylinder nicht  $b\gamma$ , sondern  $(b - z_1)\gamma$ , und dagegen während des Ausblasens derselbe nicht  $(b + h)\gamma$ , sondern  $(b + h + z_2)\gamma$ , und nun leicht zu ermessen, daß aus diesen Ueberdrücken sowohl ein Verlust an Windmenge, als auch ein solcher an mechanischer Arbeit erwächst. Um diese Verluste thunlichst herabzuziehen, muß man die Ventile möglichst leicht und die Hebelarme ihrer Gewichte möglichst klein machen. Aus letzterem Grunde soll man die Ventile nicht horizontal legen, sondern in geneigter Lage aufhängen.

Das beim Kolbenaufgange eingenommene Luftquantum ist, ohne Rücksicht auf den Verlust durch den schädlichen Raum,  $V = Fs$ , und hat die Pressung  $(b - z_1)\gamma$ ; es ist folglich das auf den äußeren Luftdruck  $b\gamma$  reducirte Luftquantum:

$$V_1 = \frac{b - z_1}{b} V = \left(1 - \frac{z_1}{b}\right) Fs,$$

und daher der Windverlust in Folge des Ueberdruckes  $z_1$ :

$$V - V_1 = \frac{z_1}{b} Fs = \frac{z_1}{b} V.$$

Die Kraft, mit welcher die Luft im Cylinder den Kolben aufzuschieben sucht, ist  $F(b - z_1)\gamma$ , und daher die von derselben verrichtete Arbeit

$$A_1 = Fs (b - z_1)\gamma.$$

Die Arbeit beim Zusammendrücken der Luft, wobei  $b - z_1$  in  $b + h + z_2$  übergeht, ist

$$A_2 = Fs (b - z_1)\gamma \operatorname{Ln} \frac{b + h + z_2}{b - z_1},$$

und die beim hierauf erfolgenden Ausblasen:

$$A_3 = F (s - s_1) (b + h + z_2)\gamma;$$

und da nach dem Mariotte'schen Gesetze

$$(s - s_1) (b + h + z_2) = s (b - z_1)$$

ist, so hat man auch

$$A_1 = A_3.$$

Daher ist der ganze Arbeitsbedarf während eines Kolbenshubes, wobei das Luftvolumen

$$V_1 = \left(1 - \frac{z_1}{b}\right) Fs$$

aus der Pressung  $b$  in die Pressung  $b + h$  gebracht wird,

$$A = A_2 + A_3 - A_1 = Fs (b - z_1)\gamma \operatorname{Ln} \frac{b + h + z_2}{b - z_1}.$$

Nun ist aber annähernd



$$\frac{b + h + z_2}{b - z_1} = \frac{b + h}{b} + \frac{z_1 + z_2}{b},$$

daher läßt sich auch nach einigen Vernachlässigungen, wenn man für einen kleinen Werth von  $x$  annähernd

$$Ln(1 + x) = x$$

setzt:

$$\begin{aligned} A &= F s b \gamma Ln \left( \frac{b + h}{b} + \frac{z_1 + z_2}{b} \right) - F s z_1 \gamma Ln \frac{b + h}{b} \\ &= F s b \gamma \left[ Ln \frac{b + h}{b} + \frac{z_1 + z_2}{b + h} \right] - F s z_1 \gamma \frac{h}{b} \end{aligned}$$

setzen, d. i.

$$A = F s b \gamma Ln \frac{b + h}{b} + F s \gamma \left( \frac{b}{b + h} (z_1 + z_2) - \frac{h}{b} z_1 \right),$$

oder, wenn man noch im letzten Gliede  $\frac{h}{b}$  vernachlässigt,

$$\begin{aligned} A &= F s b \gamma Ln \frac{b + h}{b} + F s (z_1 + z_2) \gamma \\ &= V p Ln \frac{b + h}{b} + V (z_1 + z_2) \gamma. \end{aligned}$$

Bei dem Luft- oder Wettersauger findet ein ganz ähnliches Verhältniß statt.

Während des Einsaugens der Luft aus dem Regulator in den Cylinder ist die Pressungshöhe der Luft in letzterem  $b - h - z_1$ , folglich das Luftquantum pro Schub, reducirt auf die Pressung  $b - h$  im Reservoir:

$$V_1 = \frac{b - h - z_1}{b - h} F s$$

und der Windverlust

$$V - V_1 = \frac{z_1}{b - h} F s = \frac{z_1}{b - h} V.$$

Die Kraft, mit welcher die Luft den Kolben auf- oder fortzuschieben sucht, ist  $F(b - h - z_1)\gamma$ , und die entsprechende Arbeit

$$A_1 = F s (b - h - z_1) \gamma.$$

Beim Rückgange des Kolbens ist dagegen die Arbeit zum Comprimiren von  $b - h - z_1$  auf  $b + z_2$ :

$$A_2 = F s (b - h - z_1) \gamma Ln \frac{b + z_2}{b - h - z_1},$$

und die Arbeit zum Ausblasen in die freie Luft:

$$A_3 = F (s - s_1) (b + z_2) \gamma.$$

Nun hat man aber noch

$$(s - s_1) (b + z_2) = s (b - h - z_1),$$

also  $A_3 = A_1$ , daher folgt das gesammte Arbeitsquantum pro Spiel:

$$A = A_2 + A_3 - A_1 = A_2 = Fs (b - h - z_1) \gamma Ln \frac{b + z_2}{b - h - z_1}.$$

Wenn man wieder

$$\frac{b + z_2}{b - h - z_1} = \frac{b}{b - h} + \frac{z_1 + z_2}{b - h}$$

setzt, u. s. w., so folgt:

$$A = Fs (b - h) \gamma Ln \frac{b}{b - h} + Fs \gamma \frac{b - h}{b} (z_1 + z_2),$$

oder, wenn man im letzten Gliede  $\frac{h}{b}$  vernachlässigt,

$$\begin{aligned} A &= V (b - h) \gamma Ln \frac{b}{b - h} + V (z_1 + z_2) \gamma \\ &= V p_1 Ln \frac{b}{b - h} + V (z_1 + z_2) \gamma. \end{aligned}$$

Es ist also der Arbeitsverlust, welcher aus dem Widerstande der Ventile hervorgeht, sowohl bei den Luftsaugern als auch bei den Luftbläsern:

$$\Delta A = V (z_1 + z_2) \gamma = V \left( \frac{G_1 b_1}{F_1 a_1} + \frac{G_2 b_2}{F_2 a_2} \right).$$

Wenn man die Nutzleistung durch die schärfere Formel ausdrückt, so kann man folglich die erforderliche Leistung eines Gebläses pro Secunde

$$L = \left( \left[ 1 - 0,3521 \frac{h}{b} + 0,2000 \left( \frac{h}{b} \right)^2 \right] h \gamma + \frac{G_1 b_1}{F_1 a_1} + \frac{G_2 b_2}{F_2 a_2} \right) Q$$

setzen.

Beispiel. Bei dem Barometerstande  $b = 750$  mm ist der Manometerstand eines Gebläses  $h = 80$  mm, das Ventilgewicht pro Quadratmeter Ventilmündung

$$\frac{G_1}{F_1} = \frac{G_2}{F_2} = 50 \text{ kg}$$

und der Hebelarm dieses Gewichtes Ein Viertel der Ventilbreite, also

$$\frac{b_1}{a_1} = \frac{b_2}{a_2} = \frac{1}{4},$$

daher die zur Bewegung desselben erforderliche Leistung pro Secunde:

$$\begin{aligned} L &= \left( \left[ 1 - 0,3521 \frac{80}{750} + 0,2000 \left( \frac{80}{750} \right)^2 \right] 0,08 \cdot 13600 + 50 \cdot \frac{1}{4} + 50 \cdot \frac{1}{4} \right) Q \\ &= (0,9648 \cdot 1088 + 25) Q = 1074,7 Q \text{ mkg.} \end{aligned}$$

Ist noch der Inhalt der Kolbenfläche  $F = 1,2 \text{ qm}$  und die mittlere Kolbengeschwindigkeit  $v = 0,9 \text{ m}$ , so hat man das theoretische Windquantum gemessen unter dem äußeren Luftdrucke:

$$Q = Fv = 12 \cdot 0,9 = 1,08 \text{ cbm,}$$

daher den Windverlust wegen der Ventiltgewichte

$$\triangle Q = \frac{z_1}{b} Q = \frac{50 Q}{4 b \gamma} = \frac{50}{4 \cdot 0,750 \cdot 13600} Q = 0,00122 Q = 0,0012 \text{ cbm,}$$

also sehr unbedeutend, und endlich die Leistung

$$L = 1074,7 \cdot 1,08 = 1160,7 \text{ mkg} = 15,48 \text{ Pferdekkräfte.}$$

Andere und größere Windverluste erwachsen den Kolbengebläsen mit Ventilen aus dem Entweichen des Windes während des Zuschlagens und in Folge des undichten Abschließens der Ventile. Es fließt natürlich bei dem Zuschlagen des Saugventils eine gewisse Windmenge wieder aus dem Cylinder zurück in die freie Luft, und ebenso beim Zuschlagen des Blasenventils eine gewisse Windmenge aus dem Regulator zurück in den Cylinder; da ferner die Gebläseventile nicht ganz luftdicht abschließen, so strömt auch während des Ansaugens etwas Wind aus dem Regulator zurück in den Cylinder, und entweicht ebenso beim Ausblasen ein Theil des Windes aus dem Cylinder in die freie Luft. Deshalb ist denn auch bei diesen Gebläsen die effective Windmenge pro Secunde, gemessen unter dem äußeren Luftdrucke, nur

$$Q_1 = z Q = 0,60 Q \text{ bis } 0,75 Q$$

in Ansatz zu bringen.

An diesem Verluste hat, wie aus dem Obigen (§. 187) hervorgeht, der sogenannte schädliche Raum den kleinsten Antheil. Derselbe ist bei den gewöhnlichen Kolbengebläsen mit Ventilen von gar keinem Belang, denn am Ende reducirt sich der ganze Verlust, welchen derselbe verursacht, auf die Arbeit zur Ueberwindung der Nebenhindernisse, zumal der Kolbenreibung, bei Durchlaufung des Kolbenweges  $\lambda$ , welcher nach dem Mariotte'schen

$$\text{Gesetze} = \frac{h}{b} \sigma, \text{ und nach dem Poisson'schen Gesetze sogar nur} = \frac{h}{z b} \sigma$$

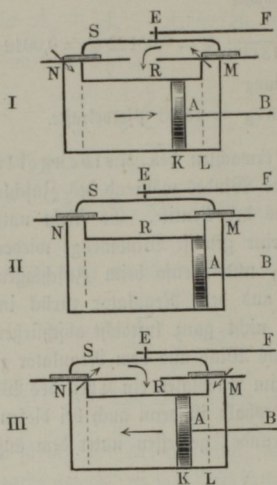
$$= 0,704 \frac{h}{b} \sigma \text{ zu setzen ist.}$$

**Verluste durch die Schieber.** Ganz anders ist aber der Einfluß §. 188. des schädlichen Raumes auf die Wirkung des Gebläses bei den Kolbengebläsen mit Schiebersteuerung. Um eine genaue Einsicht in die Wirkungsweise eines solchen Gebläses zu erlangen, denken wir uns den Gebläsekolben  $K$  und Schieber in drei auf einander folgenden Stellungen I, II und III, Fig. 797, wobei der erstere nahe am Ende und der letztere nahe in



der Mitte seines Weges befindlich ist. In der Stellung I ist der Kolben auf dem Wege von links nach rechts

Fig. 797.



begriffen, in der Stellung II ist er am Ende seines Weges, und in der wieder mit I zusammenfallenden Stellung III hat er bereits seinen Weg von rechts nach links angetreten, wegegen sich der Schieber in allen drei Stellungen von rechts nach links bewegt. In dem Augenblicke, in welchem der Kolben in die Stellung I gelangt, werden die Zugänge M und N zu dem Gebläscylinder von den beiden Schieberdecken versperrt, und es hört nun sowohl links das Einsaugen als auch rechts das Ausblasen der Luft in den Regulator R auf. Während nun der Schieber aus der Stellung I in die Stellung II übergeht, sind beide Cylinderzugänge verschlossen und es legt der Kolben K den letzten Theil  $KL = s_1$  seines Weges zurück, ohne daß Luft eingesaugt noch ausgeblasen wird.

Dieses Ab Sperren der Cylinderzugänge dauert noch fort, während der Schieber aus II in III übergeht und der Kolben wieder in die erste Stellung (I) zurückkehrt, wobei die abgesperrte Luft auf beiden Seiten wieder in den ersten Dichtigkeitszustand zurückgeführt wird. Bei der fortgesetzten Bewegung des Schiebers von rechts nach links sind beide Luftwege eröffnet, und es schiebt der ebenfalls von rechts nach links gehende Kolben K die auf der linken Seite abgesperrte Luft durch N in den Regulator, und saugt auf der rechten Seite von außen durch M frische Luft ein. Dieses Ausblasen und Einsaugen findet in der folgenden Stellung, wo der Kolben in der Mitte seines Weges ist und die Cylinderzugänge ganz eröffnet sind, am vollkommensten statt.

Bezeichnet wieder  $F$  die Kolbenfläche,  $s$  den Kolbenhub und  $\sigma$  die reducirte Höhe des schädlichen Raumes, so ist bei der Stellung III das Luftvolumen im Raume links:

$$C_1 = F(s - s_1 + \sigma),$$

und das im Raume rechts, reducirt auf den äußeren Luftdruck:

$$C_2 = F(s_1 + \sigma) \frac{b + h}{b}.$$

Bei der nächsten Absperrung der Luftwege ist die Stellung des Schiebers wie in I, und die des Kolbens in Hinsicht auf I entgegengesetzt, folglich auch das links im Cylinder zurückbleibende Luftvolumen, reducirt auf den äußeren Luftdruck,

$$C_2 = F (s_1 + \sigma) \frac{b + h}{b},$$

sowie das rechts im Cylinder angesaugte Luftvolumen

$$C_1 = F (s - s_1 + \sigma),$$

daher die pro Kolbenshub eingesaugte und ausgeblasene Luftmenge, gemessen unter dem äußeren Luftdrucke:

$$V_1 = C_1 - C_2 = F \left( s - s_1 + \sigma - (s_1 + \sigma) \frac{b + h}{b} \right),$$

d. i.

$$V_1 = F \left( s - 2s_1 - (s_1 + \sigma) \frac{h}{b} \right),$$

und der entsprechende Windverlust:

$$V - V_1 = F \left( 2s_1 + (s_1 + \sigma) \frac{h}{b} \right).$$

Das bei der Stellung III durch *M* abgesperrte Luftvolumen  $F(s_1 + \sigma)$  geht bei der weiteren Fortbewegung des Schiebers durch Ausblasen in die freie Luft aus der Pressung  $b + h$  in die Pressung  $b$  über, wobei das Windquantum

$$\Delta V = F (s_1 + \sigma) \frac{b + h}{b} - F (s_1 + \sigma) = F \frac{h}{b} (s_1 + \sigma)$$

ganz verloren geht.

Auch tritt insofern noch eine Unregelmäßigkeit in der Winderzeugung des Schiebergebläses ein, als anfangs, bei Eröffnung der Luftwege, wo der Schieber aus der Stellung III in die nächst folgende übergeht, Wind aus dem Regulator zurück in den Cylinderraum strömt.

Die mechanische Arbeit, welche das Schiebergebläse zur Erzeugung der Windmenge

$$F \left( s - 2s_1 - (s_1 + \sigma) \frac{h}{b} \right)$$

erfordert, ist daher:

$$A = \left[ 1 - 0,3521 \frac{h}{b} + 0,2000 \left( \frac{h}{b} \right)^2 \right] F (s - 2s_1) h \gamma.$$

Der im Vorstehenden gefundene Windverlust und das gedachte nachtheilige Zurückströmen des Windes aus dem Regulator in den Cylinder lassen sich dadurch herabziehen, daß man den Schieber nicht genau seine mittlere

Stellung einnehmen läßt, wenn der Kolben am Ende seines Weges ist, sondern daß man denselben gegen die Kolbenbewegung etwas zurückbleiben läßt, und die Luftwege *M* und *N* von dem Schieber gerade in denjenigen Augenblicken öffnen läßt, in welchen die Pressung der Luft in dem Cylinder den Betrag der Pressung in der Windleitung bezw. in der Saugröhre erreicht hat. In welcher Art dies erreicht werden kann, wird im Folgenden gezeigt werden.

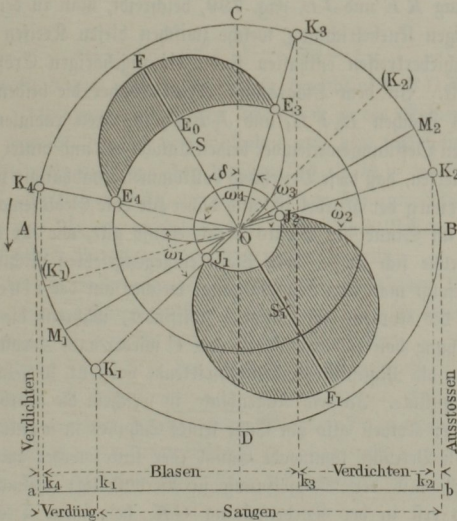
§. 189. **Schieberbewegung.** Die Bewegung des Gebläseschiebers geschieht durch ein Kreiszercentrif oder durch eine Kurbel in derselben Weise, wie die Bewegung des Dampfvertheilungsschiebers bei einer Dampfmaschine. Eine rotirende Welle zur Aufnahme dieses Excenters ist bei den schnell laufenden Schiebergebläsen immer vorhanden, da man auch in den Fällen, in welchen der Dampfkolben den mit ihm auf gemeinschaftlicher Kolbenstange befindlichen Gebläsekolben direct bewegt, doch eine Hilfsrotationswelle anordnen wird. Hinsichtlich der Vertheilung der Luft durch den Gebläseschieber gelten dieselben Gesetze, welche in Bezug der Dampfvertheilung durch den Steuerungsschieber der Dampfmaschinen in Thl. II näher untersucht worden sind. Insbesondere ersieht man leicht aus der Betrachtung des Vorganges bei jeder beliebigen Dampfmaschine, daß die letztere wie eine Gebläsemaschine functioniren wird, sobald man ihre Kurbel durch eine äußere Kraft entgegengesetzt derjenigen Richtung umdreht, in welcher sie durch den Einfluß des Dampfes bewegt werden würde. Diese Bemerkung wurde bereits in §. 82 bei Besprechung der Wirkung von Contredampf in den Locomotivmaschinen gemacht, wo die lebendige Kraft des bewegten Trains eine Drehung der Triebwelle nach vorwärts bewirkt, obwohl der Dampf in Folge der Umstellung der Coullisse die Maschine rückwärts zu bewegen strebt. Es ist leicht ersichtlich, daß während eines solchen Bewegungszustandes der Dampfkolben in jeder Kurbelstellung das vor ihm befindliche Fluidum durch die Dampfeintrittscanäle in den Kessel hineinpreßt, während der Raum hinter dem Kolben sich durch Saugwirkung mit Luft aus dem Canale füllt, durch welchen im normalen Gange der Dampfmaschine die gebrauchten Dämpfe entweichen. Es geht daraus hervor und wurde auch in §. 82 an dem Diagramme Fig. 384 erläutert, daß während desjenigen Kolbenweges, während dessen bei der Dampfmaschine Dampfzutritt stattfindet, nunmehr ein Fortpressen von Luft bewirkt wird, ebenso wie auf der anderen Kolbenseite genau auf demjenigen Wege eine Saugwirkung auftritt, während dessen bei der Dampfmaschine der abgehende Dampf entlassen wird. In gleicher Art findet man, daß bei abgeschlossenen Canalermündungen der Expansionsperiode der Dampfmaschine eine Compressionswirkung der Luft durch den Gebläsekolben und der



Compression des abgehenden Dampfes eine Verdünnung der im Cylinder eingeschlossenen Luft entsprechen muß. Mit Rücksicht auf dieses Verhalten, welches sich sofort erkennen läßt, wenn man dem Dampfkolben in jedem Augenblicke die entgegengesetzte Bewegung ertheilt denkt, ist es nun leicht, die Verhältnisse der Schieberbewegung so zu bestimmen, daß jene erwähnten, mit einer vorzeitigen oder verspäteten Eröffnung der Canalmit- tungen verbundenen Nachtheile vermieden werden. Es soll zu dem Behufe wieder ein Zeuner'sches Schieberdiagramm benutzt, und die Cavé'sche Construction Fig. 780 vorausgesetzt werden, vermöge deren die atmosphä- rische Luft durch die Schieberhöhlung angesaugt wird, und der Schieber äußerlich von der comprimirten Luft umgeben ist. Ferner sei die einfachste Anordnung angenommen, wobei die Schieberstange direct und ohne Zwischen- hebel an die Excenterstange angeschlossen ist.

Stellt  $ADBC$ , Fig. 798, den Kurbelkreis vom Halbmesser  $r$  einer Dampfmaschine vor, deren Kolben in der Richtung  $AB$  sich hin und her

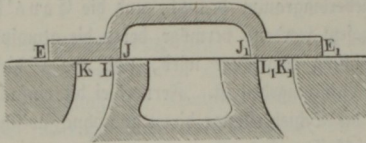
Fig. 798.



bewegt, und ist dem Excenter der Voreilungswinkel  $SOC = \delta$  gegeben, d. h. soll die Excentricität  $r_1$  des Excenters mit der Kurbel  $OA$  einen Winkel  $90 + \delta$  bilden, so ist nach dem Früheren (s. u. a. §. 81) der um  $S$  durch  $O$  beschriebene Kreis, dessen Durchmesser  $OF = r_1$  den Winkel

$90^\circ - \delta = AOS$  mit der Todtlage  $OA$  der Kurbel bildet, bekanntlich der sogenannte Schieberkreis, welcher für jede Kurbelstellung auf deren Richtung von  $O$  aus ein Stück abschneidet, das genügend genau gleich der Verschiebung des Schiebers aus seiner mittleren Stellung ist. Diese mittlere Stellung des Schiebers, Fig. 799, findet in den beiden Kurbellagen  $OM_1$  und  $OM_2$  statt,

Fig. 799.



welche senkrecht zu dem Durchmesser  $OF$  stehen, welche also um den Vor-eilungswinkel

$\delta = AOM_1 = BOM_2$  von den Todtlagen abwei-chen. Von den beiden dia-metral gegenüberliegenden

Schieberkreisen  $F$  und  $F_1$  gilt dann der obere für die Kurbeldrehung  $M_1CM_2$ , der untere für die andere Hälfte  $M_2DM_1$ . Es ist auch aus dem Früheren deut-lich, daß, wenn man um  $O$  die Kreise  $E$  und  $J$  mit der äußeren bezw. inneren Schieberdeckung  $KE$  und  $JL$ , Fig. 799, beschreibt, man in den Abschnitten der jedesmaligen Kurbelrichtung, welche zwischen diesen Kreisen und den be-treffenden Schieberkreisen enthalten sind, die zugehörigen Eröffnungen der Canäle erhält. In dem Diagramme ergeben daher die beiden schraffirten sichelförmigen Flächen  $E_3FE_4$  und  $J_1F_1J_2$  in ihren radialen Abständen die zugehörigen Deffnungsweiten der beiden Canäle vor und hinter dem Kolben. Es ist zu bemerken, daß diese Beziehung vollkommen unabhängig von der Dre-hungsrichtung der Kurbel ist, und daher für eine Gebläsemaschine, deren Kurbel sich im Sinne des Pfeiles dreht, ebenso gilt, wie für eine Dampf-maschine, welche sich in der dem Pfeile entgegengesetzten Richtung bewegen würde. Verfolgt man nun den Vorgang, welcher auf der einen, etwa der linken Seite des Kolbens im Cylinder stattfindet, während die Kurbel eine ganze Umdrehung von  $A$  durch  $D$ ,  $B$  und  $C$  wieder nach  $A$  vollführt, indem man sich etwa die Maschine als einfachwirkende vorstellt, so gelangt man zu folgendem Resultate. In dem Augenblicke, in welchem die Kurbel im todtten Punkte  $A$ , der Kolben also am Ende seines Schubes in  $a$  ankommt, ist der hier allein in Betracht kommende Canal (der linke) weder mit der Wind-leitung, noch mit der Saugöffnung in Verbindung; vielmehr wird die Saugöffnung erst in der Kurbelstellung  $OK_1$  bei einem Drehungswinkel  $AOK_1 = \omega_1$  frei, in welcher Stellung der Weg des Kolbens annähernd durch

$$s_1 = ak_1 = r (1 - \cos \omega_1) \dots \dots \dots (1)$$

ausgedrückt ist. Während dieser Drehung um den Winkel  $\omega_1$  ist die hinter dem Kolben in dem schädlichen Raume links enthaltene comprimirt Luft

verdünnt worden. Bei der weiteren Bewegung ist die Saugöffnung während des ganzen übrigen Kolbenschubes  $k_1 b$  frei, dieselbe wird erst geschlossen, nachdem die Kurbel den anderen todten Punkt  $B$  um den Winkel  $BOK = \omega_2$  überschritten hat, in welcher Stellung der Kolben einen Weg nach links

$$s_2 = bk_2 = r(1 - \cos \omega_2) \dots \dots \dots (2)$$

zurückgelegt hat. Während daher in der Todtlage  $OB$  der Kurbel der ganze Cyllinderraum mit atmosphärischer Luft gefüllt war, wird von dem Kolben zunächst das Luftquantum  $Fs_2$  wieder ins Freie ausgestoßen, bevor die Saugöffnung in der Kurbelstellung  $OK_2$  geschlossen ist. Bei der weiteren Bewegung der Kurbel bis zu der Lage  $OK_3$ , in welcher letzteren der Canal mit der Windleitung in Verbindung tritt, wird zunächst eine Verdichtung der Luft stattfinden, welche ihr Ende in der Stellung  $k_3$  des Kolbens erreicht, welcher alsdann den Weg

$$s_3 = bk_3 = r(1 - \cos \omega_3) \dots \dots \dots (3)$$

zurückgelegt hat. Von diesem Augenblicke an beginnt das Ausblasen der Luft, welches bis zur Kurbelstellung  $OK_4$  andauert. Der Kolben hat alsdann den Weg

$$s_4 = bk_4 = r(1 - \cos \omega_4) \dots \dots \dots (4)$$

vom todten Punkte  $b$  aus zurückgelegt, wenn der Winkel  $BOK_4$  mit  $\omega_4$  bezeichnet wird. Während des letzten Theiles  $k_4 a$  der Kolbenbewegung wird die links vom Kolben in dem Cyllinder und dem schädlichen Raume enthaltene comprimirte Luft von der Pressung  $(b + h)\gamma$  des Regulators noch ferner zusammengedrückt, worauf diese Luft sich unter Wiederholung des Vorganges von Neuem ausdehnt, bis in der Kurbelstellung  $OK_1$  die neue Saugwirkung in der angegebenen Art wieder beginnt.

Wenn nun die im vorhergehenden Paragraphen erwähnten Uebelstände einer zu frühen oder zu späten Eröffnung der Saug- und Druckleitung verhütet werden sollen, so muß die Luft in der Kolbenstellung  $k_1$  die atmosphärische Spannung  $b\gamma$  und in der Stellung  $k_3$  diejenige  $(b + h)\gamma$  des Regulators haben. Bezeichnet nun  $s = 2r$  den ganzen Kolbenlauf und  $\sigma = \nu s$  die reducirte Länge des schädlichen Raumes  $F\sigma$ , so sind unter Zugrundelegung des Mariotte'schen Gesetzes, d. h. wenn von der Temperaturveränderung der Luft abgesehen wird, diese Bedingungen an folgende Gleichungen geknüpft:

1. Für die rechtzeitige Eröffnung der Saugleitung in der Kolbenstellung  $k_1$  ist

$$(\sigma + s - s_4)(b + h) = (\sigma + s_1)b$$

oder

$$\frac{\sigma + s_1}{\sigma + s - s_4} = \frac{b + h}{b} = \varepsilon \dots \dots \dots (5)$$



wenn unter  $\varepsilon = \frac{b+h}{b}$  das Compressionsverhältniß der Luft verstanden wird.

2. Für die rechtzeitige Eröffnung der Druckleitung in der Kolbenstellung  $k_3$  hat man ebenso:

$$(\sigma + s - s_2) b = (\sigma + s - s_3) (b + h)$$

oder

$$\frac{\sigma + s - s_2}{\sigma + s - s_3} = \frac{b + h}{b} = \varepsilon . . . . . (6)$$

Unter diesen Bedingungen ist offenbar das durch eine Kurbelumdringung von jeder Seite des Kolbens beförderte Luftquantum von atmosphärischer Pressung gleich einem Cylinderraum von der Länge  $k_1 k_2$ , d. i.

$$V' = F (s - s_1 - s_2) . . . . . (7)$$

also um  $\frac{s_1 + s_2}{s} F s$  kleiner, als das theoretische Quantum  $F s$ . Wollte

man nun den geforderten Bedingungen gemäß allgemeine Formeln für den Winkel  $\delta$ , die äußere Deckung  $O E_3 = e$  und die innere Deckung  $O J_1 = i$  aufstellen, so hätte man durch Gleichsetzung von (5) und (6) die Gleichung

$$\frac{\sigma + s_1}{\sigma + s - s_4} = \frac{\sigma + s - s_2}{\sigma + s - s_3}$$

zu bilden, in welcher für  $s_1, s_2, s_3$  und  $s_4$  die Werthe aus (1), (2), (3) und (4) einzusetzen wären. Würde man dann die Winkel  $\omega$  nach der Figur durch die Beziehungen

$$\text{und } \frac{i}{r_1} = \cos (90^\circ + \delta - \omega_1) = \cos (90^\circ - \delta + \omega_2)$$

$$\frac{e}{r_1} = \cos (90 + \delta - \omega_3) = \cos (\omega_4 - 90^\circ - \delta)$$

als Functionen von  $e, i$  und der Excentricität  $r_1$  darstellen, so würde man, allerdings durch eine weitläufige Rechnung, zum Ziele gelangen. Für die Praxis würde dieser umständliche Weg ohne Werth sein, und es empfiehlt sich zur Feststellung der Verhältnisse für die Schieberbewegung der folgende.

Wie aus dem Vorstehenden und insbesondere aus (7) hervorgeht, ist das geförderte Luftquantum  $V'$  um so geringer, je größer die Summe  $s_1 + s_2$  ist. Es wird also darauf ankommen, den Verlust, d. h.  $s_1 + s_2$  möglichst klein zu machen. Eine nähere Betrachtung der Figur zeigt nun sehr bald, daß die Summe  $s_1 + s_2$  bei einem bestimmten Voreilungswinkel  $\delta$  ein Minimum werden wird, wenn die innere Deckung  $i = 0$  gemacht wird, in welchem Falle  $K_1$  nach  $M_1$  und  $K_2$  nach  $M_2$  fällt, also  $\omega_1 = \omega_2 = \delta$  und  $s_1 = s_2 = r (1 - \cos \delta)$  wird.

Man erkennt nämlich leicht, daß eine positive Größe von  $i$ , wie sie in Fig. 798 angenommen ist, die Länge  $s_1$  in höherem Grade vergrößert als  $s_2$  dadurch verkleinert wird, während ein negativer Werth von  $i$ , wobei  $K_1$  nach ( $K_1$ ) und  $K_2$  nach ( $K_2$ ) fiele, umgekehrt  $s_2$  in größerem Maße zum Wachsen brächte, so daß in jedem Falle  $s_1 + s_2$  einen größeren Werth annehmen würde, als dies für  $i = 0$  der Fall ist\*).

Aus diesem Grunde pflegt man denn auch (s. v. Hauer, Die Hüttenwesenmaschinen) dem Schieber keine, oder nur eine sehr kleine innere Deckung zu geben. Unter der Voraussetzung  $i = 0$  erhält man daher

$$s_1 = s_2 = \frac{s}{2} (1 - \cos \delta),$$

und da ferner nach der Figur

$$\omega_4 - \omega_3 = 2 (90^\circ + \delta - \omega_3),$$

also

$$\omega_4 = 180^\circ - (\omega_3 - 2\delta)$$

ist, so erhält man aus (5) und (6)

$$\sigma + \frac{s}{2} - \frac{s}{2} \cos \delta = \left( \sigma + s - \frac{s}{2} [1 + \cos (\omega_3 - 2\delta)] \right) \varepsilon$$

und

\*) Dies ergibt auch die Rechnung in folgender Art. Es ist:

$$x = s_1 + s_2 = r (1 - \cos \omega_1) + r (1 - \cos \omega_2) = r (2 - \cos \omega_1 - \cos \omega_2)$$

oder

$$x = r \left[ 2 - \cos \left( 90^\circ + \delta - \arccos \frac{i}{r_1} \right) - \cos \left( \arccos \frac{i}{r_1} - 90^\circ + \delta \right) \right],$$

daher erhält man durch Differentiation für das Minimum von  $x$ :

$$0 = \frac{\partial x}{\partial i} = \sin \left( 90^\circ + \delta - \arccos \frac{i}{r_1} \right) \frac{\pm \frac{i}{r_1}}{\sqrt{1 - \left( \frac{i}{r_1} \right)^2}} \\ + \sin \left( \arccos \frac{i}{r_1} - 90^\circ + \delta \right) \frac{\mp \frac{i}{r_1}}{\sqrt{1 - \left( \frac{i}{r_1} \right)^2}}$$

d. h.

$$90^\circ + \delta - \arccos \frac{i}{r_1} = \arccos \frac{i}{r_1} - 90^\circ + \delta,$$

oder

$$\arccos \frac{i}{r_1} = 90^\circ, \text{ also } i = 0.$$

$$\sigma + \frac{s}{2} + \frac{s}{2} \cos \delta = \left[ \sigma + s - \frac{s}{2} (1 - \cos \omega_3) \right] \varepsilon,$$

welche Gleichungen sich auch schreiben

$$2 \frac{\sigma}{s} + 1 - \cos \delta = \left[ \frac{2\sigma}{s} + 1 - \cos (\omega_3 - 2\delta) \right] \varepsilon$$

und

$$\frac{2\sigma}{s} + 1 + \cos \delta = \left[ \frac{2\sigma}{s} + 1 + \cos \omega_3 \right] \varepsilon.$$

Führt man hierin den Winkel

$$M_2 O K_3 = u = \omega_3 - \delta$$

ein, so hat man auch

$$2 \frac{\sigma}{s} + 1 - \cos \delta = \left[ \frac{2\sigma}{s} + 1 - \cos (u - \delta) \right] \varepsilon \quad (8)$$

$$2 \frac{\sigma}{s} + 1 + \cos \delta = \left[ \frac{2\sigma}{s} + 1 + \cos (u + \delta) \right] \varepsilon \quad (9)$$

Durch Subtraction der oberen von der unteren Gleichung wird

$$2 \cos \delta = [\cos (u + \delta) + \cos (u - \delta)] \varepsilon = 2 \varepsilon \cos u \cos \delta,$$

also

$$\cos u = \frac{1}{\varepsilon} \quad (10)$$

während die Addition von (8) und (9)

$$2 \left( \frac{2\sigma}{s} + 1 \right) = 2 \varepsilon \left( \frac{2\sigma}{s} + 1 \right) - \varepsilon \cos (u - \delta) + \varepsilon \cos (u + \delta),$$

oder

$$(\varepsilon - 1) \left( \frac{2\sigma}{s} + 1 \right) = \varepsilon \sin u \sin \delta \text{ ergibt,}$$

woraus man erhält:

$$\sin \delta = \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \frac{\frac{2\sigma}{s} + 1}{\sin u}$$

und mit Rücksicht auf 10 endlich:

$$\sin \delta = \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \frac{\frac{2\sigma}{s} + 1}{\sqrt{1 - \frac{1}{\varepsilon^2}}} = \left( \frac{2\sigma}{s} + 1 \right) \sqrt{\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon + 1}} \quad (11)$$

Die Excentricität  $r_1$  und die Ueberdeckung  $e$  findet man mit Rücksicht auf die Eröffnung, welche die Canäle mindestens haben sollen. Bezeichnet man



mit  $a = FE_0$  die größte Deffnungsweite der Druckcanäle, so hat man nach der Figur für die Deckung  $OE_3 = e$ :

$$e = OF \cdot \cos FOE_3 = (a + e) \cos (90^\circ + \delta - \omega_3),$$

woraus

$$e = a \frac{\sin (\omega_3 - \delta)}{1 - \sin (\omega_3 - \delta)} \quad \dots \quad (12)$$

folgt. Die Excentricität erhält man dann zu

$$r_1 = a + e = \frac{a}{1 - \sin (\omega_3 - \delta)} \quad \dots \quad (13)$$

Noch ist zu bemerken, daß die Pressung der Luft im Cylinder ihren größten Werth am Ende des Kolbenlaufes erreicht, und daß dieser größte Werth den Betrag der Regulatorpressung wegen der auf dem Kolbenwege  $k_4 a = s - s_4$  stattfindenden Compression übertrifft. Es berechnet sich die größte Pressung der Luft in den Todtlagen der Kurbel unter Annahme des Mariotte'schen Gesetzes zu

$$p_{max} = \frac{\sigma + s - s_4}{\sigma} (b + h) \gamma \quad \dots \quad (14)$$

Es bedarf kaum der Bemerkung, daß man bei höheren Windpressungen  $h$ , bei welchen die Temperaturveränderungen der Luft nicht vernachlässigt werden dürfen, anstatt des Mariotte'schen Gesetzes die Wärmeformel zu Grunde zu legen hat, wonach das Verhältniß der Spannungen

$$\varepsilon = \frac{b + h}{b} = \frac{p}{p_0}$$

dem Werthe

$$\left(\frac{V_0}{V}\right)^\alpha = \left(\frac{V_0}{V}\right)^{1,42}$$

gleichzusetzen ist, unter  $V$  und  $V_0$  die zugehörigen Räume verstanden.

Beispiel. Ein Gebläse, dessen Cylinder bei 1 m Durchmesser und 1,2 m Kolbenhub Wind von  $\frac{1}{2}$  Atmosphäre Ueberdruck erzeugen soll, ist mit einem Schieber zu versehen, dessen Verhältnisse bestimmt werden sollen.

Nimmt man den schädlichen Raum zu

$$\sigma = 0,075 \cdot s = 0,075 \cdot 1,2 = 0,090 \text{ m}$$

an, so erhält man nach (11) den Winkel  $\delta$ , um welchen der Excenter hinter die zur Kurbel senkrechte Richtung zurückzustellen ist, da hier

$$\varepsilon = \frac{b + h}{b} = 1,5$$

ist, durch

$$\sin \delta = (2 \cdot 0,075 + 1) \sqrt{\frac{1,5 - 1}{1,5 + 1}} = 0,5143 \text{ zu } \delta = 30^\circ 58' \text{ oder rund } 31^\circ.$$

Ebenso groß sind  $\omega_1$  und  $\omega_2$ , wenn dem Schieber eine innere Ueberdeckung nicht gegeben wird, und man erhält

$$s_1 = s_2 = 0,6 (1 - \cos 31^\circ) = 0,086 \text{ m.}$$

Das pro Cub angefaugte Luftquantum beträgt daher

$$(1,2 - 2 \cdot 0,086) F = 1,028 F$$

oder

$$\frac{1,028}{1,2} = 0,857$$

des theoretischen.

Für den Winkel  $\omega_3$  hat man ferner nach (10)

$$\cos u = \cos (\omega_3 - \delta) = \frac{1}{1,5} = 0,6667,$$

woraus

$$u = 48^\circ 10',$$

daher

$$\omega_3 = 48^\circ 10' + 31^\circ = 79^\circ 10',$$

folgt.

Daraus erhält man weiter

$$\omega_4 = 180^\circ - \omega_3 + 2\delta = 180^\circ - 79^\circ 10' + 62^\circ = 162^\circ 50'.$$

Setzt man fest, daß der größte Querschnitt des Druckkanals 0,06 des Cylinderquerschnitts, also

$$0,06 F = 0,06 \cdot 0,785 = 0,0471 \text{ qm}$$

betragen soll, so erhält man bei einem Verhältnisse der Breite zur Höhe dieses Querschnittes gleich 10 die Weite

$$a = \sqrt{\frac{0,0471}{10}} = 0,0686 = \text{rot } 0,070 \text{ m.}$$

Die Excentricität bestimmt sich nun zu

$$r_1 = \frac{a}{1 - \sin (\omega_3 - \delta)} = \frac{0,070}{1 - \sin 48^\circ 10'} = 0,274 \text{ m}$$

und die äußere Deckung zu

$$e = a \frac{\sin 48^\circ 10'}{1 - \sin 48^\circ 10'} = 0,204 \text{ m.}$$

Den Kolbenweg  $s_4$  hat man gleich

$$s_4 = 0,6 (1 - \cos 162^\circ 50') = 1,173 \text{ m,}$$

folglich ist die größte Pressung der Luft am Ende des Kolbenlaufes nach (14) bestimmt zu

$$p_{\max} = \frac{0,09 + 1,2 - 1,173}{0,09} 1,5 = 1,3 \cdot 1,5 = 1,95 \text{ Atmosphären.}$$

Aus dem Vorstehenden ist nun ersichtlich, daß die Anordnung der Schiebersteuerung wesentlich von der zu erzeugenden Pressung des Windes, oder von dem Verhältnisse  $\frac{h}{b}$  abhängig ist. Hieraus folgt schon, daß die Schiebergebläse sich wenig für solche Fälle eignen werden, in denen die erforderliche Windpressung bedeutenden Schwankungen unterworfen ist, wie dies beispielsweise bei den Vessmergebläsen zutrifft, bei denen der erforderliche Ueberdruck des Windes wohl zwischen  $\frac{3}{4}$  und  $1\frac{1}{2}$  Atmosphären schwankt.

Auch würde bei einer bedeutenden Pressung, bei welcher die Eröffnung der Druckcanäle erst kurz vor dem Ende des Kolbenlaufes stattfinden darf, die Steuerung des Schiebers durch den Excenter ganz ähnlichen Schwierigkeiten unterworfen sein, wie die Erreichung eines hohen Expansionsgrades bei Dampfmaschinen durch alleinige Anwendung des einfachen Muschelschiebers sie bietet. Aus diesen Gründen ist man in neuerer Zeit von der Anwen-

Fig. 800.

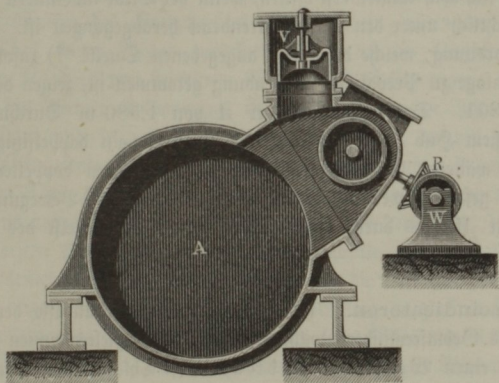
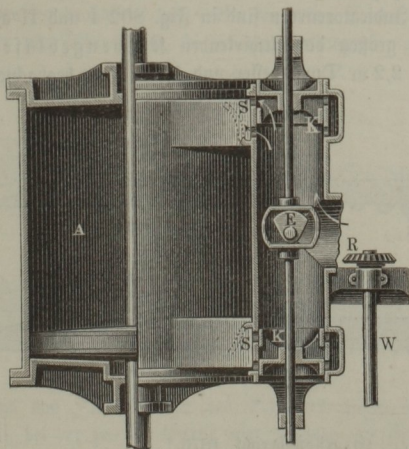


Fig. 801.



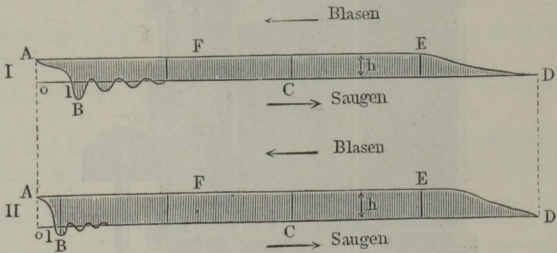


dung der Schieber bei den Gebläsen für Bessemerwerke größtentheils zurückgekommen\*), wenigstens pflegt man die Druckcanäle nicht durch Schieber, sondern durch Ventile zu steuern, die sich selbstthätig durch den Ueberdruck öffnen. Für die Saugöffnungen dagegen hat man die Schiebersteuerung vielfach beibehalten, denn da der Luftdruck so gut wie constant ist, so fällt hier jener erwähnte Uebelstand fort, und man erlangt durch den Schieber ein präciseres Oeffnen der Canäle, als dies durch Saugventile möglich ist, welche sich doch immer erst öffnen, wenn der Druck im Innern des Cylinders beträchtlich unter den Atmosphärendruck herabgegangen ist. Eine derartige Anordnung, welche der unten angegebenen Quelle\*\*) zufolge bei der Bessemeranlage zu Prevali in Anwendung gekommen ist, zeigen die Figuren 800 und 801. Der Gebläsecylinder *A* von 1,580 m Durchmesser und ebenso großem Hub trägt hier vorn und hinten je ein doppelseitiges Druckventil *V*, während die Saugöffnungen *S* durch einen doppelten Kolbenschieber *K* gesteuert werden, welcher seine entsprechende Bewegung von der Steuerwelle *W* aus durch die conischen Räder *R* mittelst des Excenters *E* erhält.

§. 190. Gebläseindicators. Um die Spannungsverhältnisse der Luft im Innern des Gebläsecylinders während eines Kolbenspieles kennen zu lernen, kann man einen Watt'schen Indicator (s. Thl. II) auf den Gebläsecylinder aufschrauben und von demselben eine Curve aufzeichnen lassen, deren Coordinaten die Pressung der Luft im Innern des Gebläsecylinders bei jedem Kolbenstande anzeigen.

Zwei solche Indicatorcurven sind in Fig. 802 I und II abgebildet. Sie sind an einem großen doppeltwirkenden Kolbengebläse mit Klappenventilen von 2,2 m Durchmesser und 1,6 m Hub beobachtet worden, und

Fig. 802.



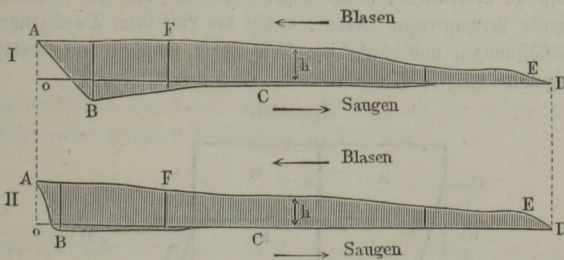
\*) S. Riedler, Excursionsbericht, 1876.

\*\*) Ebendasselbst 1876: Skizze 53.

zwar erstere (I) bei 17 und letztere (II) bei 13 Kolbenspielen per Minute. Der untere Theil  $ABCD$  eines solchen Diagramms ist während des Ein-  
saugens, und der obere Theil  $DEFA$  während des Ausblasens vom Indi-  
catorstifte aufgezeichnet worden. Man ersieht, daß sich das Saugventil beim  
Beginn eines Kolbenspieles nicht sogleich eröffnet, sondern daß der Kolben  
erst einen Theil  $oI$  seines Weges  $oD$  zurücklegt, ehe sich dieses Ventil er-  
öffnet, und daß der vollständigen Eröffnung erst einige Schwingungen  
desselben vorausgehen. Bei der schnelleren Kolbenbewegung (I) tritt die  
stetige Eröffnung des Saugventiles erst dann ein, wenn der Kolben den  
vierten Theil seines Weges zurückgelegt hat, bei der langsamen Kolben-  
bewegung II aber schon bei einem Sechstel des Kolbenweges. Bei Durch-  
laufung des übrigen Kolbenweges ist die Spannung der Luft im Cylinder  
sehr constant und sehr nahe der der äußeren Luft, da der entsprechende  
Theil  $CD$  der Indicatorcurve ziemlich mit der Nulllinie  $oD$  zusammenfällt.  
Der obere Theil  $DEFA$  der Curve ist während des Comprimirens und  
Ausblasens aufgezeichnet worden; man ersieht aus demselben, daß der Kol-  
ben im ersten Falle (I) nahe ein Viertel und im zweiten Falle nahe ein  
Sechstel seines Weges zurücklegen mußte, ehe die Luft eine constante Pres-  
sung ( $h$ ) angenommen hatte. Auch ist die Pressung im zweiten Falle größer  
als im ersten, was allerdings darin schon seine Erklärung findet, daß im  
zweiten Falle das mit derselben Arbeitskraft erzeugte Windquantum ein  
kleineres ist.

In Fig. 803, I und II, sind zwei andere Indicator diagramme dargestellt,  
welche man an einem Schiebergebläse von 1,34 m Kolbendurchmesser  
und 1 m Kolbenweg beobachtet hat. Bei der ersten Curve (I) war die An-  
zahl der Spiele per Minute 70, die mittlere Windpressung  $h = 1,50$  cm

Fig. 803.



Quecksilber und das Zurückbleiben des Schiebers gegen den Kolben im  
Mittel 5,8 cm; bei der zweiten Curve war dagegen die Anzahl der Spiele  
per Minute 60, die mittlere Windpressung 1,45 cm Quecksilber und das

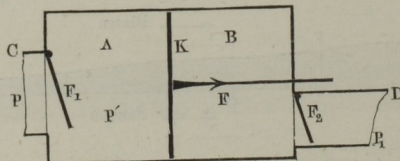
Zurückbleiben des Schiebers im Mittel nur 9 mm. Wenn also der Kolben am Ende seines Weges war, mußte der Schieber im ersten Falle noch 58, und im zweiten nur 9 mm zurücklegen, ehe die Luftwege eröffnet wurden. Der untere Theil *ABCD* einer solchen Curve gehört auch hier der Kolbenbewegung *oD* beim Einfaugen, sowie der obere Theil *DEFA* dem Kolbenwege *Do* beim Comprimiren und Ausblasen der Luft an. Man ersieht, daß im zweiten Falle in II das Einfaugen der Luft am Anfange des Kolbenweges *oD* viel eher erfolgt als bei I und daß dabei die Verdünnung der Luft bedeutend kleiner ist und auch nur eine viel kürzere Zeit lang anhält als bei I. Auch bemerkt man aus dem Laufe des oberen Curvenstückes, daß die Compression der Luft in II eine regelmäßiger und stärkere als in I, jedoch noch immer viel veränderlicher als bei dem Gebläse mit Ventilen ist (s. Fig. 802, II), wo nach Zurücklegung eines kleinen Kolbenweges eine ziemlich constante Pressung eintritt. Vor Allem geht aus der Vergleichung der Curven I und II in Fig. 803 hervor, daß durch eine größere Geschwindigkeit und durch ein größeres Zurückbleiben des Schiebers die Wirkung des Schiebergebläses herabgezogen wird. (S. Publication industr. par M. Armengaud aîné, Vol. XII.)

§. 191. **Widerstand der Ventilgebläse.** Die theoretisch erforderliche Arbeit eines Cylindergebläses, dessen Cylinderquerschnitt *F* und dessen Kolbenhub *s* ist, bestimmt sich nach Thl. I zu

$$\frac{\alpha}{\alpha + 1} \left[ \left( \frac{p_1}{p} \right)^{\frac{\alpha-1}{\alpha}} - 1 \right] p F s = A_0 \dots \dots \dots (1)$$

wenn  $p = b\gamma$  die Pressung der atmosphärischen Luft und  $p_1 = (b + h)\gamma$  diejenige im Windregulator bedeutet. Außerdem sind noch gewisse Nebenhindernisse zu überwinden, welche außer durch die Kolbenreibung durch die Widerstände hervorgerufen werden, welche der Luft beim Durchgange durch die Ventilöffnungen und durch die Leitungsröhre zwischen dem Gebläse und dem Regulator dargeboten werden.

Fig. 804.



Bezeichnet man mit  $p'$  die Pressung der Luft hinterhalb des Kolbens *K*, Fig. 804, auf der Seite *A*, auf welcher die Saugwirkung stattfindet, so ist



nach §. 187 der Ueberdruck  $p - p' = z_1 \gamma$  der Atmosphäre über die Spannung der Luft im Cylinder durch

$$z_1 \gamma = \frac{G_1 b_1}{F_1 a_1}$$

gegeben, wenn, wie dort  $F_1$  die Ventilfläche,  $G_1$  das Gewicht der Ventilklappe,  $b_1$  deren Hebelarm und  $a_1$  die halbe Ventilbreite bedeutet. In Folge dieses Ueberdruckes ist daher bei der Bewegung des Kolbens die Arbeit

$$A_1 = z_1 \gamma F s = \frac{G_1 b_1}{F_1 a_1} F s \dots \dots \dots (2)$$

zu verrichten.

Ferner ist die unmittelbar hinter dem Druckventile vom Querschnitte  $F_2$  erforderliche Pressung um den Reibungswiderstand im Windrohre größer als die Pressung  $p_1$  im Regulator, also um

$$q = \xi \frac{l}{d_3} \frac{v_3^2}{2g} \gamma_1,$$

wenn  $l$  die Länge,  $d_3$  den Durchmesser der Leitungsröhre und  $v_3$  die mittlere Geschwindigkeit des Windes darin, sowie  $\gamma_1$  die Dichtigkeit desselben bedeutet.

Zur Offenhaltung des Druckventils vom Querschnitte  $F_2$ , dem Gewichte  $G_2$ , dem Hebelarme  $b_2$  und der halben Breite  $a_2$  muß nun im Cylinder auf der Druckseite  $B$  vor dem Kolben ein Ueberdruck  $z_2 \gamma_1$  vorhanden sein, welcher sich gleichfalls nach §. 187 durch

$$z_2 \gamma_1 = \frac{G_2 b_2}{F_2 a_2}$$

ergiebt. Der gesammte Ueberdruck auf der Vorderseite  $B$  des Kolbens über den Druck  $p_1$  des Regulators giebt sich daher zu

$$z_2 \gamma_1 + q = \frac{G_2 b_2}{F_2 a_2} + \xi \frac{l}{d_3} \frac{v_3^2}{2g} \gamma_1,$$

so daß durch das Druckventil und die Windleitung ein weiterer Arbeitsbetrag bei jedem einfachen Kolbenlaufe resultirt von

$$A_2 = \left( \frac{G_2 b_2}{F_2 a_2} + \xi \frac{l}{d_3} \frac{v_3^2}{2g} \gamma_1 \right) F s \dots \dots \dots (3)$$

Setzt man nun in bekannter Weise die Kolbenreibung gleich  $4 \varphi \frac{b}{d} K$ , unter  $K$  die Kolbenkraft, unter  $d$  den Kolbendurchmesser und unter  $b$  die Liderungsbreite sowie unter  $\varphi$  den Reibungscoefficienten verstanden, so erhält man schließlich die gesammte Arbeit eines einfachen Kolbenshubes für die doppelwirkende Gebläsemaschine zu

$$A = \left(1 + 4 \varphi \frac{b}{d}\right) (A_0 + A_1 + A_2) =$$

$$\left(1 + 4 \varphi \frac{b}{d}\right) \left\{ \frac{\alpha}{\alpha - 1} \left[ \left(\frac{p_1}{p}\right)^{\frac{\alpha - 1}{\alpha}} - 1 \right] p + \frac{G_1 b_1}{F_1 a_1} + \frac{G_2 b_2}{F_2 a_2} + \xi \frac{l}{d_3} \frac{v_3^2}{2g} \gamma_1 \right\} F_3 \quad (4)$$

worin man

$$\frac{p_1}{p} = \frac{b + h}{b} \quad \text{und} \quad v_3 = \frac{F}{F_3} v$$

zu setzen hat, unter  $F_3$  den Querschnitt der Windleitung verstanden. Liefert das Gebläse in der Minute  $n$  Cylindersfüllungen in den Regulator, so ist die erforderliche Leistung pro Secunde:

$$L = \frac{n}{60} A \dots \dots \dots (5)$$

Hierbei ist zu bemerken, daß die vorstehende Ermittlung der den Ueberdruck hinter den Ventilkappen messenden Flüssigkeitsssäulen  $z_1$  und  $z_2$  auf der Voraussetzung beruht, daß die von den Ventilen gewährten Oeffnungen genügend groß sind, so daß die mit dem Durchgange der Luft durch diese Oeffnungen verbundenen Druckhöhenverluste nicht größer ausfallen, als jene aus den Ventiltgewichten  $G_1$  und  $G_2$  hergeleiteten Höhen  $z_1$  und  $z_2$ . Beim Durchgange der Luft durch die Oeffnung der Saugklappe, welche an der engsten Stelle mit  $F'_m$  bezeichnet sein mag, geht nämlich die maximale Geschwindigkeit  $v_m$  der Luft plötzlich in eine kleinere Geschwindigkeit  $v_n$  über, und es ist hiermit nach Zhl. I ein Verlust an Geschwindigkeitshöhe verbunden, welcher sich durch  $\frac{(v_m - v_n)^2}{2g}$  ausdrückt. Bezeichnet daher  $\alpha$  den Contractioncoefficienten für die Ventilöffnung  $F'_m$  des Saugventils \*), so hat man für dieses Ventil, hinter welchem die Geschwindigkeit  $v_n$  der Luft gleich derjenigen  $v$  des Kolbens zu setzen ist:

$$\frac{(v_m - v_n)^2}{2g} = \frac{(v_m - v)^2}{2g} = \left(\frac{v_m}{v} - 1\right)^2 \frac{v^2}{2g} = \left(\frac{F}{\alpha F'_m} - 1\right)^2 \frac{v^2}{2g}$$

Soll daher die hinter dem Saugventile als ruhend anzunehmende atmosphärische Luft nach dem Durchtritte durch das Ventil dem Kolben mit der Geschwindigkeit  $v$  folgen, so gehört hierzu ein Ueberschuß  $z_1'$  an Druckhöhe der Atmosphäre über der Pressungshöhe im Saugraume des Cylinders, welcher durch

$$z_1' = \left[ \left(\frac{F}{\alpha F'_m} - 1\right)^2 + 1 \right] \frac{v^2}{2g}$$

bestimmt ist. Ist dieser Werth  $z_1'$  nun größer als der oben angenommene Werth

\*) Diese Mündung  $F'_m$  ist zu unterscheiden von dem Ventilquerschnitte  $F_1$  des Saugventils, es hängt  $F'_m$  von der Eröffnungsweite des Ventils ab, und als der größte Betrag von  $F'_m$  ist der Ventilquerschnitt  $F_1$  anzusehen.

$$z_1 = \frac{G_1 b_1}{F_1 a_1 \gamma'}$$

so hat man diesen größeren Werth  $z_1'$  in die Rechnung zur Bestimmung der Arbeit  $A$  einzuführen, während

$$z_1 = \frac{G_1 b_1}{F_1 a_1 \gamma}$$

zu wählen ist, sobald  $z_1'$  kleiner als  $z_1$  ausfällt. In diesem Falle wird das Ventil sich nur so weit eröffnen, daß die dargebotene Mündung

$$F_m' = \frac{F}{\alpha \left[ \sqrt{\frac{G_1 b_1}{F_1 a_1 \gamma} \frac{2g}{v^2} - 1} + 1 \right]}$$

beträgt, wie man durch Gleichsetzung der beiden Werthe von  $z_1$  und  $z_1'$  für die Widerstandshöhe des Ventils erkennt.

In gleicher Weise hat man für das Druckventil, dessen Oeffnung  $F_m''$  sein mag, den Verlust an Druckhöhe beim Durchgange durch das Ventil

$$\begin{aligned} \frac{(v_m - v_n)^2}{2g} &= \frac{(v_m - v_3)^2}{2g} = \left( \frac{v_m}{v_3} - 1 \right)^2 \frac{v_3^2}{2g} = \left( \frac{F_3}{\alpha F_m''} - 1 \right)^2 \frac{v_3^2}{2g} \\ &= \left( \frac{F_3}{\alpha F_m''} - 1 \right)^2 \left( \frac{F'}{F_3} \right)^2 \frac{v^2}{2g}. \end{aligned}$$

Soll daher auch hier die hinter dem Druckventile mit der Kolbengeschwindigkeit  $v$  bewegte Luft nach dem Durchgange durch das Ventil mit der Geschwindigkeit  $v_3 = \frac{F}{F_3} v$  durch die Windleitung sich fortbewegen, so gehört hierzu ein Ueberfluß  $z_2'$  an Preßungshöhe im Cylinder, der durch

$$z_2' + \frac{v^2}{2g} = \left[ \left( \frac{F_3}{\alpha F_m''} - 1 \right)^2 + 1 \right] \left( \frac{F'}{F_3} \right)^2 \frac{v^2}{2g}$$

bestimmt ist. In Betreff von  $z_2$  und  $z_2'$  lassen sich die nämlichen Betrachtungen anstellen, wie hinsichtlich  $z_1$  und  $z_1'$ ; auch hier wird man den größeren der beiden Werthe von  $z_2$  und  $z_2'$  bei der Ermittlung der Arbeit  $A$  zu Grunde legen müssen.

Beispiel. Ein Cylindergebläse besteht aus zwei doppelwirkenden Cylindern von 1,5 m Durchmesser und es macht jeder Kolben in der Minute 15 Doppelhübe von 1,6 m Länge. Es soll der erforderliche Arbeitsaufwand bestimmt werden, wenn bei einem Barometerstande  $b = 0,760$  m Wind von 0,160 m Quecksilberäule Ueberdruck erzeugt wird? Hier ist das theoretische Luftquantum jedes einfachen Kolbenlaufes

$$V = F s = \frac{\pi \cdot 1,5^2}{4} 1,6 = 2,827 \text{ cbm,}$$

und die theoretische Arbeitsleistung

$$\begin{aligned} A_0 &= \frac{z}{z-1} \left[ \left( \frac{b+h}{b} \right)^{\frac{z-1}{z}} - 1 \right] p \cdot V = 3,381 \left[ \left( \frac{920}{760} \right)^{0,2958} - 1 \right] 0,760 \cdot 13600 V \\ &= 2031,6 V \text{ mkg.} \end{aligned}$$



Ist das Hebelarmverhältniß der Ventile  $\frac{b_1}{a_1} = \frac{b_2}{a_2} = \frac{1}{2}$  und das Gewicht derselben pro Quadratmeter Ventilfläche  $\frac{G_1}{F_1} = \frac{G_2}{F_2} = 100 \text{ kg}$ , so findet sich die Arbeit für den Durchgang der Saugventile nach (2)

$$A_1 = \frac{G_1 b_1}{F_1 a_1} F s = \frac{1}{2} 100 V = 50 V \text{ mkg.}$$

Ist das Verhältniß der Länge  $l$  der Windleitung zu deren mittlerer Weite  $\frac{l}{d_3} = 20$ , ist ferner der Querschnitt der Windleitung  $F_3 = 0,06 F$  und das specifische Gewicht des Windes  $\gamma_1 = 1,56 \text{ kg}$ , so hat man bei einem Reibungscoefficienten der Luft  $\zeta = 0,024$  die der Reibung entsprechende Höhe

$$e = \zeta \frac{l}{d_3} \frac{v_3^2}{2g} \gamma_1 = \zeta \frac{l}{d_3} \left(\frac{F}{F_3}\right)^2 \frac{v^2}{2g} \gamma_1 = \frac{0,024 \cdot 20 \cdot 1,56}{0,06^2 \cdot 2 \cdot 9,81} v^2 = 10,6 v^2,$$

wenn für  $v^2$  das mittlere Quadrat der Kolbengeschwindigkeit  $v$  zu setzen ist. Nun ist die mittlere Kolbengeschwindigkeit  $\frac{15 \cdot 2 \cdot 1,6}{60} = 0,8 \text{ m}$ , und man hat nach Thl. II als mittleres Geschwindigkeitsquadrat  $1,645 \cdot 0,8^2 = 1,053$  zu setzen, so daß  $e = 10,6 \cdot 1,053 = 11,16$  wird. Daher erhält man die durch das Druckventil und die Windleitung verzehrte Arbeit

$$A_3 = \left(\frac{G_2 b_2}{F_2 a_2} + \zeta \frac{l}{d_3} \frac{v_3^2}{2g} \gamma_1\right) F s = (50 + 11,16) V = 61,16 V.$$

Führt man noch den Reibungscoefficienten für die Kolbenliderung  $\varphi = \frac{1}{4}$  ein, und nimmt eine Breite der Liderung  $b = 0,1 \text{ m}$  an, setzt also

$$4 \varphi \frac{b}{d} = \frac{0,1}{1,5} = 0,067,$$

so erhält man schließlich die ganze zu einem einfachen Kolbenlaufe erforderliche Arbeit

$$A = \left(1 + 4 \varphi \frac{b}{d}\right) (A_0 + A_1 + A_2) = 1,067 (2031,6 + 50 + 61,16) V \\ = 2286 V \text{ mkg,}$$

und da  $V = 2,827 \text{ cbm}$  gefunden wurde, so folgt

$$A = 2286 \cdot 2,827 = 6462 \text{ mkg.}$$

Dieser Werth giebt auch die Leistung pro Secunde, da die Maschine in jeder Minute  $2 \cdot 2 \cdot 15 = 60$  einfache Hübe macht, und daher bestimmt sich die erforderliche Stärke der Maschine zu

$$\frac{6462}{75} = 86,2 \text{ Pferdekraften.}$$

Die Höhe  $z_1$  des Ueberdrucks der äußeren Atmosphäre über den Saugraum beträgt hier

$$z_1 = \frac{G_1 b_1}{F_1 a_1 \gamma} = \frac{1}{2} \frac{100}{1,294} = 38,64 \text{ m,}$$

und es muß daher, damit diese Ueberdruckhöhe genügt, um die Widerstände des Durchganges der Luft durch die Saugventile zu überwinden, die Oeffnung der

Saugventile  $F'_m$  unter Annahme eines Contractionscoefficienten  $\alpha = 0,7$  mindestens den Betrag haben:

$$F'_m = \frac{F}{\alpha \left[ \sqrt{\frac{G_1 b_1}{F_1 a_1 \gamma} \frac{2g}{v^2} - 1} + 1 \right]} = \frac{F}{0,7 \left[ \sqrt{38,64 \frac{2 \cdot 9,81}{1,053} - 1} + 1 \right]}$$

$$= \frac{F}{19,5} = 0,05 F.$$

Eine solche Durchgangsöffnung wird sich hier mit Sicherheit erwarten lassen, da man den Querschnitt der Saugventile meistens viel größer anzunehmen pflegt (s. §. 197).

**Widerstand der Schiebergebläse.** Die theoretisch erforderliche §. 192. Arbeit ist auch hier bei dem Cylinderquerschnitte  $F$  für jeden einfachen Kolbenhub von der Länge  $s$  gegeben durch:

$$\frac{\alpha}{\alpha - 1} \left[ \left( \frac{p_1}{p} \right)^{\frac{\alpha - 1}{\alpha}} - 1 \right] p F s = A_0.$$

Nebenhindernisse entstehen hierbei durch die Reibung des Kolbens sowohl wie durch diejenige des Schiebers und aus den Druckverlusten beim Durchgange der Luft durch die Saug- und Drucköffnungen, sowie durch die Reibung der Luft in der Windleitung. Während der letztgedachte Widerstand der Windleitung sich ebenso wie bei den Ventilgebläsen berechnet, sind hier die Druckverluste beim Durchgange der Luft durch die Schieberöffnungen in anderer Weise zu ermitteln, als bei den Ventilgebläsen, bei welchen die betreffenden Ueberdrücke genügend sein müssen, die Ventile zu eröffnen, während die Eröffnung der Luftwege hier direct durch die Kurbelwelle geschieht. Diese Widerstände beim Eintritt der Luft in den Cylinder und beim Austritte aus demselben bestimmen sich hier lediglich aus den Druckhöhenverlusten, welche nach den Gesetzen der Hydraulik mit dem Durchgange durch Verengungen verbunden sind, und es hängt die Größe dieser Widerstände wesentlich von der Größe der Durchgangsöffnungen ab. Da nun in Folge der schleichenden Schieberbewegung die Durchgangscanäle allmähig geöffnet werden im Gegensatze zu den Ventilgebläsen, bei denen ein fast momentanes Eröffnen stattfindet, so sind diese Druckverluste während eines Kolbenlaufes von veränderlicher Größe und können etwa in folgender Weise bestimmt werden.

Bezeichnet  $F_m$  den Querschnitt der Saugöffnung des Schiebers in irgend einem Augenblicke, und  $\alpha$  den Contractionscoefficienten, so bestimmt sich der Druckverlust beim Saugen zu

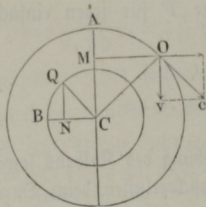
$$\frac{(v_m - v_n)^2}{2g} = \frac{(v_m - v)^2}{2g} = \left( \frac{F}{\alpha F_m} - 1 \right)^2 \frac{v^2}{2g} = \left( \frac{F}{\alpha b x} - 1 \right)^2 \frac{v^2}{2g},$$

wenn  $b$  die Breite der Canäle und  $x$  die veränderliche Schieberöffnung bedeutet. Da nun  $\alpha b x$  gegen  $F$  immer nur klein ist, so kann man für obigen Ausdruck genau genug

$$\left(\frac{F}{\alpha b x}\right)^2 \frac{v^2}{2g}$$

setzen. Nimmt man eine kleine Schieberbedeckung und folglich auch ein unbedeutendes Zurückbleiben des Schiebers an, so läßt sich  $\frac{v}{x}$  wie folgt bestimmen. Während der Kolben den Weg  $AM = \sigma$ , Fig. 805, und die Kurbelwarze den Bogen  $AO$  zurücklegt, durchläuft der Schieber den Weg  $NQ = x$  und es ist  $\frac{x}{r_1} = \frac{y}{r}$ , unter  $r$  den Halbmesser  $CA$  der Kurbel, unter  $r_1$  denjenigen  $CB$  des Excenters und unter  $y$  die auf  $CA$  senkrechte Ordinate  $OM$  verstanden. Bezeichnet nun noch  $v$  die Geschwindigkeit des Kolbens und  $c$  diejenige der Kurbelwarze, so hat man auch

Fig. 805.



$$\frac{v}{c} = \frac{y}{r},$$

und daher findet sich

$$\frac{v}{c} = \frac{x}{r_1} \quad \text{oder} \quad \frac{v}{x} = \frac{c}{r_1},$$

so daß man den Druckhöhenverlust beim Saugen zu

$$\left(\frac{F}{\alpha b r_1}\right)^2 \frac{c^2}{2g}$$

findet. Noch ist bei einer kleinen Schieberbedeckung  $r_1$  nahe gleich der Canalweite  $a$ , so daß man  $b r_1 = b a = F_1$  setzen kann, wenn  $F_1$  den Canalquerschnitt bedeutet, und man findet daher den Druckhöhenverlust beim Einsaugen gleich

$$\left(\frac{F}{\alpha F_1}\right)^2 \frac{c^2}{2g}.$$

Soll daher die ruhende atmosphärische Luft nach dem Durchtritte durch die Saugöffnung dem Kolben mit der Geschwindigkeit  $v$  folgen, so gehört hierzu eine Ueberdruckhöhe  $z_1$  der Atmosphäre über die Höhe der Pressung  $p'$  im Saugraume des Cylinders von

$$z_1 = \left(\frac{F}{\alpha F_1}\right)^2 \frac{c^2}{2g} + \frac{v^2}{2g},$$



so daß die entsprechende einem einfachen Kolbenlaufe zugehörige Arbeit durch

$$A_1 = z_1 \gamma F s = \frac{\gamma F s}{2g} \left[ \left( \frac{F}{\alpha F_1} \right)^2 c^2 + v^2 \right]$$

ausgedrückt ist.

In ähnlicher Weise bestimmt sich der Arbeitsverlust für den Uebergang der Luft aus dem Cylinder durch die Schieberhöhlung nach dem Druckrohre. Ist  $F_2$  der Querschnitt des Windstromes im Schieberaume und  $v_2 = \frac{F}{F_2} v$  die Geschwindigkeit daselbst, so hat man bei völliger Eröffnung der Austrittsmündung den Druckhöhenverlust des Ueberganges gleich

$$\left( \frac{F_2}{\alpha F_1} - 1 \right)^2 \frac{v_2^2}{2g} = \left( \frac{F_2}{\alpha F_1} - 1 \right)^2 \left( \frac{F}{F_2} \right)^2 \frac{v^2}{2g}.$$

Da aber auch hier ein allmähiges Eröffnen und Verschließen der Austrittsöffnung stattfindet, so hat man, wie bei der Saugwirkung, die Kurbelgeschwindigkeit  $c$  anstatt der Kolbengeschwindigkeit  $v$  anzuführen und findet den durchschnittlichen Druckhöhenverlust zu

$$\left( \frac{F_2}{\alpha F_1} - 1 \right)^2 \left( \frac{F}{F_2} \right)^2 \frac{c^2}{2g} = z_2'.$$

Hierzu kommt der Verlust an Druckhöhe beim Uebergange der Luft aus der Schieberhöhlung vom Querschnitte  $F_2$  in die Windleitung, deren Querschnitt  $F_3$  ist, mit dem Betrage

$$\left( \frac{F_3}{F_2} - 1 \right)^2 \frac{v_3^2}{2g} = \left( \frac{F_3}{F_2} - 1 \right)^2 \left( \frac{F}{F_3} \right)^2 \frac{v^2}{2g} = z_2''.$$

Endlich hat man die Druckhöhe, welche zur Erzeugung der Geschwindigkeit  $v_3$  in der Leitung und zur Ueberwindung des Röhrenwiderstandes daselbst erforderlich ist, gleich

$$\left( 1 + \xi \frac{l}{d_3} \right) \frac{v_3^2}{2g} = \left( 1 + \xi \frac{l}{d_3} \right) \left( \frac{F}{F_3} \right)^2 \frac{v^2}{2g} = z_2'''$$

zu setzen.

Wenn daher wieder  $z_2$  den Ueberschuß der Pressungshöhe auf der Druckseite des Kolbens über diejenige im Regulator bezeichnet, so hat man zur Bestimmung von  $z_2$  die Gleichung

$$z_2 = z_2' + z_2'' + z_2''' = \left( \frac{F_2}{\alpha F_1} - 1 \right)^2 \left( \frac{F}{F_2} \right)^2 \frac{c^2}{2g} + \left( \frac{F_3}{F_2} - 1 \right)^2 \left( \frac{F}{F_3} \right)^2 \frac{v^2}{2g} + \left( 1 + \xi \frac{l}{d_3} \right) \left( \frac{F}{F_3} \right)^2 \frac{v^2}{2g}.$$

Daher wird durch diese Widerstände bei jedem Kolbenlaufe ein Arbeitsbetrag

$$A_2 = z_2 \gamma_1 F s$$

aufgezehrt, und es bestimmt sich wieder wie im vorigen Paragraphen die gesammte Arbeit eines einfachen Kolbenshubes für ein doppeltwirkendes Schiebergebläse zu:

$$A = \left(1 + 4 \varphi \frac{b}{d}\right) (A_0 + A_1 + A_2)$$

$$= \left(1 + 4 \varphi \frac{b}{d}\right) \left\{ \frac{\kappa}{\kappa - 1} \left[ \left(\frac{p_1}{p}\right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right] p + z_1 \gamma + z_2 \gamma_1 \right\} F s,$$

worin  $z_1$  und  $z_2$  die oben ermittelten Werthe haben. Hierin ist die Arbeit zur Bewegung des Schiebers noch nicht einbegriffen, weshalb derselben noch besonders Rechnung zu tragen ist.

Beispiel. Wenn man bei dem im vorhergehenden Paragraphen behandelten Gebläse die Ventile durch Schieber ersetzt, und die Verhältnisse

$$\frac{F_1}{F} = 0,06, \quad \frac{F_2}{F} = 0,1, \quad \frac{F_3}{F} = 0,16 \quad \text{und} \quad \frac{l}{d_3} = 20, \quad \text{sowie} \quad \alpha = 0,7$$

setzt, so erhält man, da hier wieder

$$v^2 = 1,645 \cdot 0,8^2 = 1,053 \quad \text{und} \quad c = \frac{\pi}{2} \cdot 0,8 = 1,26, \quad \text{also} \quad c^2 = 1,588$$

ist, für  $z_1$  und  $z_2$  folgende Werthe:

$$z_1 = \left(\frac{1}{0,7 \cdot 0,06}\right)^2 1,588 \cdot 0,051 + 1,053 \cdot 0,051 = 45,9 + 0,05 = \text{rot. } 46 \text{ m,}$$

$$z_2 = \left(\frac{10}{0,7 \cdot 6} - 1\right)^2 100 \cdot 1,588 \cdot 0,051 + (1,6 - 1)^2 \left(\frac{100}{16}\right)^2 1,053 \cdot 0,051$$

$$+ (1 + 0,024 \cdot 20) \frac{1,053 \cdot 0,051}{0,16^2}$$

$$= 15,44 + 0,75 + 3,01 = 19,2 \text{ m.}$$

Daher folgt mit  $\gamma = 1,294$  und  $\gamma_1 = \frac{760 + 160}{760} \gamma = 1,56$ :

$$A_1 = z_1 \gamma F s = 46 \cdot 1,294 V = 59,5 V$$

$$A_2 = z_2 \gamma_1 F s = 19,2 \cdot 1,56 V = 29,95 V,$$

und da  $A_0 = 2031,6 V$  und  $V = 2,827 \text{ cbm}$  sowie  $1 + 4 \varphi \frac{b}{d} = 1,067$  gefunden wurde, so folgt die ganze Arbeit pro Hub, also auch pro Secunde zu

$$A = 1,067 (2031,6 + 59,5 + 29,95) 2,827 = 6398 \text{ mkg,}$$

entsprechend 85,3 Pferdekraften, fast wie bei dem Ventilgebläse.

§. 193. Grösse der Windregulatoren. Ein anderer Gegenstand der Berechnung ist die Grösse des Windregulators. Um sich hierzu die nöthige Grundlage zu verschaffen, denke man ein doppeltwirkendes Cylindergebläse mit einem Cylinder und setze voraus, daß dessen Kolben mittelst eines gleich-

förmig umlaufenden Krummzapfens in Bewegung gesetzt werde, während der Wind gleichförmig aus dem Regulator abströmt, welches letztere natürlich nur annähernd richtig ist. Zuerst legt der Gebläsekolben *K*, Fig. 806, einen gewissen Weg  $AE = s_1$  zurück, wobei die Luft comprimirt wird, und noch gar kein Wind in den Regulator übertritt. Bezeichnet  $s = 2r$  den ganzen Kolbenhub *AB*,  $b$  den Barometer- und  $h$  den Manometerstand, so ist

$$s_1 = \frac{h}{b + h} 2r \dots \dots \dots (1)$$

und daher für den entsprechenden Umdrehungswinkel  $ACD = \theta$  der Kurbelwarze *D*, für welchen die Luft im Cylinder eine Pressung gleich derjenigen im Regulator angenommen hat:

Fig. 806.

$$\cos \theta = \frac{r - s_1}{r} = 1 - \frac{2h}{b + h} \dots (2)$$

oder

$$\sin \frac{\theta}{2} = \sqrt{\frac{h}{b + h}} \dots \dots \dots (3)$$

Für eine andere Warzenstellung *O* bei dem Drehungswinkel  $ACO = \beta$  und dem Kolbenwege  $AP = x = r(1 - \cos \beta)$  beträgt das in den Regulator eingeführte Windquantum per Einheit der Kolbenfläche:

$$\overline{EP} = x - s_1 = r(1 - \cos \beta) - s_1,$$

wogegen das aus dem Regulator abgeflossene, auf die Dichtigkeit des Windes in denselben reducirte Windquantum:

$$\frac{b}{b + h} \frac{AO}{AOB} 2r = \frac{b}{b + h} \frac{\beta}{\pi} 2r$$

ist. Es folgt daher der veränderliche Ueberschuß der aus dem Regulator abgeflossenen Windmenge über die zugeführte:

$$y = \frac{b}{b + h} \frac{\beta}{\pi} 2r - r(1 - \cos \beta) + s_1 \dots \dots (4)$$

Derselbe ist ein Maximum oder Minimum für  $\frac{\partial y}{\partial \beta} = 0$ , d. i. für

$$\sin \beta = \frac{2}{\pi} \frac{b}{b + h} \dots \dots \dots (5)$$

annähernd

$$\sin \beta = \frac{2}{\pi} \left(1 - \frac{h}{b}\right),$$



oder für sehr kleine Windpressungen, für

$$\sin \beta = \frac{2}{\pi}.$$

Dem spitzen Winkelwerthe ( $\beta_1$ ), welcher diesem Sinus zukommt, entspricht das Maximum  $y_1$  und dem stumpfen ( $\beta_2$ ) das Minimum  $y_2$  von  $y$ . Hat man beide eminenten Werthe gefunden, so folgt die größte Veränderung der Windmenge im Regulator  $= y_1 - y_2$ . Ist  $F$  der Inhalt der Kolbenfläche sowie  $W$  der des Regulators, so hat man für die größte Veränderung  $z$  der Windpressung, nach dem Mariotte'schen Gesetze:

$$\frac{b + h - z}{b + h} = \frac{W - F (y_1 - y_2)}{W},$$

oder

$$\frac{z}{b + h} = \frac{y_1 - y_2}{W} F \dots \dots \dots (6)$$

Bezeichnet man noch den Inhalt  $F \cdot 2r$  des Gebläsechylinders durch  $V$ , so hat man auch

$$\frac{z}{b + h} = \frac{y_1 - y_2}{2Wr} V \dots \dots \dots (7)$$

Giebt man nun das Verhältniß  $v = \frac{z}{b + h}$  der größten Pressungsdifferenz zur mittleren Windpressung, so folgt die erforderliche Größe des Regulators:

$$W = \frac{y_1 - y_2}{2r} \frac{V}{v} \dots \dots \dots (8)$$

oder giebt man das Verhältniß  $\delta = \frac{z}{h}$  der Differenz  $z$  zum mittleren Manometerstande, so ist der nöthige Fassungsraum des Regulators mit Rücksicht auf (4):

$$\begin{aligned} W &= \frac{y_1 - y_2}{2r} \frac{b + h}{\delta h} V \\ &= \left( b \frac{\beta_1 - \beta_2}{\pi} + (b + h) \frac{\cos \beta_1 - \cos \beta_2}{2} \right) \frac{V}{\delta h} \dots \dots (9) \end{aligned}$$

Bei sehr kleinen Pressungen entsprechen  $\sin \beta = \frac{2}{\pi}$  die Winkel

$$\beta_1 = 39^\circ 32' \text{ und } \beta_2 = 140^\circ 28',$$

wonach sich dann

$$y_1 = 0,2105 r \text{ sowie } y_2 = - 0,2105 r,$$

und daher

$$W = 0,2105 \frac{b}{\delta h} V \dots \dots \dots (10)$$

bestimmt.

Setzt man  $\theta = \beta_1$ , so erhält man nach (3):

$$\frac{h}{b+h} = \left( \sin \frac{\beta_1}{2} \right)^2 = (\sin 19^\circ 46')^2 = (0,3382)^2 = 0,1145.$$

Ist nun  $\theta > \beta_1$  oder  $\frac{h}{b+h} > 0,1145$ , so tritt der Maximalwerth  $y_1$  bei dem Drehungswinkel  $\theta$  ein, für welchen dann, weil  $r(1 - \cos \theta) = s_1$  ist, nach (4):

$$y_1 = \frac{b}{b+h} \frac{\theta}{\pi} 2r$$

ausfällt, während der Minimalwerth  $y_2$  unverändert bleibt.

Dieselbe Bestimmung gilt auch für zwei einfachwirkende Gebläsecylinder mit diametral gegenüber gestellten Kurbeln, welche den Wind in denselben Regulator blasen; besteht dagegen das Gebläse aus zwei doppeltwirkenden Cylindern, so ist eine andere, im Folgenden entwickelte Formel in Anwendung zu bringen.

Da hier eine Kurbelwarze der anderen um  $\frac{\pi}{2} = 90^\circ$  vorausgeht, so ist nach (4) zu setzen:

$$\begin{aligned} y &= \frac{b}{b+h} \frac{\beta}{\pi} 2r - r(1 - \cos \beta) + s_1 + \frac{b}{b+h} \frac{\pi + 2\beta}{\pi} r \\ &\quad - r(1 + \sin \beta) + s_1 \\ &= \frac{b}{b+h} \left( 1 + \frac{4}{\pi} \beta \right) r - (2 - \cos \beta + \sin \beta) r + 2s_1 \dots \dots (11) \end{aligned}$$

Aus  $\frac{\partial y}{\partial \beta} = 0$  erhält man das Maximum oder Minimum dieser veränderlichen Differenz für

$$\sin \beta + \cos \beta = \frac{b}{b+h} \frac{4}{\pi},$$

wonach

$$\sin 2\beta = \left( \frac{b}{b+h} \frac{4}{\pi} \right)^2 - 1 \dots \dots \dots (12)$$

folgt.

Setzt man den kleineren Werth ( $\beta_1$ ), welcher diesem Sinus zukommt, in die Formel (11) ein, so erhält man den Maximalwerth  $y_1$ , und führt man den größeren Winkelwerth ( $\beta_2$ ) ein, so stellt sich der Minimalwerth heraus; übrigens ist aber der Fassungsraum  $W$  ganz nach Formel (9) zu berechnen, und daher

$$W = \left( \frac{2}{\pi} (\beta_1 - \beta_2) b + [(\cos \beta_1 - \cos \beta_2) - (\sin \beta_1 - \sin \beta_2)] \frac{b+h}{2} \right) \frac{V}{\delta h} \quad (13)$$

zu setzen.

Fällt  $\beta_1 < \theta$  aus, so muß man  $y_1$  aus  $\theta$  berechnen, und daher

$$W = \left( \frac{2}{\pi} (\theta - \beta_2) b + [(\cos \theta - \cos \beta_2) - (\sin \theta - \sin \beta_2)] \frac{b+h}{2} \right) \frac{V}{\delta h} \quad (13^a)$$

setzen.

Für sehr kleine Pressungen hat man  $\sin 2\beta = \left( \frac{4}{\pi} \right)^2 - 1 = 0,6210$ ,

also

$$2\beta_1 = 38^\circ 24' \text{ und } 2\beta_2 = 141^\circ 36',$$

oder

$$\beta_1 = 19^\circ 12' \text{ und } \beta_2 = 70^\circ 48',$$

und es ist hiernach

$$y_1 = 0,0422 r \text{ sowie } y_2 = -0,0422 r,$$

so daß nun

$$W = 0,0422 \frac{b}{\delta h} V \dots \dots \dots (14)$$

folgt.

Gewöhnlich begnügt man sich mit dem Regulierungsgrade

$$\delta = \frac{z}{h} = 0,04 \text{ bis } 0,06.$$

Beispiel. Wenn ein ein cylindrisches Kolbengebläse mit doppelter Wirkung bei einem Barometerstande von 750 mm Wind vom Manometerstande  $h = 50$  mm erzeugt, so ist der erforderliche Fassungsraum des Windregulators für einen Ungleichförmigkeitsgrad  $\delta = 0,05$

$$W = 0,2105 \frac{b}{\delta h} V = 0,2105 \frac{750}{0,05 \cdot 50} V = 63,15 V.$$

Wenn aber dieses Gebläse dazu bestimmt ist, Wind von 150 mm Ueberdruck zu erzeugen, wenn also

$$\frac{h}{b} = \frac{150}{750} = 0,2 \text{ und } \frac{h}{b+h} = \frac{150}{900} = 0,1667$$

ist, so muß man die Bestimmung des Fassungsraumes  $W$  nach der Formel (9) vornehmen und darin  $\beta_1 = \theta$  setzen.

Es ist dann

$$\sin \frac{\theta}{2} = \sqrt{\frac{h}{b+h}} = \sqrt{0,1667} = 0,4083,$$



daher

$$\frac{\theta}{2} = 24^{\circ} 6' \text{ und } \beta_1 = \theta = 48^{\circ} 12',$$

dagegen hat man

$$\sin \beta_2 = \frac{2}{\pi} \frac{b}{b+h} = \frac{2}{\pi} \frac{750}{900} = 0,5305,$$

wonach sich  $\beta_2 = 180^{\circ} - 32^{\circ} 4' = 147^{\circ} 56'$  ergibt.

Nun folgt

$$\frac{\beta_1 - \beta_2}{\pi} b = \frac{48,2 - 147,93}{180} 750 = - 415,6$$

und

$$\frac{\cos \beta_1 - \cos \beta_2}{2} (b+h) = 0,7568 \cdot 900 = 681,1,$$

daher ergibt sich der erforderliche Fassungsraum des Windregulators:

$$\begin{aligned} W &= \left( \frac{\beta_1 - \beta_2}{\pi} b + \frac{\cos \beta_1 - \cos \beta_2}{2} (b+h) \right) \frac{V}{\delta h} \\ &= (681,1 - 415,6) \frac{V}{0,05 \cdot 150} = 35,4 V. \end{aligned}$$

Der Kolbenregulator regulirt den Wind ebenfalls nur unvollständig, weil in Folge der Kolbenreibung ein gewisser Kraftüberschuß nöthig ist, um den Kolben in Bewegung zu setzen. Ist  $F$  die Fläche,  $G$  die Belastung und  $R$  die Reibung des Regulatorkolbens, so hat man den mittleren Ueberdruck des Windes im Regulator:

$$p = \frac{G}{F},$$

den Maximalwerth des Ueberdruckes

$$p_1 = \frac{G+R}{F},$$

und den Minimalwerth desselben

$$p_2 = \frac{G-R}{F},$$

folglich die größte Differenz der Windpressung

$$p_1 - p_2 = \frac{2R}{F},$$

und ihr Verhältniß zum mittleren Ueberdruck

$$\delta = \frac{p_1 - p_2}{p} = \frac{2R}{G}.$$

Nun ist aber  $R = \varphi \pi d b p$ , wenn  $d$  den Durchmesser des Regulatorkolbens und  $b$  die Breite seines Liderungs Kranzes bezeichnet, daher folgt

$$\delta = \frac{2 \varphi \pi d b p}{F p} = 8 \varphi \frac{b}{d},$$

und ist, wie gewöhnlich,  $\delta$  gegeben, so hat man hieraus den erforderlichen Durchmesser des Kolbenregulators:

$$d = 8 \varphi \frac{b}{\delta},$$

zu berechnen. Wenn man  $\varphi = 0,25$  einsetzt, so folgt

$$d = 2 \frac{b}{\delta},$$

z. B. für  $\delta = 0,05$

$$d = 40 b.$$

Bei dem Glockenregulator mit Wasserabschluß sind die Bewegungshindernisse fast Null, und ist daher die Regulirung eine sehr vollkommene.

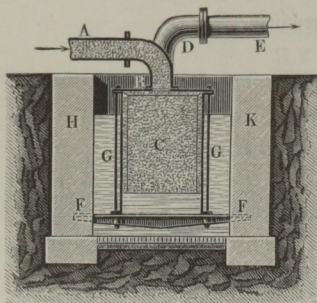
Anderes ist es aber bei dem sogenannten Wasserregulator, welcher aus einem feststehenden und von unten durch Wasser abgesperrten Reservoir besteht. Die Wirksamkeit desselben ist auf ähnliche Weise zu beurtheilen wie die des Gefäßregulators. Es sei wie oben die größte Veränderung der dem Regulator zugeführten Windmenge =  $F(y_1 - y_2)$  und die entsprechende Veränderung des Manometerstandes in einer Wassersäule gemessen =  $z$ . Bezeichnet man ferner den Querschnitt des eigentlichen Regulators  $C$ , Fig. 807, durch  $G$ , sowie den Querschnitt des Reservoirs  $HK$ , worin  $C$  steht (nach Abzug von  $G$ ) durch  $G_1$  und die dem  $z$  entsprechende Steigung oder Senkung des Wasserspiegels in  $C$  durch  $x$ , sowie die entsprechende Senkung oder Steigung der Oberfläche des Wassers in  $HK$  durch  $x_1$ , so hat man

$$Gx = G_1 x_1, \text{ daher } x_1 = \frac{G}{G_1} x$$

und

$$z = x + x_1 = \frac{G + G_1}{G_1} x.$$

Fig. 807.



Die durch Senkung des Wasserspiegels in  $C$  bewirkte Vergrößerung des Windraumes ist

$$Gx = \frac{G G_1}{G + G_1} z.$$

Man hat nun wie oben

$$\frac{b + h - z}{b + h} = \frac{W - [F(y_1 - y_2) - Gx]}{W}$$

oder

$$\frac{z}{b + h} = \frac{F(y_1 - y_2) - Gx}{W},$$

und daraus

$$\frac{z}{b+h} W = F (y_1 - y_2) - \frac{G G_1 z}{G + G_1}.$$

Führt man noch  $z = \delta h$  ein, so folgt

$$W = \left( F \frac{y_1 - y_2}{\delta h} - \frac{G G_1}{G + G_1} \right) (b + h),$$

oder, wenn man den Inhalt  $2 F r$  des Gebläsecylinders durch  $V$  bezeichnet:

$$W = \left( \frac{y_1 - y_2}{2r} \frac{V}{\delta h} - \frac{G G_1}{G + G_1} \right) (b + h) \dots (15)$$

Ist  $a$  die mittlere Höhe des Regulatorraumes  $C$ , so hat man

$$W = G a,$$

und daher

$$a = \left( \frac{y_1 - y_2}{2r} \frac{V}{\delta h} - \frac{G_1}{G + G_1} \right) (b + h) \dots (16)$$

Hierin sind  $b$  und  $h$  ebenso wie  $z$ ,  $x$  und  $x_1$  in Wasserfäulen auszu drücken.

Um einen möglichst kleinen Fassungsraum zu erhalten, muß man  $\frac{G_1}{G}$  sehr groß machen, also den Windkasten in ein großes Bassin, z. B. in einen Teich, stellen; dann ist  $\frac{G_1}{G + G_1} = 1$ , und daher

$$W = \left( \frac{y_1 - y_2}{2r} \frac{V}{\delta h} - G \right) (b + h),$$

oder

$$W \left( 1 + \frac{b+h}{a} \right) = \frac{y_1 - y_2}{2r} \frac{b+h}{\delta h} V,$$

und daher

$$W = \frac{y_1 - y_2}{2r} \frac{b+h}{\delta h} \frac{V}{1 + \frac{b+h}{a}} \dots (17)$$

Beispiel. Bei dem oben berechneten Trockenregulator haben wir für  $b = 750$ ,  $h = 150$  mm,  $\delta = 0,05$

$$\frac{y_1 - y_2}{2r} \frac{b+h}{\delta h} V = 35,4 V$$

gefunden; wendet man aber statt desselben einen in ein großes Bassin zu stellenden Wasserregulator an, dessen mittlerer Fassungsraum für den Wind die Höhe  $a = 2$  m hat, so ist die Größe dieses Raumes nur

$$W = \frac{35,4 V}{1 + \frac{0,900 \cdot 13,6}{2}} = \frac{35,4}{7,12} V = 4,97 V$$

zu machen.



§. 194. Grösse der Düsen. Aus dem von dem Gebläse in den Windregulator geführten Windquantum und aus der Pressung ( $h$ ) des Windes im Regulator ist nun der erforderliche Querschnitt  $F_\mu$  der Düsenmündungen zu bestimmen. Wäre die Düse unmittelbar an dem Windregulator angebracht, so würde das unter dem äusseren Drucke  $p$  gemessene Ausströmungsquantum nach der in Thl. I entwickelten Formel:

$$Q = \mu F_\mu \left(\frac{p_1}{p}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \sqrt{2g \frac{p_1}{\gamma_1} \frac{\kappa}{\kappa-1} \left[1 - \left(\frac{p}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right]}$$

$$= \mu F_\mu \left(\frac{b+h}{b}\right)^{0,296} \sqrt{2g \frac{p_1}{\gamma_1} \cdot 3,38 \left[1 - \left(\frac{b}{b+h}\right)^{0,296}\right]} \dots (1)$$

zu setzen, und hierin für Metermaß nach Thl. I:

$$\sqrt{2g \frac{p_1}{\gamma_1}} = 396 \sqrt{1 + 0,00367 \tau}$$

einzuführen sein, wo  $\tau$  die Temperatur des Windes im Regulator bezeichnet. Letztere kann man, wenn keine Winderhitzung stattfindet, der Temperatur der äusseren Luft gleichsetzen, denn wenn auch der Wind durch die Zusammendrückung von  $p$  auf  $p_1$  erwärmt wird, so verliert derselbe doch wieder einen großen Theil dieser Wärme durch die Abkühlung an den Wänden des Gebläsecylinders, der Windleitung und des Regulators.

Ist  $\tau_1$  die Wärme des Windes unmittelbar nach der Zusammendrückung, sowie  $\tau$  die Temperatur der eingesaugten Luft, so hat man

$$\frac{1 + \delta \tau_1}{1 + \delta \tau} = \left(\frac{b+h}{b}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = \left(1 + \frac{h}{b}\right)^{0,296}.$$

Annähernd ist

$$\left(\frac{b+h}{b}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 1 + \frac{\kappa-1}{\kappa} \frac{h}{b} - \frac{\kappa-1}{2\kappa^2} \left(\frac{h}{b}\right)^2,$$

daher folgt

$$\tau_1 = \tau + \frac{\kappa-1}{\kappa} \frac{h}{b} \left(1 - \frac{1}{2\kappa} \frac{h}{b}\right) \left(\tau + \frac{1}{\delta}\right),$$

oder da  $\delta = 0,00367$  und  $\kappa = 1,42$  ist:

$$\tau_1 = \tau + 0,296 \frac{h}{b} \left(1 - 0,352 \frac{h}{b}\right) (\tau + 273^0),$$

z. B. für  $\frac{h}{b} = 0,1$ ,

$$\tau_1 = \tau + 0,0285 (\tau + 273^0),$$

daher die Zunahme an Temperatur

$$\tau_1 - \tau = 0,0285 (\tau + 273^0) = 7,78^0 + 0,0285 \tau,$$

also für gewöhnliche Lufttemperaturen  $\tau_1 - \tau$  circa  $8^0$ .

Um recht sicher zu gehen, möchte jedoch die Temperatur des Windes im Regulator nur um  $\frac{\tau_1 - \tau}{2}$  größer, also für  $\frac{b}{h} = 0,1$  um  $4^0$  höher anzunehmen sein als die äußere Lufttemperatur.

Für die gewöhnlichen Windpressungen ist obiger Ausdruck für  $Q$  für den praktischen Gebrauch viel bequemer in folgende Näherungsformel einzusetzen. Wenn  $\frac{x-1}{x}$  mit  $n$  bezeichnet wird, ist

$$\begin{aligned} \left(\frac{p_1}{p}\right)^{\frac{x-1}{x}} \sqrt{\frac{x}{x-1} \left[1 - \left(\frac{p}{p_1}\right)^{\frac{x-1}{x}}\right]} &= \sqrt{\frac{1}{n} \left(\frac{p_1}{p}\right)^n \left[\left(\frac{p_1}{p}\right)^n - 1\right]} \\ &= \sqrt{\frac{1}{n} \left(1 + \frac{h}{b}\right)^n \left[\left(1 + \frac{h}{b}\right)^n - 1\right]} \\ &= \sqrt{\left[1 + n \frac{h}{b} + n \frac{n-1}{2} \left(\frac{h}{b}\right)^2\right] \left[1 + \frac{n-1}{2} \frac{h}{b} + \frac{n-1}{2} \frac{n-2}{3} \left(\frac{h}{b}\right)^2\right] \frac{h}{b}} \\ &= \sqrt{\left[1 + \frac{3n-1}{2} \frac{h}{b} + \frac{7n^2-9n+2}{6} \left(\frac{h}{b}\right)^2\right] \frac{h}{b}}, \end{aligned}$$

oder statt  $n$  wieder  $\frac{x-1}{x}$  eingeführt:

$$\begin{aligned} \left(\frac{p_1}{p}\right)^{\frac{x-1}{x}} \sqrt{\frac{x}{x-1} \left[1 - \left(\frac{p}{p_1}\right)^{\frac{x-1}{x}}\right]} \\ = \sqrt{\left[1 + \frac{2x-3}{2x} \frac{h}{b} - \frac{5x-7}{6x^2} \left(\frac{h}{b}\right)^2\right] \frac{h}{b}}, \end{aligned}$$

und daher die ausströmende Windmenge:

$$Q = \mu F_\mu \sqrt{2g \frac{p_1}{\gamma_1} \frac{h}{b} \left[1 + \frac{2x-3}{2x} \frac{h}{b} - \frac{5x-7}{6x^2} \left(\frac{h}{b}\right)^2\right]}.$$

Führt man  $x = 1,42$  ein, so ergibt sich

$$Q = \mu F_\mu \sqrt{2g \frac{p_1}{\gamma_1} \frac{h}{b} \left[1 - 0,0563 \frac{h}{b} - 0,0083 \left(\frac{h}{b}\right)^2\right]} \dots \dots (2)$$

Bei kleinen Windpressungen ist einfacher

$$Q = \mu F_{\mu} \sqrt{2g \frac{p_1 h}{\gamma_1 b} \left(1 - 0,0563 \frac{h}{b}\right)}$$

$$= \mu F_{\mu} \left(1 - 0,028 \frac{h}{b}\right) \sqrt{2g \frac{p_1 h}{\gamma_1 b}} \dots \dots \dots (2^a)$$

und noch einfacher

$$Q = \mu F_{\mu} \sqrt{2g \frac{p_1 h}{\gamma_1 b}} = \mu F_{\mu} \sqrt{2g \frac{p h}{\gamma b}} \dots \dots \dots (2^b)$$

oder endlich, wenn die Dichtigkeit der Manometerfüllung  $\varepsilon$  mal so groß ist, als diejenige  $\gamma$  der äußeren Luft, so daß also  $p = \varepsilon b \gamma$  zu setzen ist, so folgt

$$Q = \mu F_{\mu} \sqrt{2g \varepsilon h} \dots \dots \dots (2^c)$$

genau wie bei einer incompressiblen Flüssigkeit (s. Bd. I).

Aus dem Windquantum  $Q$  folgt nun der Querschnitt der Düsenmündung, oder bei mehreren Düsen, die Summe der Querschnitte sämtlicher Düsenmündungen:

$$F_{\mu} = \frac{Q}{\mu \left(1 - 0,028 \frac{h}{b}\right) \sqrt{2g \frac{p h}{\gamma b}}} = \frac{\left(1 + 0,028 \frac{h}{b}\right) Q}{\mu \sqrt{2g \frac{p h}{\gamma b}}}$$

d. i. für Metermaß:

$$F_{\mu} = \frac{\left(1 + 0,028 \frac{h}{b}\right) Q}{396 \mu \sqrt{\left(1 + 0,00367 \tau\right) \frac{h}{b}}} \text{ Quadratmeter.} \dots \dots (3)$$

Es ist anzunehmen, daß das effective Windquantum eines Cylindergebläses nur 60 bis 75 Proc. des theoretischen Windquantums  $Q = \frac{n F s}{60}$  beträgt, und man hat hiernach in obigen Formeln statt  $Q$  nur  $0,60 Q$  bis  $0,75 Q$  einzusetzen. Der Ausflußcoefficient ist ebenfalls nicht ganz constant, sondern für kleine Manometerstände ( $h$ ) von 1 cm,  $\mu = 0,910$ , und für große Manometerstände ( $h$ ) von 20 cm,  $\mu = 0,928$ , jedoch im Mittel  $\mu = 0,920$  zu setzen. Aus dem gefundenen Querschnitte  $F_{\mu}$  und der Anzahl der Düsen lassen sich nun leicht die Durchmesser der Düsenmündungen, wofern letztere die Kreisform haben, bestimmen.

Anmerkung. Näheres über diese Ausflußverhältnisse des Windes siehe: „Vorläufige Mittheilungen über die Ergebnisse vergleichender Versuche über den Ausfluß der Luft und des Wassers unter hohem Drucke“, von J. Weisbach; im



„Civilingenieur“ Bd. V; ferner Tabelle zur Berechnung der Windmengen u. s. w., von C. Neufchild; in der berg- und hüttenmännischen Zeitung, Jahrg. 1859; sowie „Ueber die neueren Fortschritte in der Theorie der Gebläse“, von J. v. Hauer; in den „Erfahrungen des berg- und hüttenmännischen Maschinen-, Bau- und AufbereitungsweSENS von Rittinger“, Jahrg. 1858.

Beispiel. Wenn das im Beispiele zu §. 191 berechnete Gebläse der Luft zum Eintritt per Secunde den Raum von 2,827 cbm darbietet, so kann man annehmen, daß dasselbe per Secunde die unter dem äußeren Luftdrucke gemessene Windmenge

$$Q = 0,7 \cdot 2,827 = 1,98 = 2 \text{ cbm}$$

liefern. Ist dann noch bei dem Barometerstande  $b = 760$  mm die Windpressung  $h = 160$  mm Quecksilberfäule, sowie die Temperatur des Windes  $t = 15^\circ$ , und nimmt man den Ausflußcoefficienten  $\mu = 0,92$  an, so folgt der erforderliche Düsenquerschnitt:

$$F_{\mu} = \frac{\left(1 + 0,028 \frac{160}{760}\right)^2}{396 \cdot 0,92 \sqrt{\left(1 + 0,00367 \cdot 15\right) \frac{160}{760}}} = \frac{2,0118}{364,3 \sqrt{0,2221}}$$

$$= 0,0117 \text{ qm.}$$

Ist die Anzahl der Düsen = 3, und haben die Mündungen derselben die Kreisform, so folgt der nöthige Durchmesser einer Düse:

$$d_{\mu} = \sqrt{\frac{4 F_{\mu}}{3 \pi}} = 0,070 \text{ m.}$$

Bei der im Obigen angegebenen Bestimmungsweise ist vorausgesetzt worden, daß der Manometerstand  $h$  des Windes im Regulator gegeben sei; ist aber das Manometer am Ende der Windleitung unmittelbar vor der Düse angebracht, so zeigt dasselbe einen niedrigeren Stand  $h_1$ , weil hier ein Theil des ursprünglichen Druckes auf die Erzeugung der Geschwindigkeit des Windes in der Leitung verwendet worden ist.

Bezeichnet  $F_1$ ,  $v_1$  und  $\gamma_1$  Querschnitt der Röhre, Geschwindigkeit und Dichtigkeit des Windes an der Einmündungsstelle des Manometers, sowie  $F_{\mu}$ ,  $v_{\mu}$  und  $\gamma_{\mu}$  Querschnitt der Düse, Geschwindigkeit und Dichtigkeit des Windes an der Ausmündung, so ist das Gewicht der ausströmenden Windmenge:

$$F_1 v_1 \gamma_1 = F_{\mu} v_{\mu} \gamma_{\mu},$$

und daher

$$\frac{v_1}{v_{\mu}} = \frac{F_{\mu}}{F_1} \frac{\gamma_{\mu}}{\gamma_1} = \frac{F_{\mu}}{F_1} \left(\frac{b}{b + h_1}\right)^{\frac{1}{z}},$$

daher die zur Vergrößerung der Geschwindigkeit von  $v_1$  auf  $v_{\mu}$  nöthige Druckhöhe:

$$\frac{v_{\mu}^2 - v_1^2}{2g} = \left[1 - \left(\frac{F_{\mu}}{F_1}\right)^2 \left(\frac{b}{b + h_1}\right)^{\frac{2}{z}}\right] \frac{v_{\mu}^2}{2g} = C \frac{v_{\mu}^2}{2g}.$$

Diesen Werth hat man gleich  $\frac{p_1}{\gamma_1} \frac{\alpha}{\alpha-1} \left[ 1 - \left( \frac{b}{b+h_1} \right)^{\frac{\alpha-1}{\alpha}} \right]$  zu setzen (s. Thl. I), und erhält daraus die entsprechende Ausflußgeschwindigkeit:

$$v_\mu = \frac{1}{\sqrt{C}} \sqrt{2g \frac{p_1}{\gamma_1} \frac{\alpha}{\alpha-1} \left[ 1 - \left( \frac{b}{b+h_1} \right)^{\frac{\alpha-1}{\alpha}} \right]},$$

und die Ausflußmenge, gemessen unter dem äußeren Drucke:

$$Q = \frac{\mu F_\mu}{\sqrt{C}} \left( \frac{p_1}{p} \right)^{\frac{\alpha-1}{\alpha}} \sqrt{2g \frac{p_1}{\gamma_1} \frac{\alpha}{\alpha-1} \left[ 1 - \left( \frac{b}{b+h_1} \right)^{\frac{\alpha-1}{\alpha}} \right]} \dots (4)$$

Annähernd, und zur Berechnung einfacher hat man nach dem Vorstehenden

$$Q = \mu F_\mu \frac{1 - 0,028 \frac{h_1}{b}}{\sqrt{C}} \sqrt{2g \frac{p_1}{\gamma_1} \frac{h_1}{b}} \dots (4^a)$$

oder, wenn man näherungsweise  $C = 1 - \left( \frac{F_\mu}{F_1} \right)^2$  setzt, noch einfacher und meist hinreichend genau:

$$Q = \left( 1 - 0,028 \frac{h_1}{b} \right) \mu F_\mu \sqrt{\frac{2g \frac{p_1}{\gamma_1} \frac{h_1}{b}}{1 - \left( \frac{F_\mu}{F_1} \right)^2}} \dots (4^b)$$

Hiernach ist nun der gesuchte Düsenquerschnitt, wenn man nach Thl. I noch

$$\sqrt{2g \frac{p_1}{\gamma_1}} = 396 \sqrt{1 + \delta \tau} \text{ setzt:}$$

$$F_\mu = \left( 1 + 0,028 \frac{h_1}{b} \right) \frac{Q}{396 \mu} \sqrt{\frac{1 - \left( \frac{F_\mu}{F_1} \right)^2}{(1 + 0,00367 \tau) \frac{h_1}{b}}} \text{ qm. } \dots (5)$$

Wenn ferner der Regulator durch eine längere Zwischenröhre mit der Düse verbunden ist, so muß auch noch auf die Reibung des Windes in dieser Röhre Rücksicht genommen werden.

Bezeichnet  $l_1$  die Länge,  $d_1$  die Weite und  $F_1$  den Querschnitt dieser Zwischenröhre, so ist die Druckhöhe, welche die Reibung des Windes in derselben in Anspruch nimmt,

$$z = \xi_1 \frac{l_1}{d_1} \left( \frac{F_\mu}{F_1} \right)^2 \frac{v_\mu^2}{2g} = \xi_1 \frac{l_1}{d_1} \left( \frac{d_\mu}{d_1} \right)^4 \frac{v_\mu^2}{2g},$$

wobei der Widerstandscoefficient  $\xi_1 = 0,025$  gesetzt werden kann.

Außer diesem Widerstande kommen noch andere Bewegungshindernisse in der Zwischenröhre oder Windleitung vor, namentlich Krümmungswiderstände und Widerstände an Stellhähnen u. s. w. Dieselben lassen sich wie bei den Wasserleitungen in Betracht ziehen, namentlich ist auch hier der verlorene Druck bei einer plötzlichen Umsetzung der Geschwindigkeit  $v_1$  in  $v_2$ :

$$z_1 = \frac{(v_1 - v_2)^2}{2g} \text{ u. s. w.}$$

Bezeichnet man den Widerstandscoefficienten  $\frac{1}{\mu^2} - 1$  der Düse durch  $\xi_\mu$  und die Summe der Widerstandscoefficienten für die übrigen Hindernisse der Bewegung des Windes in der Windleitung durch  $\Sigma(\xi)$ , so folgt dann

$$Q = \left(1 - 0,028 \frac{h}{b}\right) \mu F_\mu \sqrt{\frac{2g \frac{p_1}{\gamma_1} \frac{h}{b}}{1 + \xi_\mu + \left(\Sigma(\xi) + \xi_1 \frac{l_1}{d_1}\right) \left(\frac{F_\mu}{F_1}\right)^2}}$$

$$= 396 \left(1 - 0,028 \frac{h}{b}\right) \mu F_\mu \sqrt{\frac{(1 + 0,00367 \tau) \frac{h}{b}}{1 + \xi_\mu + \left(\Sigma(\xi) + \xi_1 \frac{l_1}{d_1}\right) \left(\frac{F_\mu}{F_1}\right)^2}} \dots (6)$$

und daher der Düsenquerschnitt

$$F_\mu = \left(1 + 0,028 \frac{h}{b}\right) \frac{Q}{396 \mu} \sqrt{\frac{1 + \xi_\mu + \left(\Sigma(\xi) + \xi_1 \frac{l_1}{d_1}\right) \left(\frac{F_\mu}{F_1}\right)^2}{(1 + 0,00367 \tau) \frac{h}{b}}} \text{ qm } (7)$$

Wenn sich eine Windleitungsröhre in Zweige theilt, wie z. B. bei dem Hohofen in Fig. 808 (a. f. S.), wo der Wind mittelst dreier Düsen in den Schmelzraum geführt wird, so muß man die Berechnungen von  $F_\mu$  auf ähnliche Weise ausführen wie bei Verzweigungen der Wasserleitungen (s. Thl. II).

Ist  $z$  der (übrigens unbekante) Manometerstand unmittelbar vor der Verzweigung,  $l_1$ ,  $d_1$  und  $F_1$  Länge, Weite und Querschnitt der Hauptröhre vom Regulator bis zum Theilpunkte gemessen,  $\xi_0$  der Widerstandscoefficient für die Eintrittsstelle und  $v_1$  die Geschwindigkeit des Windes in dieser Röhre, so gilt die Formel



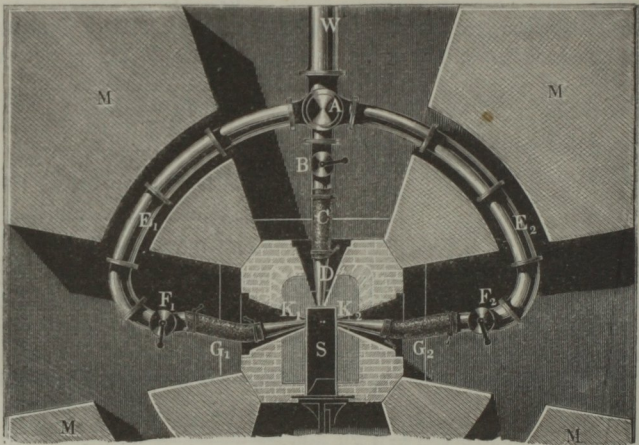
$$z = h - \left(1 + \xi_0 + \xi_1 \frac{l_1}{d_1}\right) \frac{v_1^2}{2g\epsilon}$$

$$= h - \frac{1}{2g\epsilon} \left(1 + \xi_0 + \xi_1 \frac{l_1}{d_1}\right) \left(\frac{4Q}{\pi d_1^2}\right)^2 \dots \dots \dots (8)$$

und wenn man diesen Werth von  $z$  in die Formel (7) für  $h$  einführt, so wird

$$F_{\mu} = \left(1 + 0,028 \frac{z}{b}\right) \frac{Q}{396 n \mu} \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{F_{\mu}}{F_2}\right)^2 + \xi_{\mu} + \left(\Sigma(\xi) + \xi_2 \frac{l_2}{d_2}\right) \left(\frac{F_{\mu}}{F_2}\right)^2}{(1 + 0,00367 \tau) \frac{z}{b}}}$$

Fig. 808.



worin  $l_2, d_2$  u. s. w. die Länge, Weite u. s. w. einer der  $n$  Zweigröhren und  $F_{\mu}$  den Querschnitt der Düsenmündung dieser Zweigröhre bezeichnet.

Beispiel. Wenn bei der Windführung in Fig. 808 der Wind in der 5 m langen Hauptröhre  $WA$  mit  $v_1 = 10$  m Geschwindigkeit zugeführt werden soll, und das Windquantum wie im vorigen Beispiele  $Q = 2$  cbm beträgt, so ist der erforderliche Querschnitt dieser Röhre

$$F_1 = \frac{Q}{v_1} = 0,2 \text{ qm,}$$

wozu ein Durchmesser

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,2}{3,14}} = 0,505 \text{ m} = \text{rot } 0,5 \text{ m}$$

gehört. Führt man einen Widerstandscoefficienten für den Eintritt in die

Leitung  $\zeta_0 = 0,50$ , den Reibungscoefficienten  $\zeta = 0,025$ , den Manometerstand im Regulator  $h = 160$  mm und das specifische Gewicht des Windes in Hinsicht auf das Quecksilber

$$\frac{1}{\varepsilon} = \frac{1}{800 \cdot 13,6} = \frac{1}{10880}$$

ein, so erhält man den Barometerstand am Theilpunkte oder Ende  $A$  dieser Röhre nach der Formel (8):

$$\begin{aligned} z &= h - \left(1 + \zeta_0 + \zeta \frac{l_1}{d_1}\right) \frac{v_1^2}{2g\varepsilon} = 0,160 - \left(1,5 + 0,025 \frac{5}{0,5}\right) \frac{10^2}{10880} 0,051 \\ &= (0,160 - 0,0008) \text{ m} = 159,2 \text{ mm.} \end{aligned}$$

Annähernd ist nach dem obigen Beispiele der Inhalt der sämtlichen drei Düsenmündungen  $3F\mu = 0,0117$  qm, folglich der Querschnitt einer Düse  $F\mu = 0,0039$  und ihr Durchmesser 0,070 m. Giebt man einer Zweigröhre den Querschnitt

$$F_2 = \frac{F_1}{3} = \frac{0,2}{3} = 0,0667 \text{ qm,}$$

und demnach eine Weite von  $d_2 = 0,292$  m, so hat man

$$1 - \left(\frac{F\mu}{F_2}\right)^2 = 1 - \left(\frac{0,0039}{0,0667}\right)^2 = 1 - 0,0034 = 0,9966,$$

und nimmt man  $\Sigma(\zeta) = 2$ , sowie  $\zeta_2 = 0,025$  und die Länge einer Zweigröhre  $l_2 = 10$  m, so erhält man

$$\left(\Sigma(\zeta) + \zeta_2 \frac{l_2}{d_2}\right) \left(\frac{F\mu}{F_2}\right)^2 = \left(2 + 0,025 \frac{10}{0,292}\right) 0,0034 = 0,010,$$

und da nun noch

$$\zeta\mu = \left(\frac{1}{0,92}\right)^2 - 1 = 0,1814,$$

$$\left(1 + 0,028 \frac{z}{b}\right) = 1 + 0,028 \frac{159,2}{760} = 1,006,$$

ferner für  $\tau = 15^\circ$

$$\left(1 + 0,00367 \tau\right) \frac{z}{b} = 1,055 \frac{159,2}{760} = 0,221$$

und

$$\frac{Q}{396 n \mu} = \frac{2}{396 \cdot 3 \cdot 0,92} = 0,00183$$

ist, so folgt der nöthige Mündungsquerschnitt einer Düse nach der Formel (9):

$$F\mu = 1,006 \cdot 0,00183 \sqrt{\frac{0,9966 + 0,1814 + 0,010}{0,221}} = 0,00427 \text{ qm,}$$

wozu ein Durchmesser gehört von

$$d\mu = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00427}{3,14}} = 0,074 \text{ m.}$$

**Erhitzte Gebläseluft.** Bei der Anwendung eines Röhrenapparats §. 195. zur Erhitzung der Gebläseluft hat dieselbe auch noch die Reibungs- und Krümmungswiderstände in den Röhren des Apparats zu überwinden. Diese

Widerstände fallen nicht unbedeutend aus, weil zur Erlangung einer schnellen Wärmemittheilung die einzelnen Röhren des Apparats eine kleine mittlere Weite  $\left(d = \frac{4F}{p}\right)$  erhalten. In einem solchen Röhrenapparate geht die Temperatur  $\tau_1$  der aus dem Regulator kommenden Luft allmählig in die höhere Temperatur  $\tau_2$  (von  $200^\circ$  bis  $300^\circ$  C.) über, wobei ihre Dichtigkeit  $\gamma_1$  nach und nach einen kleineren Werth  $\gamma_2$  annimmt, und auch die Geschwindigkeit  $v_1$  sich in  $v_2$  ändert. Da sich das Gewicht des die Röhre vom Querschnitte  $F$  durchströmenden Windquantums  $Fv_1\gamma_1 = Fv_2\gamma_2$  setzen läßt, so folgt

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{\gamma_1}{\gamma_2}.$$

Ist der Manometerstand am Endpunkte der Heizröhre um  $y$  kleiner als derjenige  $h$  am Anfangspunkte derselben, so hat man nach Thl. I

$$\frac{\gamma_1}{\gamma_2} = \frac{b + h}{b + h - y} \frac{1 + \delta \tau_2}{1 + \delta \tau_1},$$

daher folgt auch

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{b + h}{b + h - y} \frac{1 + \delta \tau_2}{1 + \delta \tau_1},$$

oder annähernd

$$\frac{v_2}{v_1} = \left(1 + \frac{y}{b + h}\right) \frac{1 + \delta \tau_2}{1 + \delta \tau_1} \dots \dots \dots (1)$$

so daß nun, wenn man zur Abkürzung

$$\frac{1 + \delta \tau_2}{1 + \delta \tau_1} = \chi \text{ setzt, } \dots \dots \dots (2)$$

$$\left(\frac{v_2}{v_1}\right)^2 = \left(1 + \frac{2y}{b + h}\right) \chi^2$$

folgt und sich

$$v_2^2 - v_1^2 = \left(\chi^2 - 1 + \frac{2y}{b + h} \chi^2\right) v_1^2 \dots \dots \dots (3)$$

sowie

$$v_2^2 + v_1^2 = \left(\chi^2 + 1 + \frac{2y}{b + h} \chi^2\right) v_1^2 \dots \dots \dots (4)$$

setzen läßt.

Bezeichnet  $\Sigma$  ( $\xi$ ) die Summe der Coefficienten des Krümmungswiderstandes,  $\xi_2$  den Reibungscoefficienten,  $l_2$  die Länge und  $d_2$  die Weite der Heizröhre, so läßt sich die von den Widerständen in dieser Röhre in Anspruch genommene Druckhöhe:



$$q = \left( \Sigma (\xi) + \xi_2 \frac{l_2}{d_2} \right) \frac{1/2 (v_1^2 + v_2^2)}{2g}$$

$$= \left( \Sigma (\xi) + \xi_2 \frac{l_2}{d_2} \right) \left( \frac{\chi^2 + 1}{2} + \frac{y}{b+h} \chi^2 \right) \frac{v_1^2}{2g} \dots (5)$$

setzen, und ist noch  $\varepsilon$  das Verhältniß der Dichtigkeit des Quecksilbers zu der der äußeren Luft unter dem Drucke  $b$  und bei der Temperatur  $\tau$ , so folgt

$$\varepsilon y = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + q = \left( \chi^2 - 1 + \frac{2y}{b+h} \chi^2 \right) \frac{v_1^2}{2g}$$

$$+ \left( \Sigma (\xi) + \xi_2 \frac{l_2}{d_2} \right) \left( \frac{\chi^2 + 1}{2} + \frac{y}{b+h} \chi^2 \right) \frac{v_1^2}{2g}$$

oder

$$\left( \varepsilon - \left[ 2\chi^2 + \left( \Sigma (\xi) + \xi_2 \frac{l_2}{d_2} \right) \chi^2 \right] \frac{v_1^2}{2g(b+h)} \right) y$$

$$= \left[ \chi^2 - 1 + \left( \Sigma (\xi) + \xi_2 \frac{l_2}{d_2} \right) \frac{\chi^2 + 1}{2} \right] \frac{v_1^2}{2g}$$

so daß nun die Verminderung des Manometerstandes in der Heizröhre:

$$y = \frac{\chi^2 - 1 + \left( \Sigma (\xi) + \xi_2 \frac{l_2}{d_2} \right) \frac{\chi^2 + 1}{2}}{\varepsilon - \left( 2 + \Sigma (\xi) + \xi_2 \frac{l_2}{d_2} \right) \chi^2 \frac{v_1^2}{2g(b+h)}} \frac{v_1^2}{2g} \dots (6)$$

folgt, und sich nun auch die Geschwindigkeit  $v_2$  des erhitzten Windes am Ende der Heizröhre mittelst der Formel (1) durch

$$v_2 = \left( 1 + \frac{y}{b+h} \right) \chi v_1 = \left( 1 + \frac{y}{b+h} \right) \left( \frac{1 + \delta \tau_2}{1 + \delta \tau_1} \right) v_1 \dots (7)$$

berechnen läßt.

Bezeichnet, wie oben,  $h$  den Manometerstand im Regulator, und  $d_1$  die Weite,  $l_1$  die Länge des Stückes der Windleitung, welches den Wind vom Regulator nach dem Heizapparate führt u. s. w., so hat man den Manometerstand am Ende des Heizapparates:

$$z = h - y - \left( 1 + \xi_0 + \xi_1 \frac{l_1}{d_1} \right) \frac{v_1^2}{2g\varepsilon} \dots (8)$$

Es ist nun das durch die Düse ausströmende Windquantum von der Temperatur  $\tau_2$  und reducirt auf den äußeren Druck  $b$ :

$$= \left( 1 - 0,028 \frac{z}{b} \right) \mu F_\mu \sqrt{\frac{2g \frac{p_1}{\gamma_1} \frac{z}{b}}{1 - \left( \frac{F_\mu}{F_3} \right)^2 + \xi_\mu + \left( \Sigma (\xi_1) + \xi_3 \frac{l_3}{d_3} \right) \left( \frac{F_\mu}{F_3} \right)^2}} \dots (9)$$

wobei  $l_3$ ,  $d_3$  und  $F_3$  Länge, Weite und Querschnitt der nach den Düsen führenden Zweigröhren, sowie  $\xi_3$  den Reibungscoefficienten und  $\Sigma(\xi_1)$  die Summe der übrigen Widerstandscoefficienten derselben bezeichnen und  $\xi_\mu = \frac{1}{\mu^2} - 1$  den Widerstandscoefficienten der Düse bedeutet.

Setzt man der Kürze halber

$$1 - \left(\frac{F_\mu}{F_3}\right)^2 + \xi_\mu + \left(\Sigma(\xi_1) + \xi_3 \frac{l_3}{d_3}\right) \left(\frac{F_\mu}{F_3}\right)^2 = w \quad (10)$$

und

$$\sqrt{2g \frac{p_1}{\gamma_1}} = 396 \sqrt{1 + \delta \tau_2},$$

so kann man auch schreiben:

$$Q_1 = 396 \left(1 - 0,028 \frac{z}{b}\right) \mu F_\mu \sqrt{\frac{1 + \delta \tau_2}{w} \frac{z}{b}}.$$

Man erhält daher das auf die äußere Temperatur  $\tau$  und den Barometerstand  $b$  reducirte Windquantum:

$$Q = \frac{1 + \delta \tau}{1 + \delta \tau_2} Q_1 = 396 (1 + \delta \tau) \left(1 - 0,028 \frac{z}{b}\right) \mu F_\mu \sqrt{\frac{z}{(1 + \delta \tau_2) w b}} \quad (11)$$

so daß bei gegebenem Windquantum der erforderliche Mündungsquerschnitt sämtlicher Düsen:

$$F_\mu = \frac{1 + 0,028 \frac{z}{b}}{396 (1 + \delta \tau) \mu} Q \sqrt{(1 + \delta \tau_2) w \frac{b}{z}} \text{ qm} \dots \quad (12)$$

gesetzt werden kann.

Es ist also der Düsenmündung ein um so größerer Querschnitt zu geben, je niedriger die Temperatur  $\tau$  der äußeren Luft und je höher die Temperatur  $\tau_2$  des ausströmenden Windes ist.

Um über die Menge des durch das Gebläse in den Schmelzraum eingeblasenen Sauerstoffs Vergleiche anstellen zu können, reducirt man das Windquantum auf 0° Wärme und auf den mittleren Barometerstand  $b_0 = 760$  mm. Dieses reducirte Windquantum ist:

$$Q_0 = \frac{1}{1 + \delta \tau_2} \frac{b}{b_0} Q_1 = \frac{1}{1 + \delta \tau} \frac{b}{b_0} Q \dots \dots \quad (13)$$

Um das Windquantum  $Q$  beim Durchströmen der Heizröhre von der Temperatur  $\tau_1$  auf die verlangte Temperatur  $\tau_2$  zu erhitzen, ist nöthig, derselben eine gewisse Oberfläche  $O$  zu geben. Wir haben in Thl. II nach Cavé angenommen, daß 1 qm Heizfläche stündlich 19 kg Dampf oder

circa  $19 \cdot 600 = 11400$  Wärmeeinheiten, also per Minute  $\frac{11400}{60} = 190$  Wärmeeinheiten liefere; nach Walter (s. dessen Eisenhüttenkunde) soll man bei einem Winderhitzungsapparate nur 100 Wärmeeinheiten per Minute auf 1 qm Heizfläche rechnen. Da die spezifische Wärme der Luft ein Viertel von der des Wassers ist, so erwärmt folglich 1 qm Heizfläche 1 kg Luft per Minute um  $400^\circ$ , oder  $\frac{4}{3}$  kg, d. h. nahezu 1 cm auf  $300^\circ$ ; folglich kann man mit 1 qm Heizfläche pro Minute circa 1 cbm Wind auf  $300^\circ$  erhitzen.

Bezeichnet  $p_w$  den äußeren Umfang und  $l_w$  die Länge des von außen mit warmer Luft umgebenen Theiles der Heizröhre, so hat man hiernach zur Erwärmung des pro Secunde durchgeführten Luftquantums  $Q$

$$p_w l_w = 60 Q,$$

oder allgemeiner

$$p_w l_w = 0,2 (\tau_2 - \tau_1) Q$$

zu setzen, und hiernach die erforderliche Länge sämtlicher Heizröhren zusammengekommen:

$$l_w = 0,2 (\tau_2 - \tau_1) \frac{Q}{p_w} \text{ Meter.}$$

Ist der Querschnitt einer Heizröhre eine Ellipse mit den Halbachsen  $a_2$  und  $b_2 = \nu a_2$ , so hat man den lichten Querschnitt einer Heizröhre:

$$F_2 = \pi a_2 b_2 = \nu \pi a_2^2,$$

und daher

$$a_2 = \sqrt{\frac{F_2}{\nu \pi}}, \text{ sowie } b = \nu \sqrt{\frac{F_2}{\nu \pi}} = \sqrt{\frac{\nu F_2}{\pi}},$$

sowie den inneren Umfang derselben annähernd

$$p_2 = \pi (a_2 + b_2) \left[ 1 + \frac{1}{4} \left( \frac{a_2 - b_2}{a_2 + b_2} \right)^2 \right],$$

daher

$$\frac{p_2}{F_2} = \frac{a_2 + b_2}{a_2 b_2} \left[ 1 + \frac{1}{4} \left( \frac{a_2 - b_2}{a_2 + b_2} \right)^2 \right].$$

Der äußere Perimeter einer Heizröhre ist, bei der Wandstärke  $e_2$  derselben

$$p_w = \pi (a_2 + b_2 + 2e_2) \left[ 1 + \frac{1}{4} \left( \frac{a_2 - b_2}{a_2 + b_2 + 2e} \right)^2 \right].$$

Beispiel. Wenn man bei der in dem Beispiele zu §. 194 behandelten Winderleitung eines Cylindergebläses noch einen Lusterhitzungsapparat nach Art des in Fig. 790 dargestellten mit sechs getrennten Röhrensträngen einschaltet, und den elliptischen Querschnitt eines solchen Heizrohres innerlich sechs Mal so hoch als weit macht, so ist bei dem gegebenen Querschnitte der Leitung von



0,2 qm jedem Röhrenstrange ein lichter Querschnitt von  $F_2 = 0,0333$  qm zu geben. Demgemäß folgt die lichte Höhe

$$2 a_2 = 2 \sqrt{\frac{F_2}{r \pi}} = 2 \sqrt{\frac{0,0333 \cdot 6}{3,14}} = 0,504 \text{ m}$$

und die lichte Breite

$$2 b_2 = \frac{0,504}{6} = 0,084 \text{ m,}$$

folglich der innere Umfang

$$\begin{aligned} p_2 &= \pi (a_2 + b_2) \left[ 1 + \frac{1}{4} \left( \frac{a_2 - b_2}{a_2 + b_2} \right)^2 \right] \\ &= 3,14 \cdot 0,294 \left[ 1 + \frac{1}{4} \left( \frac{0,210}{0,294} \right)^2 \right] = 1,041 \text{ m,} \end{aligned}$$

daher das Verhältniß

$$\frac{p_2}{F_2} = \frac{1,041}{0,0333} = 31,23.$$

Giebt man den Röhren eine Wandstärke von 15 mm, so ist

$$a_2 + b_2 + 2e = 0,324 \text{ m,}$$

und daher der äußere Röhrenumfang

$$p_w = 3,14 \cdot 0,324 \left[ 1 + \frac{1}{4} \left( \frac{0,210}{0,324} \right)^2 \right] = 1,124 \text{ m.}$$

Soll der Wind von  $\tau_1 = 15^\circ$  auf  $\tau_2 = 300^\circ$  erhitzt werden, so folgt die erforderliche Länge der Heizfläche zu

$$l_w = 0,2 (\tau_2 - \tau_1) \frac{Q}{p_w} = 0,2 \cdot 285 \frac{2}{1,124} = 101,5 \text{ m,}$$

so daß jeder der sechs Röhrenstränge eine dem Feuer ausgesetzte Länge von  $\frac{101,5}{6} = 16,9$  m erhalten muß. Wenn jeder Röhrenstrang aus sechs übereinander angebrachten Stücken besteht, so hätte jedes Stück eine Länge von  $\frac{16,9}{6} = 2,81$  m zu erhalten. Giebt man mit Rücksicht auf die Einmauerung den Röhren eine Länge von je 3,2 m, macht also die Länge eines geraden Röhrenstranges gleich 19,2 m und trägt noch die rectificirte Länge jedes der fünf bogenförmigen Kropfstücke 1,6 m, so erhält man die ganze Länge eines jeden der sechs Heizstränge zu

$$l_2 = 19,2 + 5 \cdot 1,6 = 27,2 \text{ m.}$$

Man hat daher für den Reibungswiderstand in den Heizröhren

$$\zeta_2 \frac{l_2}{d_2} = \zeta_2 \frac{p_2 l_2}{4 F_2} = 0,025 \frac{31,23 \cdot 27,2}{4} = 5,31.$$

Nimmt man ferner die Summe der Widerstandscoefficienten für die fünf Kropfstücke und zwei Kniefstücke eines Stranges

$$\Sigma (\zeta) = 5 \cdot 0,5 + 2 \cdot 1,25 = 5$$

an, so hat man

$$\Sigma (\zeta) + \zeta_2 \frac{l_2}{d_2} = 10,31$$

zu setzen. Ferner ist

$$\chi = \frac{1 + 0,00367 \cdot 300}{1 + 0,00367 \cdot 15} = 1,99$$

und

$$\chi^2 - 1 = 2,97, \quad 2\chi^2 = 7,94, \quad \frac{\chi^2 + 1}{2} = 2,48.$$

Die Geschwindigkeit der Luft beim Eintritte in die Heizröhren ist, von der Compression abgesehen,  $v_1 = 10$  m, daher ist

$$\frac{v_1^2}{2g} = 5,1 \quad \text{und} \quad \frac{v_1^2}{2g(b+h)} = \frac{5,1}{0,760 + 0,160} = 5,54.$$

Setzt man ferner noch die Dichte des Quecksilbers in Hinsicht auf die äußere Luft von  $15^\circ$

$$\varepsilon = \frac{13\,600}{1,294} (1 + 0,00367 \cdot 15) = 11090,$$

so ergibt sich die Senkung des Manometerstandes beim Durchpassiren der Heizröhren nach (6)

$$\begin{aligned} y &= \frac{\chi^2 - 1 + \left( \Sigma(\zeta) + \zeta_2 \frac{l_2}{d_2} \right) \frac{\chi^2 + 1}{2}}{\varepsilon - \left( 2 + \Sigma(\zeta) + \zeta_2 \frac{l_2}{d_2} \right) \chi^2 \frac{v_1^2}{2g(b+h)}} \frac{v_1^2}{2g} \\ &= \frac{2,97 + 10,31 \cdot 2,48}{11\,090 - 12,31 \cdot 3,97 \cdot 5,54} 5,1 = 0,013 \text{ m.} \end{aligned}$$

Daher ist der Manometerstand des Windes beim Austritte aus dem Erhitzungsapparate:

$$\begin{aligned} z &= h - y - \left( 1 + \zeta_0 + \zeta_1 \frac{l_1}{d_1} \right) \frac{v_1^2}{2g\varepsilon} \\ &= 0,160 - 0,013 - \left( 1,5 + 0,025 \frac{5}{0,5} \right) \frac{10^2 \cdot 0,051}{11\,090} = 0,160 - 0,013 - 0,0008 \\ &= 0,146 \text{ m,} \end{aligned}$$

und es ist nun

$$1 + 0,028 \frac{z}{b} = 1 + 0,028 \frac{146}{760} = 1,0054.$$

Ferner ist, wie im Beispiele zum vorigen Paragraphen

$$\left( \frac{F_1 \mu}{F_3} \right)^2 = 0,0034, \quad \zeta_3 \mu = 0,1814,$$

und

$$\left( \Sigma(\zeta) + \zeta_3 \frac{l_3}{d_3} \right) \left( \frac{F_1 \mu}{F_2} \right)^2 = \left( 2 + 0,025 \frac{10}{0,292} \right) 0,0034 = 0,010,$$

so daß man nach (10) hat

$$w = 1 - 0,0034 + 0,1814 + 0,010 = 1,188.$$

Daher folgt endlich der Düsenquerschnitt nach (12):

$$\begin{aligned} F_1 \mu &= \frac{1 + 0,028 \frac{z}{b}}{396 (1 + 0,00367 \cdot 15)} \mu Q \sqrt{(1 + 0,00367 \cdot 300) w \frac{b}{z}} \\ &= \frac{1,0054 \cdot 2}{396 \cdot 1,055 \cdot 0,92} \sqrt{2,10 \cdot 1,188 \frac{760}{146}} = 0,0189 \text{ qm,} \end{aligned}$$

folglich hat jede der drei Düsen einen Querschnitt von 0,0063 qm zu erhalten, welchem ein Durchmesser von 0,0896 m oder rund von 90 mm entspricht, während im §. 194 für die Düsen bei Anwendung kalten Windes sich ein Durchmesser von nur 74 mm ergab.

§. 196. Dimensionen der Kolbengebläse. Um ein Kolbengebläse construiren zu können, muß das zu liefernde Windquantum  $Q$  und die erforderliche Windpressung oder der Manometerstand  $h$  gegeben sein. Unter der Windpressung versteht man gewöhnlich den Ueberdruck des Windes über den Atmosphärendruck. Bezeichnet  $h$  den Manometerstand und  $\gamma$  die Dichtigkeit der Manometerfüllung, so ist die Windpressung

$$p_1 - p = h \gamma.$$

Besteht die Manometerfüllung aus Quecksilber, und giebt man  $h$  in Metern, so hat man die Windpressung per Quadratcentimeter

$$p_1 - p = 1,36 h \text{ Kilogramm,}$$

und daher umgekehrt

$$h = 0,735 (p_1 - p) \text{ Meter.}$$

Bei einem Wassermanometer hat man

$$p_1 - p = 0,1 h \text{ Kilogramm,}$$

und umgekehrt

$$h = 10 (p - p_1) \text{ Meter.}$$

Bei den Schachtöfen zur Kupfererzeugung ist

$$h = 0,040 \text{ Meter Quecksilber}$$

oder

$$p_1 - p = 0,054 \text{ Kilogramm,}$$

bei Hohöfen zur Roheisenerzeugung mittelst Holzkohlen

$$h = 0,040 \text{ bis } 0,065 \text{ Meter}$$

oder

$$p_1 - p = 0,054 \text{ bis } 0,088 \text{ Kilogramm,}$$

bei solchen mittelst leichten Coaks

$$h = 0,080 \text{ bis } 0,130 \text{ Meter}$$

oder

$$p_1 - p = 0,109 \text{ bis } 0,18 \text{ Kilogramm,}$$

und solchen mittelst dichten Coaks oder Anthracits

$$h = 0,150 \text{ bis } 0,180 \text{ Meter}$$

oder

$$p_1 - p = 0,20 \text{ bis } 0,25 \text{ Kilogramm.}$$

Bei den Gebläsen für Bessemerhütten beträgt der Ueberdruck nicht mehr als 1 Atmosphäre, und die Gebläse, welche die Luft für pneumatische Fundirungen zc. beschaffen, erzeugen Pressungen von 4 bis 6 Atmosphären.



Die mittlere Windmenge ist für einen Schachtöfen zur Kupfergewinnung per Minute

$$60 Q = 6 \text{ Cubikmeter,}$$

für einen Holzfohlen-Eisenhofofen per Minute

$$60 Q = 15 \text{ bis } 50 \text{ Cubikmeter}$$

und einen Coakshofofen per Minute

$$60 Q = 60 \text{ bis } 150 \text{ Cubikmeter.}$$

Bezeichnet  $F$  den Inhalt der Kolbenfläche, sowie  $s$  die Größe des Kolbenhubes, und  $n$  die Anzahl der Cylinderfüllungen, welche das Kolbengebläse per Minute ausbläst, so hat man auch die theoretische Windmenge:

$$Q_0 = \frac{n F s}{60};$$

da aber die effective Windmenge nur 60 bis 70 Proc. der theoretischen Windmenge ist, so muß man

$$Q = 0,60 \frac{n F s}{60} \text{ bis } 0,75 \frac{n F s}{60}$$

setzen, oder allgemein, wenn der Ausblascoefficient oder das Verhältniß (0,60 bis 0,75) der ausgeblasenen Windmenge zur theoretisch eingesaugten durch  $\psi$  bezeichnet wird,

$$Q = \psi \frac{n F s}{60};$$

auch ist

$$Q = \psi \frac{n z F s}{60},$$

wenn das Gebläse aus  $z$  einfachwirkenden Kolben besteht, wovon jeder per Minute  $n$  Spiele macht, dagegen

$$Q = \psi \frac{n z F s}{30},$$

wenn das Gebläse aus  $z$  doppeltwirkenden, per Minute  $n$  Spiele machenden Kolben besteht.

Nun ist aber auch  $\frac{2 n s}{60} = v$  die mittlere Kolbengeschwindigkeit, daher läßt sich auch im ersteren Falle

$$Q = \psi \frac{z F v}{2},$$

und im zweiten

$$Q = \psi z F v \text{ setzen.}$$

Die mittlere Kolbengeschwindigkeit ist bei unvollkommenen, namentlich bei Balgen- und Kasten-gebläsen, sowie Wetterfängern und bei Cylinder-gebläsen mit engen Luftcanälen und engen Windleitungen,  $v = 0,6$  bis  $0,9$  m, bei vollkommeneren Gebläsen, namentlich bei solchen, welche weite Ventilmündungen und weite Windleitungen haben, steigert man  $v$  auf  $1,2$  bis  $1,6$  m, endlich wendet man bei Schiebergebläsen und Ventilgebläsen, welche durch Hochdruckdampfmaschinen bewegt werden, mittlere Kolbengeschwindigkeiten von  $2$  bis  $3$  m an. Aus der angenommenen Geschwindigkeit  $v$  folgt nun der Inhalt der Kolbenflächen

$$z F = \frac{2 Q}{\psi v}$$

für einfachwirkende, und

$$z F = \frac{Q}{\psi v}$$

für doppelwirkende Gebläsemaschinen.

Die Anzahl  $z$  der Gebläsecylinder, welche den Wind in einen gemeinschaftlichen Regulator blasen, ist bei einfacher Wirkung der Kolben gewöhnlich  $2$  bis  $4$ , und bei doppelter Wirkung  $1$  bis  $2$ . Aus  $z$  folgt dann die Kolbenfläche  $F$  und der entsprechende Kolbendurchmesser

$$d = \sqrt{\frac{4 F}{\pi}} = \sqrt{\frac{8 Q}{\psi \pi z v}} = 1,596 \sqrt{\frac{Q}{\psi z v}}$$

bei einfacher, und

$$d = \sqrt{\frac{4 F}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 Q}{\psi \pi z v}} = 1,128 \sqrt{\frac{Q}{\psi z v}}$$

bei doppelter Wirkung.

Führt man  $\psi = 0,675$  ein, so erhält man für den ersten Fall:

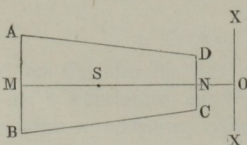
$$d = 1,942 \sqrt{\frac{Q}{z v}},$$

und für den zweiten

$$d = 1,373 \sqrt{\frac{Q}{z v}}.$$

Bei großen Cylindergebläsen zur Versorgung mehrerer Coakseisenhöfen mit Wind steigert sich der Kolbendurchmesser auf  $3$  m und darüber.

Fig. 809.



Bei Balgen mit trapezoidalen Kolbenflächen  $ABCD$ , Fig. 809, muß man noch Dimensionsverhältnisse dieser Flächen geben, um ihre absoluten Werthe berechnen zu können. Bezeichnen  $b_1$  und  $b_2$  die äußersten

Breiten  $AB$  und  $CD$  und  $l$  die Länge  $MN$  dieser Fläche, so hat man

$$F = (b_1 + b_2) \frac{l}{2} = \left( \frac{b_1}{l} + \frac{b_2}{l} \right) \frac{l^2}{2},$$

daher

$$l = \sqrt{\frac{2F}{\frac{b_1}{l} + \frac{b_2}{l}}} \text{ und}$$

$$b_1 = \frac{b_1}{l} l, \text{ sowie}$$

$$b_2 = \frac{b_2}{l} l.$$

Ist z. B.  $\frac{b_1}{l} = \frac{1}{3}$  und  $\frac{b_2}{l} = \frac{2}{5} \cdot \frac{1}{3} = \frac{2}{15}$ , so folgt

$$l = 2,071 \sqrt{F}, \quad b_1 = 0,690 \sqrt{F} \quad \text{und} \quad b_2 = 0,276 \sqrt{F}.$$

Den Hub  $s$  eines Zylindergebläses macht man dem Durchmesser desselben angemessen, und zwar

$$s = \frac{3}{4} d \text{ bis } \frac{5}{4} d.$$

Bei Gebläsen mit oscillirendem Kolben, wie z. B. bei den Spitzbalgen, ist unter  $s$  der beim Ausblasen vom Schwerpunkte  $S$  des Kolbens beschriebene Bogen zu verstehen. Ist hierbei  $\beta$  das Bogenmaß und  $d$  die Entfernung  $NO$  der Seite  $CD$  von der Drehungsaxe  $XX$  der Kolbenfläche, so hat man wegen der Lage des Schwerpunktes:

$$s = \beta \left( \frac{2b_1 + b_2}{b_1 + b_2} \frac{l}{3} + d \right).$$

Es ist gewöhnlich

$$s = \frac{l}{5} \text{ bis } \frac{l}{8}.$$

Aus dem Kolbenhube  $s$  bestimmt sich nun auch die Anzahl der Kolbenspiele (Doppelhübe) pro Minute:

$$n = \frac{30 v}{s}.$$

Bei den Kolbengebläsen mit Ventilen ist die Anzahl der Kolbenspiele pro Minute 12 bis 30, bei solchen mit Schiebern aber 40 bis 70. Letztere lassen sich wegen des mit der Pressung steigenden Windverlustes, wie schon in §. 189 näher angeführt worden, nur bei kleinen Pressungen mit Vortheil anwenden, eignen sich daher nicht zum Hohofenbetriebe, zumal nicht zur Erzeugung von Roheisen mittelst Coaks.



Die Querschnitte der Mündungen zum Einsaugen und Ausblasen sind der Größe der Kolbenfläche und der Kolbengeschwindigkeit anzumessen. Bei langsam gehenden Balgen und Kasten-gebläsen ist, wenn  $F$  den Inhalt der Kolbenfläche bezeichnet, der Querschnitt der Saugmündungen  $\frac{F}{15}$  bis  $\frac{F}{12}$ , bei Cylindergebläsen von mittlerer Geschwindigkeit ist dieser Querschnitt  $\frac{F}{10}$  bis  $\frac{F}{6}$ ; bei schnell gehenden Cylindergebläsen macht man ihn sogar  $\frac{F}{4}$  bis  $\frac{F}{2}$ . Die Querschnitte der Blasemündungen können ansehnlich kleiner sein; bei langsam gehenden Gebläsen ist der Querschnitt der Blasemündungen  $= \frac{F}{24}$  bis  $\frac{F}{18}$ , bei mäßig schnell gehenden Gebläsen ist derselbe  $\frac{F}{16}$  bis  $\frac{F}{12}$ , bei sehr schnell gehenden Gebläsemaschinen sogar  $\frac{F}{8}$  bis  $\frac{F}{6}$ . Damit sich die diese Mündungen bedeckenden Ventile schnell öffnen und schließen, muß man ihnen eine kleine Breite geben, und sie deshalb in größerer Anzahl anwenden. Uebrigens erhalten sie einen Anschlag von 10 bis 25 mm Breite.

Bei den Schiebergebläsen dienen die Saugmündungen auch als Blasemündungen; ihr Inhalt ist  $\frac{F}{6}$  bis  $\frac{F}{10}$ . Die Weite der Windleitungen ist nach der in §. 181 gegebenen Regel zu bestimmen, bei langsam gehenden Gebläsen ist der Querschnitt derselben  $\frac{F_v}{25}$  bis  $\frac{F_v}{20}$ , bei solchen mit mittlerer Geschwindigkeit  $\frac{F_v}{18}$  bis  $\frac{F_v}{12}$  und bei sehr schnell gehenden Gebläsen  $\frac{F_v}{10}$  bis  $\frac{F_v}{5}$ , wobei  $F_v$  die Summe der Flächeninhalte von den gleichzeitig blasenden Kolben bezeichnet.

Wenn eine Windleitung erhitzte Luft von der Temperatur  $\tau_2$  fortführt, so muß man ihren Querschnitt circa  $\left( \frac{1 + 0,004 \tau_2}{1 + 0,004 \tau_1} \right)$  mal so groß machen, als den der Windleitung für kalte Luft von der Temperatur  $\tau_1$ . Dieselbe Regel kann man auch für die Summe der Querschnitte der Winderhitzungsrohre in Anwendung bringen. Die Länge dieser Röhren ist nach §. 195 zu bestimmen.

Der Brennstoffaufwand zur Erzeugung der heißen Luft ist wie folgt zu ermitteln. Ein Kilogramm Kohle liefert bei der Verbrennung circa 6000 Wärmeeinheiten, erhitzt also, wenn die spezifische Wärme der Luft 0,25 gesetzt wird,  $6000 \cdot 4 = 24000$  kg Luft um 1 Grad, oder 80 kg

$= \frac{80}{1,294} = 62$  cbm Luft um 300 Grad. Es erfordert also ein Cubikmeter Luft zu seiner Erhitzung auf 300 Grad  $\frac{1}{62} = 0,016$  kg Kohle. Nach vielfachen Erfahrungen lassen sich aber in dem Lusterhitzungsapparate nur 50 Proc. der Verbrennungswärme nutzbar machen, daher ist zur Erwärmung von 1 Cubikmeter Luft die Kohlenmenge von etwa 30 Gramm nöthig. Setzt man die Luftmenge  $= Q$  Cubikmeter und die Brennstoffmenge  $= K$ , so ist hiernach für Steinkohlen

$$K = 0,030 Q,$$

oder allgemeiner

$$K = 0,0001 (\tau_1 - \tau) Q \text{ kg}$$

zu setzen.

Zur Bestimmung des erforderlichen Düsenmündungsquerschnittes giebt §. 194 u. f. w. die nöthige Anleitung.

Der Wirkungsgrad eines Kolbengebläses ist mit Einschluß des Windverlustes durch die Ventile u. f. w.

$$\eta = 0,40 \text{ bis } 0,60$$

zu setzen, wonach sich nun die erforderliche Leistung der Kraft- und Zwischenmaschine mittelst der Formel (s. §. 185)

$$L = \left[ 1 - 0,3521 \frac{h}{b} + 0,2000 \left( \frac{h}{b} \right)^2 \right] \frac{Q h \gamma}{\eta}$$

bestimmen läßt, in welcher  $b$  den Barometerstand,  $h$  den Manometerstand im Regulator,  $Q = \frac{n F s}{60}$  das geometrisch bestimmte Windquantum per Secunde und  $\gamma$  die Dichtigkeit der Manometerfüllung bezeichnet.

Beispiel. Um ein Paar Hoehöfen mit dem Windquantum  $60 Q = 120$  cbm per Minute von 0,2 kg Ueberdruck zu versorgen, soll ein doppelwirkendes Cylindergebläse mit einem Cylinder in Anwendung kommen, und sollen dessen Dimensionen und anderen mechanischen Verhältnisse im Folgenden ermittelt werden.

Die effective Windmenge zu 67,5 Proc. des geometrisch bestimmten Windquantums, also  $\psi = 0,675$ , und die mittlere Kolbengeschwindigkeit  $v = 1,5$  m angenommen, folgt die nöthige Fläche des Gebläsekolbens:

$$F = \frac{Q}{\psi v} = \frac{120}{0,675 \cdot 60 \cdot 1,5} = 1,975 \text{ qm,}$$

und der entsprechende Kolbendurchmesser

$$d = \sqrt{\frac{4 F}{\pi}} = 1,586 \text{ m.}$$

Bei einem Hube von 1,8 m ist die Anzahl der Kolbenspiele per Minute

$$n_2 = \frac{30 v}{s} = \frac{30 \cdot 1,5}{1,8} = 25.$$

Den Querschnitt der Saugmündungen kann man  $= \frac{F}{6} = \frac{1,975}{6} = 0,33$  qm annehmen. Bei drei quadratischen Saugmündungen, ähnlich wie das Gebläse in Fig. 771 darstellt, kann man einer solchen Mündung eine Seitenlänge von 0,35 m geben, und in jede zwei Klappventile einhängen; für die Mündungen der Druck- oder Blaseventile genügt hingegen der Mündungsquerschnitt  $\frac{F}{8} = \frac{1,975}{8} = 0,24$  qm, welcher durch zwei Mündungen von je 0,6 m Länge und 0,2 m Breite erreicht werden kann. Den Querschnitt der Windleitung für kalten Wind  $= \frac{F_v}{10} = \frac{F}{10} = 0,198$  qm angenommen, erhält man einen Röhren-durchmesser von 0,5 m und eine Windgeschwindigkeit in derselben von 15 m. Bei Anwendung von bis 200 Grad erhitztem Winde ist den Heizröhren und den Röhren zur Fortleitung dieses Windes der Querschnitt von  $(1 + 0,004 \cdot 200) \cdot 0,198 = 1,8 \cdot 0,198 = 0,356$  qm und der Durchmesser von 0,674 m zu geben.

Die erforderliche Leistung der Umtriebsmaschine ist, wenn man den äußeren Luftdruck per Quadratcentimeter zu 1,03 kg und daher  $\frac{h}{b} = \frac{0,2}{1,03} = 0,1942$  setzt,  $h\gamma = 0,2$  kg einführt, und den Wirkungsgrad  $\eta = 0,50$  annimmt:

$$\begin{aligned} L &= \left[ 1 - 0,3521 \frac{h}{b} + 0,2 \left( \frac{h}{b} \right)^2 \right] \frac{F v h \gamma}{\eta} \\ &= (1 - 0,3521 \cdot 0,1942 + 0,2 \cdot 0,0377) \frac{19\,750 \cdot 1,5 \cdot 0,2}{0,5} \\ &= (1 - 0,0683 + 0,0075) \cdot 11\,850 = 0,939 \cdot 11\,850 \\ &= 11\,127 \text{ mkg} = 148,3 \text{ Pferdekkräfte.} \end{aligned}$$

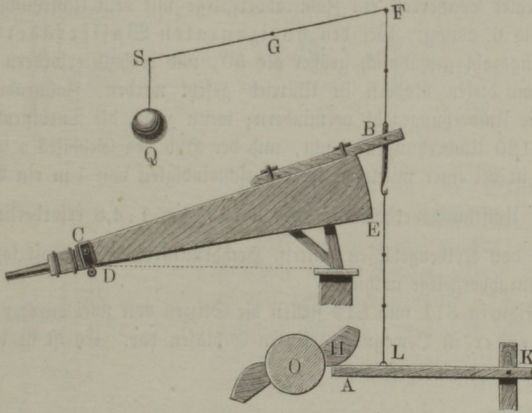
§. 197. Umtriebsmaschinen der Gebläse. Die Verbindung eines Kolben-gebläses mit der Umtriebsmaschine ist im Wesentlichen dieselbe wie bei den Wasserpumpen und anderen Arbeitsmaschinen mit hin- und hergehender Bewegung, nur findet insofern ein Unterschied zwischen den Kolbengebläsen (Luftpumpen) und den Wasserpumpen (Pumpen) statt, als die ersteren mit einer zwei- bis dreimal so großen Geschwindigkeit arbeiten als die letzteren. Je nach der Art der Umtriebskraft hat man entweder Hand- und Tritts-gebläse, oder Wasserrad- und Turbinengebläse, oder Dampf-gebläse u. s. w. Die durch die menschliche Kraft in Bewegung gesetzten Gebläse sind gewöhnlich nur kleine Lederbalgen, und je nachdem sie mit der Hand oder mit den Füßen bewegt werden, entweder Handbalgen oder Trittbalgen. Beide werden entweder unmittelbar oder mittelst eines Hebels von der menschlichen Kraft in Bewegung gesetzt. Beispiele dieser Bewegungsmechanismen bieten die in den Figuren 769 und 770 abgebildeten Balgen.

Größere Holz- und Lederbalgen werden in der Regel durch ein Wasserrad und zwar mittelst Hebedaumen oder Wellfüßen in Bewegung gesetzt. Die letzteren sitzen an der Wasserradwelle fest und wirken entweder



direct oder mittelst eines Hebels auf den um eine horizontale Aze drehbaren, entweder den Boden oder den Deckel des Balgens bildenden Gebläsekolben. Die erstere Wirkungsweise ist aus der Abbildung in Fig. 769 zu ersehen, dieselbe ist dann anzuwenden, wenn die Aze der Wasserradwelle nahe im Niveau des Gebläsekolbens liegt; befindet sich aber die Wasserradwelle *O*, Fig. 810, tiefer oder höher als der Kolben *BC*, so ist es nöthig, den Daumen *H* auf einen einarmigen Hebel *AK* wirken zu lassen, welcher durch eine senkrechte Zugstange *BL* mit dem beweglichen Balgenboden oder Deckel

Fig. 810.



verbunden ist. Der Wellfuß bewegt den Balgenkasten *BCE* nur nach der einen Richtung, z. B. hier abwärts; damit aber derselbe wieder zurückgehen kann und hierbei von Neuem Luft einsaugt, ist noch ein Gegengewicht *Q* und zwar hier durch einen Hebel *FGS* mit dem Balgenkasten zu verbinden. In der Regel hat man zwei solcher Balgen vor einem Ofen liegen; dieselben werden dann durch die Welle *O* abwechselnd auf- und niederbewegt, und sind zuweilen, um die Gegengewichte zu ersparen, durch einen gleicharmigen Hebel, ähnlich wie die Pumpen in Fig. 668, mit einander gepuppelt.

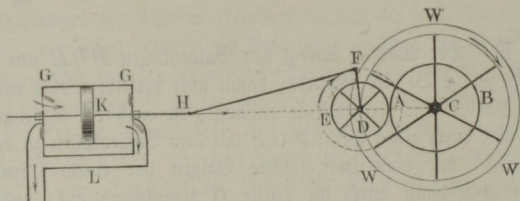
Die einfachwirkenden Kasten- und Cylindergebläse werden in der Regel durch auf der Wasserradwelle sitzende Wellfüße oder Excentrics in Bewegung gesetzt, z. B. das in Fig. 765 abgebildete Gerstner'sche Kasten-gebläse und das in Fig. 768 dargestellte Cylindergebläse von Fouriet. Doppelwirkende Cylindergebläse werden dagegen meistens mittelst Kurbelvorlege von verticalen Wasserrädern bewegt; um diese Gebläse mit

einer größeren Geschwindigkeit arbeiten lassen zu können, sind dieselben, namentlich wenn sie eine mäßige Größe haben, noch mit einem Zahnradvorgelege auszurüsten.

Setzt man in der Formel  $u = \frac{30v}{s}$  für  $v$  die mittlere Kolbengeschwindigkeit und für  $s$  den Hub des Gebläsekolbens ein, so giebt dieselbe die Anzahl  $u$  der Umdrehungen der Kurbelwelle per Minute. Nun ist aber durchschnittlich  $v = 1$  m und  $s = 1$  bis 2 m, daher folgt  $u = 15$  bis 30; da aber ein verticaleles Wasserrad nur bei einer Umdrehungszahl von 5 bis 8 vortheilhaft wirkt, so ist zum Umtriebe eines Cylindergebläses durch ein verticaleles Wasserrad ein Zahnradvorgelege mit dem Umsetzungsverhältnisse 2 bis 6 nöthig. Bei den horizontalen Wasserrädern ist die Umdrehungszahl gewöhnlich größer als 30, und deshalb erfordern Gebläse, welche von diesen Rädern in Umtrieb gesetzt werden, Zahnradvorgelege, welche die Umdrehungszahl vermindern; wenn z. B. die Turbinenwelle per Minute 120 Umdrehungen macht, und der Hub des Gebläses  $s = 1,2$  m mißt, so ist bei einer mittleren Kolbengeschwindigkeit von 1 m ein Vorgelege mit dem Umsetzungsverhältnisse  $\frac{30}{1,2}$  zu 120 oder 1:4,8 erforderlich. Beim Umtriebe von Kolbengebläsen mittelst Hochdruckturbinen sind oft sogar mehrere Zahnradvorgelege nöthig.

Die Figuren 811 und 812 stellen die Skizzen von zwei durch verticale Wasserräder in Bewegung gesetzten Gebläsen dar. Es ist in beiden  $W$

Fig. 811.



das Wasserrad,  $AB$  das auf der Welle  $C$  desselben sitzende größere und  $AE$  das auf der Kurbelwelle  $D$  sitzende kleinere Vorgelegerad, sowie  $DF$  der Kurbelarm und  $FH$  die Kurbelstange, ferner in Fig. 811  $G$  der liegende Gebläsecylinder,  $K$  der Kolben,  $KH$  die bei  $H$  an die Kurbelstange angeschlossene Kolbenstange und  $L$  die Windleitung, sowie in Fig. 812  $G$  der stehende Gebläsecylinder,  $KS$  die Kolbenstange und  $ROH$  ein um  $O$  schwingender, bei  $H$  an die Kurbelstange angeschlossener Balancier u. s. w. Gewöhnlich besteht ein solches Gebläse aus zwei oder drei Gebläsecylindern,

und daher auch aus zwei oder drei, auf derselben Welle *D* sitzenden und im Kreise gleichmäßig vertheilten Kurbeln.

Fig. 812.

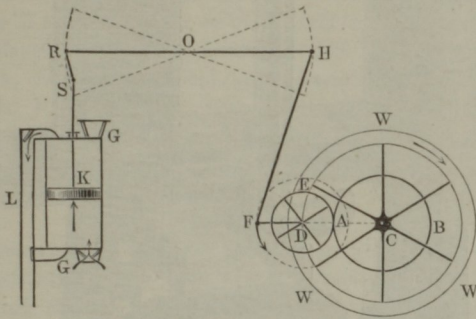
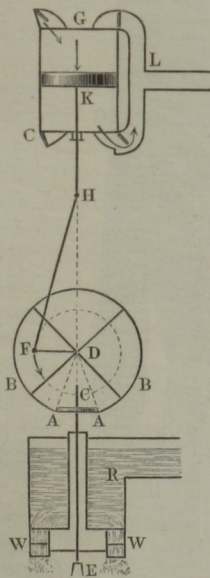


Fig. 813.

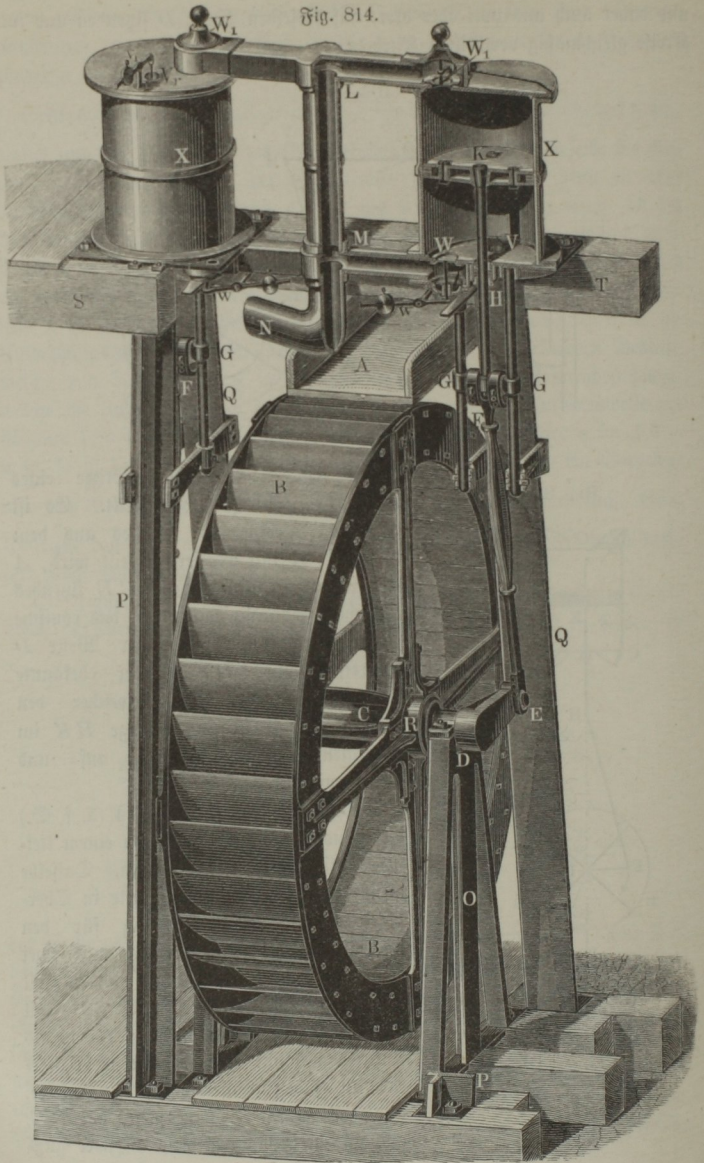


In Fig. 813 ist die Skizze eines Turbinengebläses dargestellt. Es ist *W* das Turbinenrad, welches aus dem Reservoir *R* mit Wasser gespeist wird, *A* ein auf der Turbinenwelle *CE* sitzendes conisches Zahnrad, welches in das conische Zahnrad *B* mit horizontalaler Welle *D* eingreift, und *DFH* der bekannte Krummzapfenmechanismus, welcher den Kolben *K* mittelst der Stange *HK* im verticalen Gebläsecyliner *G* auf- und niederbewegt.

Endlich führt noch Fig. 814 (a. f. S.) die monodimetrische Ansicht von einem kleinen Cylindergebläse vor Augen. Dasselbe dient auf der Kreuzburger Hütte in Oberschlesien zur Windversorgung für den Frischfeuerbetrieb und besteht aus zwei doppelwirkenden Gebläsekolben von 24 Zoll (0,628 m) Durchmesser und 30 Zoll (0,785 m) Hub. Man sieht in *B* das als Umtriebsmaschine dienende eiserne Wasserrad, in *A* den Wassereinflaß für dasselbe, und in *C* die in Krummzapfen, wie *DE*, auslaufende Wasserradwelle. Zwei guß-



Fig. 814.



eiserne Armkreuze, wie *R*, verbinden das Rad mit der Welle, und zwei gußeiserne Böcke, wie *O*, dienen zur Unterstützung der Zapfenlager. Die beiden Gebläsecylinder *X, X* ruhen auf Balken *S* und *T*, welche durch andere Böcke *PQ* unterstützt werden, und die Gebläsekolben *K* erhalten mittelst der Kurbelstange *EF*, welche unten an die Kurbeln und oben an die die senkrechten Leitstangen erfassenden Querschäpfer *GG* der Kolbenstangen angegeschlossen sind, die erforderliche auf- und niedergehende Bewegung. Noch sieht man bei *V, V<sub>1</sub>* die Saug- sowie bei *W, W<sub>1</sub>* die Blaseventile, sowie in *LMN* die Windleitung, in *w, w* Gegengewichte für die unteren Blaseventile und in *H* die Stopfbüchse für die durch den Boden des Gebläsecylinders gehende Kolbenstange *KF*.

**Dampfmaschinegebläse.** Bei den durch die Dampfkraft in §. 198. Bewegung gesetzten Cylindergebläsen ist deshalb die directe Uebertragung der Dampfkraft auf den Gebläsekolben ohne Nachtheile zu bewirken, weil beide Maschinen, das Cylindergebläse und die Dampfmaschine, bei derselben Geschwindigkeit fast gleich vortheilhaft arbeiten. Deshalb werden jetzt nur noch selten und nur unter besonderen Umständen Dampfmaschinegebläse mit Zahnradvorgelegen in Anwendung gebracht, wohl aber verbindet man zur Erzielung eines gleichmäßigen Ganges mit Hilfe eines Krummzapfenmechanismus gewöhnlich noch ein rotirendes Schwungrad mit der ganzen Gebläsemaschine. Ist das Cylindergebläse ein stehendes, so stellt man die Cylinder von beiden Maschinen entweder über- oder nebeneinander; im ersteren Falle haben dieselben eine gemeinschaftliche Kolbenstange, im zweiten Falle hat dagegen jede Maschine eine besondere Kolbenstange, und es sind dieselben durch einen Hebel oder Balancier mit einander verbunden. Liegende Cylindergebläse werden in der Regel direct an die umtreibende, ebenfalls liegende Dampfmaschine angeschlossen und erhalten zur Ausgleichung der veränderlichen Kraft meist ebenfalls ein umlaufendes Schwungrad.

Einige Skizzen von diesen verschiedenen Dampfmaschinegebläsen bieten die Abbildungen in den Figuren 815 bis 818 (a. f. S.) dar.

Fig. 815 (a. f. S.) ist die Skizze von einem stehenden Cylindergebläse mit Zahnradvorgelege und liegendem Dampfzylinder *M*. Die Kolbenstange *PQ* der Dampfmaschine setzt mittelst der Kurbelstange *QR* und der Kurbel *CR* die Welle *C* mit dem Schwungrade *S* in Umdrehung, und diese wieder mittelst der Zahnräder *A* und *B* die Welle *D*; letztere ertheilt endlich mittelst des Kurbelmechanismus *DFH* dem Gebläsekolben *K* die erforderliche auf- und niedergehende Bewegung. Wenn man bei Anwendung von zwei Dampf- und zwei Gebläsecylindern die Wellen *C* und *D* mit doppelten Krummzapfen versieht, deren Warzen um einen Quadranten von

einander abstehen, so kann man auch das Schwungrad ganz abwerfen. Diese Einrichtung hat die von Flachot construirte Luftpumpe der atmosphärischen Eisenbahn zu St. Germain bei Paris, deren Cylinders in

Fig. 815.

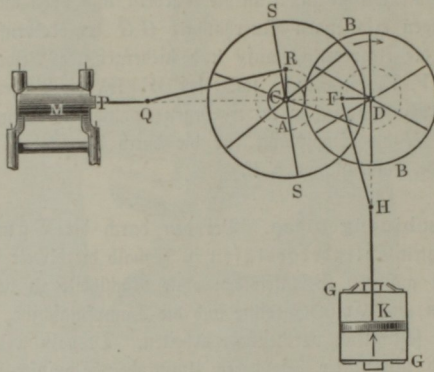


Fig. 772 abgebildet ist. S. Publication industrielle par Armengaud aîné, Tome VI.

Fig. 816.

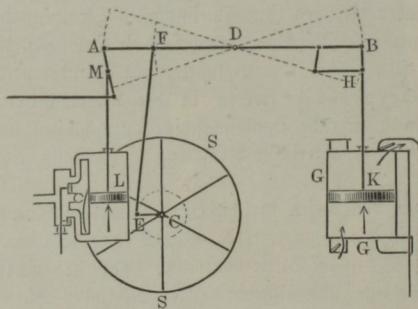


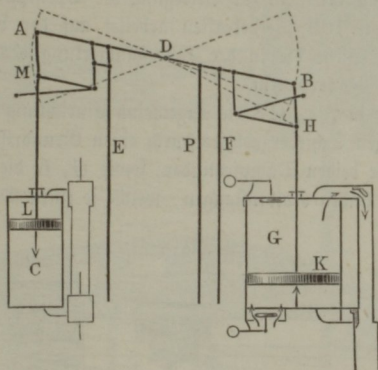
Fig. 816 ist die ideelle Darstellung eines Cylindergebläses mit Balancier und Schwungradregulirung.

Die Kolbenstange *ML* der Dampfmaschine ist mittelst eines Gelenkes mit Gegenlenker und die Kolbenstange *HK* des Gebläsekolbens mittelst eines Watt'schen Parallelogrammes an den um *D* drehbaren Balancier



angeschlossen; es ist daher mit dem Auf- oder Niedergange des Dampf-  
kolbens *L* ein Nieder- oder Aufgang des Gebläsekolbens *K* verbunden.

Fig. 817.



Damit aber diese Bewegung möglichst stetig und gleichmäßig erfolge, ist noch ein Schwungrad *S* hinzugefügt, welches mittelst der Kurbelstange *EF* von dem Arme *AD* des Balanciers seine Bewegung erhält.

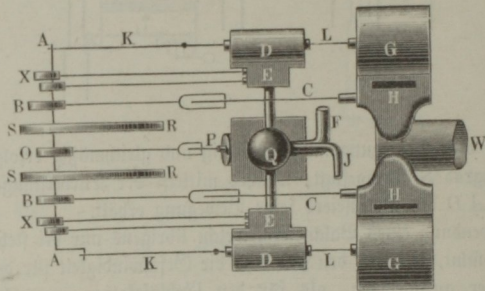
Die Anwendung eines Balanciers, welche übrigens nur bei stehenden Gebläsen vorkommt, gestattet, den Hub und die Geschwindigkeit für den Dampf-  
kolben größer anzunehmen, als für den Gebläsekolben, was bei directer Verbindung natürlich nicht möglich ist. Auch erhält bei der letzteren die Maschine eine größere Höhe, wodurch die Fundirung erschwert wird, während andererseits Balanciermaschinen größeren Raum in horizontaler Richtung erfordern. Bei Balanciermaschinen stellt man auch, abweichend von Fig. 816, den Gebläsecyliner mit dem Dampfcyliner auf dieselbe Seite des Drehzapfens, ferner ist es vielfach gebräuchlich, die Schwungradwelle *C* außerhalb des Dampfcylanders *L* aufzustellen und alsdann die Lenkerstange *FE* an eine hornartige Verlängerung des Balanciers anzuschließen. Durch diese Anordnung wird wegen des längeren Armes der Kurbeldruck herabgezogen, welcher namentlich bei starker Expansionswirkung der Dampfmaschine bedeutend ausfällt, weil hierbei im Anfange des Hubes der Dampf-  
kolben den größten Druck ausübt, während der Gebläsekolben den kleinsten Widerstand findet.

Eine andere Gebläsemaschine mit Balancier, jedoch ohne Schwungrad, ist Fig. 817 skizzirt. Hier ist sowohl die Kolbenstange *LM* der Dampfmaschine *C* als auch die Kolbenstange *KH* des Gebläses *G* durch ein Watt'sches Parallelogramm an den um *D* drehbaren Balancier *AB* an-

geschlossen, und es sind an denselben noch drei andere Stangen *E*, *F* und *P* angehängen, wovon die erstere *E* zur Bewegung des Steuerungsmechanismus der Dampfmaschine, die zweite *F* zur Bewegung der Luft- und Warmwasserpumpe und die dritte *P* zur Bewegung der Speisepumpe dient. Ein solches Gebläse von 100 Pferdekräften arbeitet auf der Laura-Eisenhütte in Oberschlesien. Siehe die in der Schlußanmerkung des zweiten Theiles citirte Schrift von Nottebohm.

Endlich ist noch in Fig. 818 die allgemeine Einrichtung und Anordnung eines zweicylindrigen Schiebergebläses durch einen Grundriß dargestellt. Es sind hier *D, D* die beiden Dampfcylinder, sowie *G, G* die Gebläsecyliner, ferner sind *L* die beiden Kolbenstangen, welche je einen Dampf- und einen

Fig. 818.



Gebläsekolben mit einander verbinden, *K* die Kurbelstangen, wodurch die Welle *A* an die Kolbenstangen angeschlossen wird, und *B* die Excentriks, welche die Stangen *BC* der Gebläseschieber in Bewegung setzen. Diese Schieber selbst bewegen sich in den Gehäusen *H*, welche oben und unten mit der äußeren Luft, auf der einen Seite mit den Gebläsecylinern *G* und auf der anderen Seite mit der Windleitung *W* in Verbindung stehen. Die Dampfchieber werden durch die Excentriks *X*, sowie die Luft- und Warmwasserpumpe *P* durch das Excentrik *O* bewegt. Die beiden Warzen der Krummzapfen *A* sind natürlich auf das Viertel gestellt, auch sind zur Ausgleichung der Kräfte noch zwei Schwungräder *SR* auf die Welle *A* aufgesetzt. Der Dampf tritt nach vollbrachter Wirkung durch die Röhren *EQ* aus den Dampfkammern *E* in den Condensator *Q*, welchem das Injectionswasser durch das Rohr *J* zugeführt wird, und aus welchem das warme Wasser durch das Rohr *F* abläuft. Der Gebläsecylinder sammt Schieberkammer u. s. w. ist oben in Fig. 780 abgebildet und in §. 179 beschrieben. Das ganze aus dem Etablissement von Cavé hervorgegangene Gebläse ist

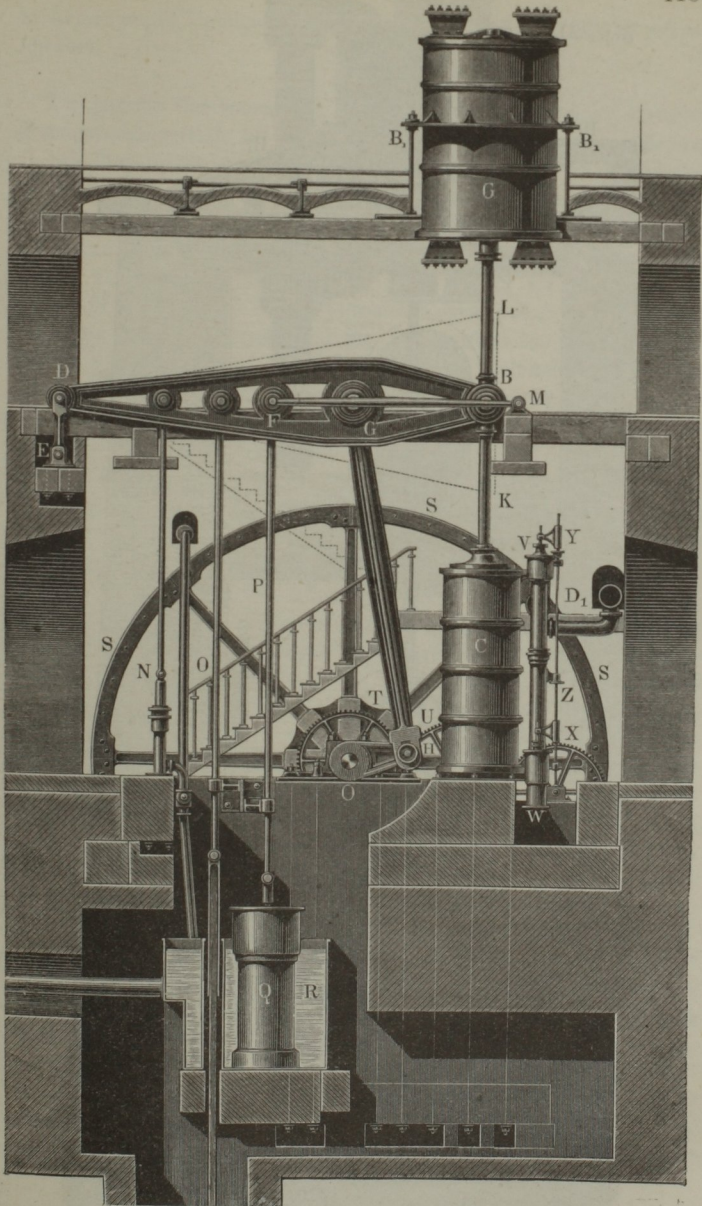
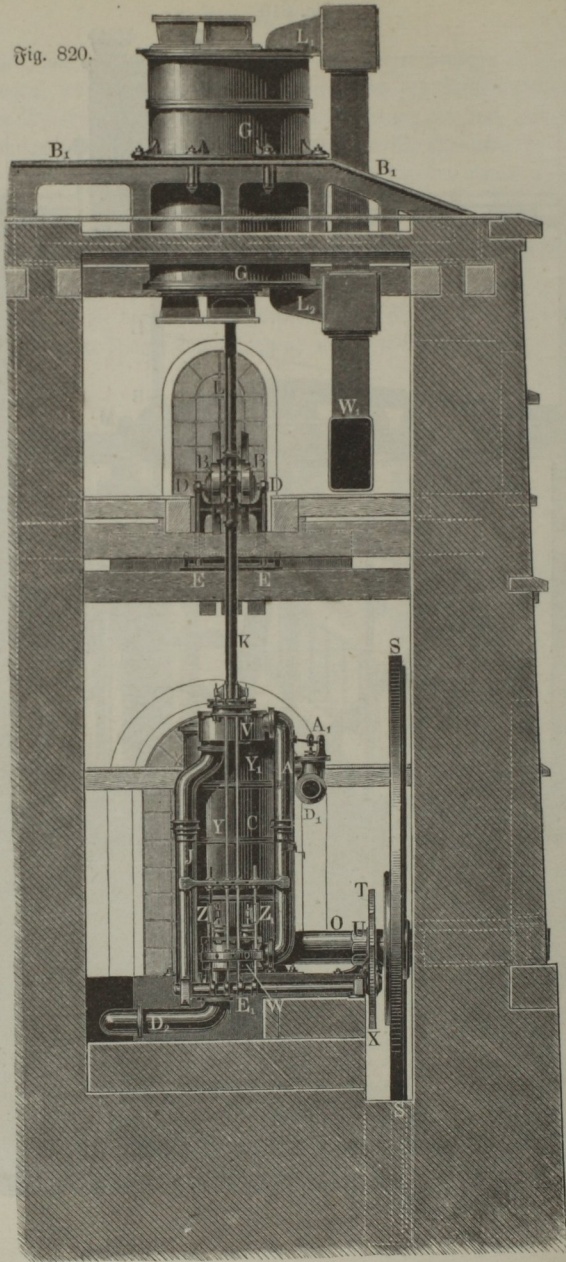




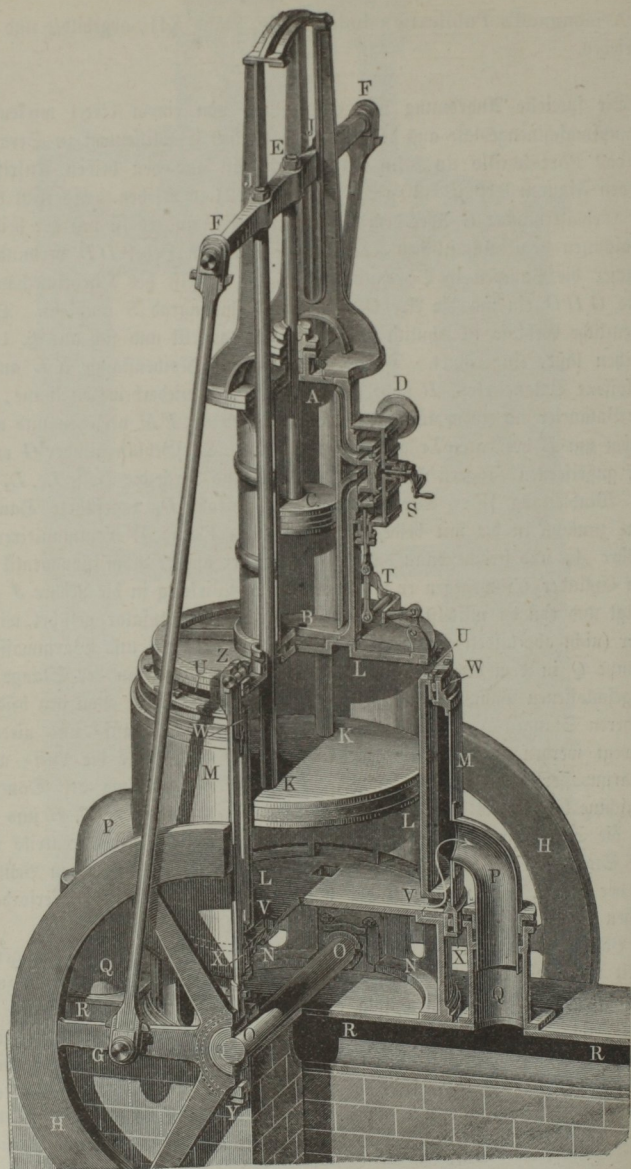
Fig. 820.



in Armengaud's Publication industrielle, Band XII, abgebildet und beschrieben.

Die specielle Anordnung und Einrichtung von einem direct wirkenden §. 199. Dampfmaschinengebläse aus dem Cockerill'schen Etablissement zu Seraing (s. das Portefeuille de John Cockerill) ist aus den beiden Aufrissen in den Figuren 819 u. 820 (S. 1181 u. 1182) zu ersehen. Es steht hier der Gebläsecyliner  $G$  über dem Dampfcylinder  $C$  und es ist mit der beiden Maschinen gemeinschaftlichen Kolbenstange  $KL$  ein Hebel  $DB$  verbunden, welcher die Pumpen in Bewegung setzt, und mittelst des Kurbelmechanismus  $GHO$  ein um die Aze  $O$  drehbares Schwungrad  $S$  umdreht. Das eigentliche Gebläse ist ähnlich wie Fig. 771 darstellt und sich aus §. 178 ersehen läßt, eingerichtet. Damit sich der an die Kolbenstange  $KL$  ange-schlossene Balancierkopf  $B$  nahe senkrecht auf- und niederbewegen könne, ist der Balancier mit einem um  $M$  drehbaren Gegenlenker  $FM$  versehen und von einem um  $E$  drehbaren Träger  $DE$  unterstüzt. Der Gebläsecyliner  $G$  ruht auf gußeisernen Trägern  $B_1$  und drückt den Wind durch die Hälse  $L_1, L_2$  in die Windleitung  $W_1$ . Der durch das Dampfrohr  $D_1$  zugeführte Dampf tritt zunächst in die mit beiden Ventilkammern  $V$  und  $W$  communicirende Röhre  $A$ , und strömt dann durch das eine oder andere Admissionsventil in den Cylinder  $C$ ; wogegen er nach vollbrachter Wirkung in die Röhre  $J$  gelangt und von da mittelst der Röhre  $D_2$  in den Condensator geführt wird. Der (nicht abgebildete) Condensator steht sammt der Luft- und Warmwasserpumpe  $Q$  in dem Wasserbassin  $R$ , welches mittelst der an der Stange  $O$  angeschlossenen Pumpe mit kaltem Wasser versorgt wird. Von den beiden anderen Stangen  $N$  und  $P$ , welche vom Balancier  $BD$  auf- und niederbewegt werden, setzt die eine die Speise- und die andere die Luft- und Warmwasserpumpe in Bewegung. Die äußere Steuerung der Dampfmaschine besteht aus einer Welle, welche durch die Zahnräder  $T, U$  und  $X$  an die Schwungradwelle  $O$  angeschlossen ist und mittelst vier Excentriks  $E_1$  die Stangen  $Y, Y_1$  und  $Z, Z_1$  bewegt, wodurch sowohl die beiden Ventile in der oberen als auch die in der unteren Dampfammer in der erforderlichen Folge eröffnet und verschlossen werden. (Vergl. Thl. II.)

Vom Herrn Fabrikdirector C. Schmidt in Breslau sind vor längerer Zeit mehrere stehende Schiebergebläse construirt worden, deren zum Theil eigenthümliche Einrichtung aus der monodimetrischen Abbildung in Fig. 821 (a. f. S.) zu ersehen ist. Der Dampfcylinder  $AB$  steht hier unmittelbar auf dem Gebläsecyliner  $L$ , und der letztere ist, wie beim Schiebergebläse von Slate (s. Fig. 781), oben und unten mit den ganzen Umkreis einnehmenden Oeffnungen  $U$  und  $V$  versehen. Der Gebläseschieber  $M$  besteht aus zwei gußeisernen Ringstücken und einem beide verbindenden Mantel





aus Eisenblech. Um das Gewicht desselben durch den Druck des eingeschlossenen Windes auszugleichen, hat der obere Ring *W* eine größere Breite erhalten als der untere Ring *X*. Jeder dieser Ringe schließt noch einen Liderungsfranz ein, welcher mittelst Keile und Schrauben gegen die abgedrehte Ringsfläche nahe am Deckel und Boden des Gebläsecyllinders angedrückt wird, so daß ein luftdichter Abschluß entsteht. Der aus dem Gebläse in den Schieberaum tretende Wind wird durch zwei mit dem Schiebermantel fest verbundene Kropfröhren, welche sich mittelst Stopfbüchsen in den kurzen Aufsatzröhren *Q* der Windleitung *R* verschieben lassen, in die letztere geleitet. Bei der abgebildeten Schieberstellung faugt der niedergehende Gebläsekolben Luft durch die Mündungen *U* an, und drückt den Wind durch die Mündungen *V* in den Schieberaum u. s. w. Steht der Schieber oben und geht der Kolben aufwärts, so findet natürlich Einfaugen durch *V* und Ausblasen durch *U* statt. Die Kolbenstange *CE* der Dampfmaschine und die beiden Kolbenstangen *KJ* des Gebläses sind durch einen langen Querarm mit einander verbunden, und an dessen Enden sind die Kurbelstangen *FG* angeschlossen, welche die Kurbeln der Schwungräder *H* ergreifen. Der Gebläsecyllinder ruht auf dem cylindrischen Fußgestelle *N*, durch welches die Schwungradwelle hindurchgeführt ist. Die Bewegung des Schiebers geschieht durch zwei auf dieser Welle sitzende Excentriks wie *Y* und zwei Stangen wie *YZ*, welche das Haupt des Schiebers mittelst Bolzen wie *Z* ergreifen. Der in der Dampfammer *S* eingeschlossene Dampfchieber wird mittelst eines Hebelmechanismus *T* u. s. w. an die Bolzen *Z* des Gebläseschiebers angeschlossen und daher mit diesem auf- und niederbewegt. Auf der Walterhütte zu Nikolai in Oberschlesien \*) versorgen zwei solche durch eine gemeinschaftliche Schwungradwelle zusammengekuppelte Gebläse von je 5 Fuß (1,57 m) Durchmesser und 4 Fuß (1,255 m) Hub, bei 26 Umgängen, zwei Coaks-Eisenhöfen mit 5000 Cubitfuß (155 cbm) Wind per Minute von 2½ Pfund (135 mm Quecksilber) Ueberdruck, wobei die Dampfmaschine mit fünffacher Expansion arbeitet.

Ähnliche Gebläse sind auch in England für die East India Iron Company nach den Zeichnungen von E. A. Cowper in der Maschinenbauanstalt von James Watt & Comp. construirt worden.

In Fig. 822 (a. f. S.) ist ein Balanciergebläse einer englischen Eisenhütte \*\*) dargestellt, dessen Construction in der neueren Zeit auch in Deutschland vielfach Verbreitung gefunden hat \*\*\*). Der Dampfcyllinder *A* von

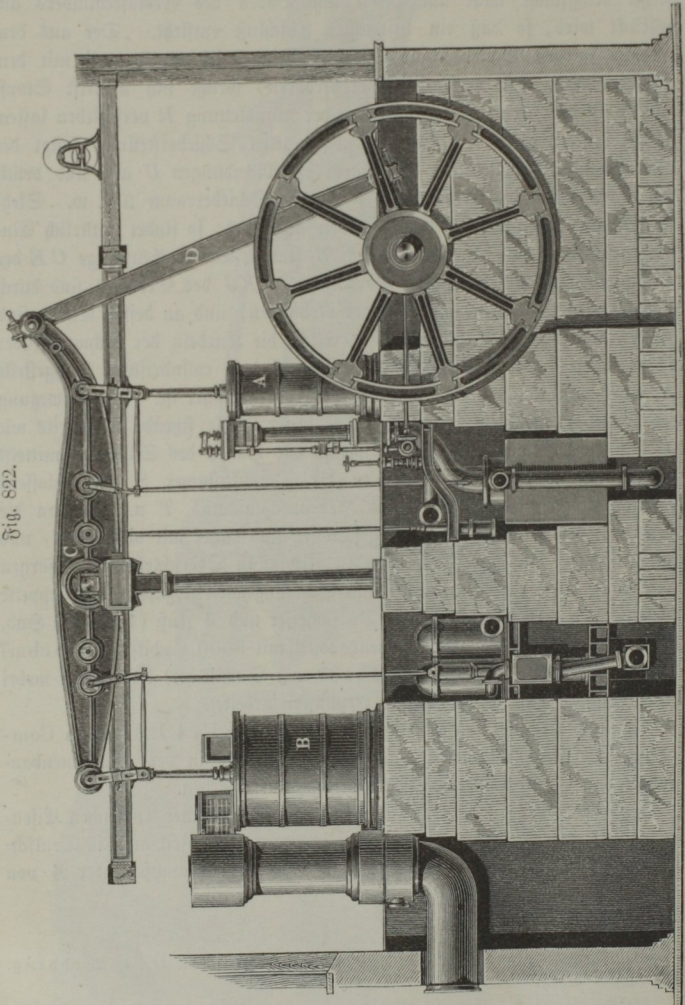
\*) S. Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1858.

\*\*) Eisenhüttenkunde von John Percy, bearbeitet von Dr. G. Wedding. II. Bd., 2. Abth.

\*\*\*) S. Riedler's Excursionsbericht.

1,137 m Durchmesser und 2,746 m Hub wirkt hier an einem Balancierarme von gleicher Größe mit dem des Gebläsecylinders *B*, dessen Durchmesser 2,537 m beträgt. Solcher Systeme sind zwei neben einander vorhanden, deren Balanciers von den hornartig verlängerten Enden aus durch

Fig. 822.



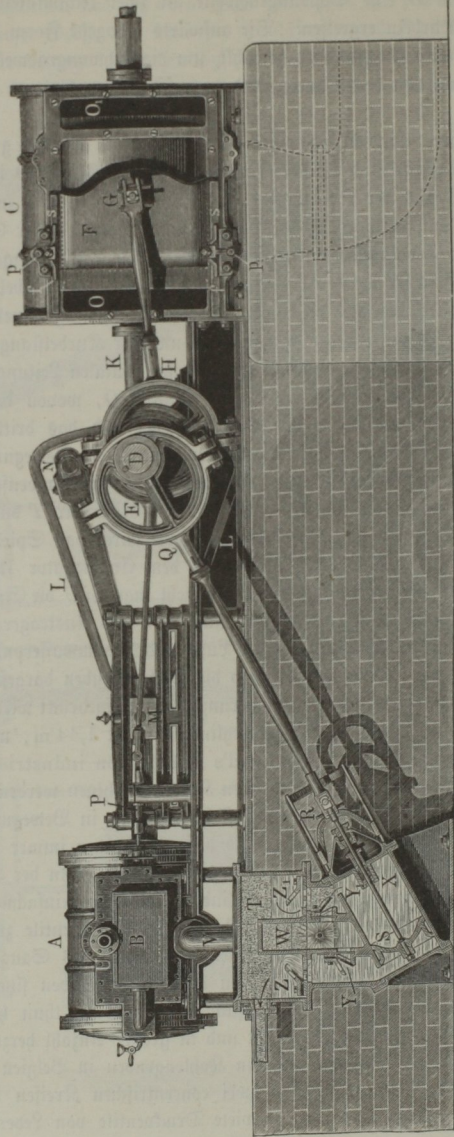
Lenkerstangen *D* eine Schwungradwelle an zwei rechtwinkelig zu einander befestigten Kurbeln ergreifen. Die aufwärts gebogene Form des Balancierarmes hat man hauptsächlich gewählt, um die Schwungradwelle in genügendem Abstände von den Dampfcylindern aufstellen zu können.

Die nähere Einrichtung eines liegenden Schiebergebläses von §. 200. M. M. Thomas und Laurent, dessen Cylinder Fig. 779 im Querschnitt darstellt, ist aus der Seitenansicht in Fig. 823 (a. f. S.) zu ersehen. Es ist *A* der Dampfcylinder, *B* die Dampfkammer, sowie *C* der Gebläsecylinder und *F* der Gebläseschieber; ferner zeigt *P* die Kolbenstange der Dampfmaschine, sowie *K* die des Gebläses, und *LML* eine Gabel, welche beide Stangen mit einander verbindet und die Schwungradwelle umschließt. Diese Welle ist mittelst der Kurbel *DN* und der Kurbelstange *MN* an die Traverse *M* angeschlossen, welche in einer horizontalen Leitung gleitet. Auf der Welle *D* sitzen drei Excentriks *E*, *H* und *Q*, wovon das erstere den Dampf-, sowie das zweite den Gebläseschieber und das dritte die Kolbenstange *RS* der Luft- und Warmwasserpumpe *X* in Bewegung setzt. Die letztere ist doppeltwirkend und communicirt mit dem Condensator *W* durch die beiden Saugventile *Y*, *Y*<sub>1</sub>, sowie mit dem Reservoir *T* durch die Druckventile *Z*, *Z*<sub>1</sub>. Es ist leicht einzusehen, wie durch das Spiel des Kolbens *S* die Luft und das warme Wasser aus dem Condensator *W* gesaugt und in das Reservoir *T* gedrückt wird. Noch sieht man in *U* die Einmündung des Dampfrohres in die Dampfkammer und in *V* das Austragerrohr, ferner in *R* die Leitung der Kolbenstange der Luft- und Warmwasserpumpe. Endlich sind in *f*, *f* die Federn und in *p*, *p* die Pressschrauben dargestellt, wodurch der Gebläseschieber auf seine Auflagerungsfläche aufgedrückt wird (s. Fig. 779, §. 179). Die Weite des Gebläsecylinders *C* ist 1,44 m, und die Länge desselben 1,50 m. (S. Armengaud's Publication industrielle, T. XII.)

Die als Wetterauger dienenden Kolbenmaschinen werden in der Regel direct und ohne Anwendung eines Schwungrades in Bewegung gesetzt; es ist dies hier um so eher zulässig, als diese Maschinen immer nur mit einer mäßigen Geschwindigkeit von 0,5 bis 1 m arbeiten. In der Regel bestehen diese Wettermaschinen aus zwei Cylindern mit zwei einfachwirkenden Kolben, welche abwechselnd auf- und niedergehen. Die Ventile zum Einsaugen der Wetter aus dem Schachte nehmen den Boden des Saugcylinders ein, wogegen die zum Ausblasen auf dem beweglichen Kolben sitzen. Da man es hier nur mit sehr kleinen Pressungsdifferenzen zu thun hat, so ist es nöthig, die Ventile möglichst leicht und in großer Anzahl herzustellen. Bei den bestehenden Maschinen auf den Kohlengruben in Belgien hat jede einzelne Maschine 10 bis 16, in zwei concentrischen Kreisen herumstehende trapezoidale Saug- und eben so viele Druckventile von Leder mit dünner



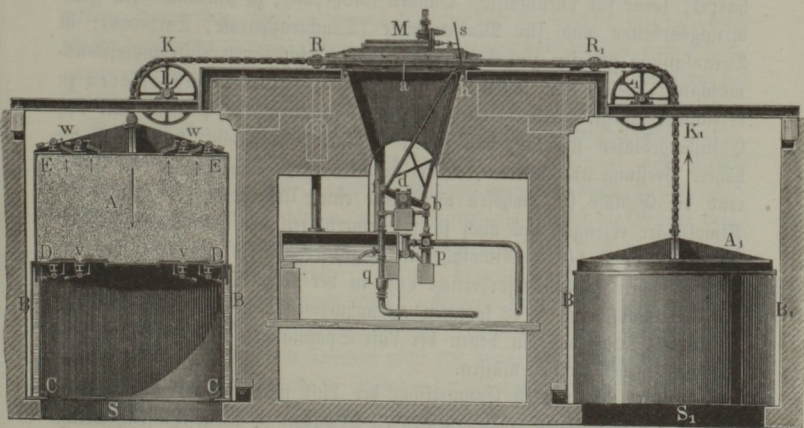
Fig. 823.



Blechdecke. Da diese Ventile nicht vollkommen abschließen, so erleiden diese Wetterfanger immer einen namhaften Windverlust, der natürlich verhältnißmäßig um so größer ausfällt, je langsamer die Maschine arbeitet. Daher ist es auch zu erklären, daß diese Maschinen bei sehr kleinen Geschwindigkeiten weniger Nutzleistung geben, als bei mittleren Geschwindigkeiten von 0,6 bis 1 m.

Ein vollständiger Wetterfanger dieser Art mit Wasserleitung, nach Art der Harzer Wetterfänge oder Glockengebläse und mit liegendem Dampfcylinder, ist in Fig. 824 abgebildet. Diese Maschine ist nach den Angaben des Herrn De Bauw construiert und arbeitet auf der Kohlengrube „Marihaye“ zu Seraing bei Lüttich. Sie besteht aus zwei cylindrischen Blechlocken  $A$ ,  $A_1$  von 3,66 m Durchmesser und 2,60 m Höhe, deren Mäntel sich in

Fig. 824.



mit Wasser angefüllten ringförmigen Räumen  $BC$  bewegen, welche von je zwei Blechcylindern  $BB_1$  und  $CC_1$  umschlossen werden, wovon der eine die Weite von 3,81 m und der andere die von 3,51 m hat. Die inneren Blechcylinder, wie z. B.  $CC$ , stehen über den Mündungen  $S, S_1$  des Wetterfangeschachtes und sind oben durch einen Deckel, wie  $DD$ , verschlossen, in welchem sich 16 durch Gegengewichte äquilibrirte Saugventile  $v, v \dots$  befinden. Ebenso erhält der Kolben oder Deckel  $EE$  einer Glocke 16 durch Gegengewichte äquilibrirte Ausblaseventile  $w, w \dots$ . Die beiden Glocken  $A$  und  $A_1$  sind mittelst über die Leitrollen  $L, L_1$  weggeführter Ketten  $K, K_1$  an die mit Frictionsrädern  $R, R_1$  ausgerüsteten Enden der Kolbenstange der Dampfmaschine  $M$  angeschlossen. An dieser Kolbenstange ist ferner die

Steuerstange *a* befestigt, welche mittelst zweier Bolzen und eines Hebels den Dampfchieber *s* bewegt. Noch ist an die Steuerstange ein um *d* drehbarer Hebel *d h* befestigt, welcher mittelst des Armes *b* die Speisepumpe *p* und mittelst des Armes *f* die Kaltwasserpumpe *g* in Bewegung setzt. Der Wirkungsgrad dieser Maschine wird, bei 9 Pferdekraft Totalleistung und 0,65 m mittlerer Geschwindigkeit, auf 0,5 bis 0,6 geschätzt. Siehe *Traité de l'exploitation des Mines de Houille, par Ponson, auch Recherches théor. et expér. sur les Appareils destinés à l'aerage par Trasenster* in den *Annales des Travaux publics de Belgique, Tome III*, auch *Berg- und Hüttenmännische Zeitung, Ergänzungsheft 1844*.

§. 201. **Compressoren.** Die vielfache Verwendung von comprimierter Luft zum Betriebe bergmännischer Maschinen, wie Steinbohrmaschinen, Luftpumpen, sowie für pneumatische Bahnen (Rohrpost), zu pneumatischen Fundamentarbeiten und für Marinezwecke (Taucherapparate, Torpedos), ist Veranlassung gewesen zur Construction von verschiedenen Luftcompressionsmaschinen, welche man schlechtweg mit dem Namen der Compressoren zu bezeichnen pflegt. Alle diese Maschinen stimmen im Princip mit den Cylindergebläsen überein, von denen sie sich hauptsächlich nur durch die höhere Pressung unterscheiden, welche sie der Luft zu ertheilen haben. Während die Gebläse für Hohöfen meist nur einen Ueberdruck von  $\frac{1}{4}$  bis  $\frac{1}{2}$  Atmosphäre erzeugen und auch für Bessemerhütten der Ueberdruck meistens nicht über  $1\frac{1}{2}$  bis 2 Atmosphären steigt, erhält die zum Betriebe der Gesteinsbohrmaschinen erforderliche Luft in der Regel Spannungen von 5 bis 6 Atmosphären; ja es kommen ausnahmsweise, z. B. beim Füllen der Torpedos, Fälle vor, in denen der Luft Spannungen bis zu 100 Atmosphären gegeben werden müssen.

In Folge der starken Compression der Luft wird daher die letztere in allen diesen Maschinen einer bedeutenden Erwärmung ausgesetzt sein, welche um so größer ausfällt, je weiter die Verdichtung getrieben wird. Da eine solche Erwärmung der Gebläsecylinder nicht nur die Dichtungen der Kolben, Stopfbüchsen und Ventile beeinträchtigt und die Schmierung erschwert, sondern auch den Widerstand der Maschinen dadurch wesentlich vermehrt, daß die Pressung der Luft durch die Erwärmung erhöht wird, so pflegt man bei fast allen Compressoren eine Abkühlung der Cylinder durch Wasser vorzunehmen. Diese Abkühlung wird entweder durch äußere Umhüllung der Cylinder mit Wasser bewirkt, indem man die Cylinder mit doppelten Mänteln versteht, durch deren Zwischenraum das Kühlwasser circulirt, auch wohl die Kolben und Kolbenstangen zu diesem Behufe hohl macht, oder dadurch, daß man in die Cylinder Wasser einspritzt, welches mit der Luft zugleich durch die Druckventile wieder fortgedrückt wird. Dieses in die Cylinder



eingeführte Wasser gewährt gleichzeitig den Vortheil, den schädlichen Raum zwischen dem Kolben und den Ventilen auszufüllen, und die sonst durch den schädlichen Raum verursachte Verminderung der geförderten Luftmenge zu beseitigen. Es ist erklärlich, daß dieser Nachtheil der schädlichen Räume um so stärker hervortreten muß, je größer die Luftverdichtung ist, da bei dem Rückgange des Kolbens die in dem schädlichen Raume enthaltene verdichtete Luft immer erst durch Ausdehnung ihre Dichte unter die der Atmosphäre herabsetzen muß, bevor neue Luft angesaugt werden kann. Bei den sogenannten trockenen Compressoren, d. h. solchen, welche im Gegensatz zu den eben besprochenen nassen ohne Einspritzung arbeiten, ist es daher erforderlich, die Größe der schädlichen Räume möglichst klein zu halten. Bei den älteren nassen Compressoren wurde nicht sowohl eine Einspritzung von Wasser bei jedem Kolbenlaufe veranlaßt, sondern man hielt die Räume zwischen dem Kolben und den Ventilen fortwährend mit Wasser gefüllt, mit welcher Anordnung jedoch, besonders bei schnellem Hubwechsel, starke Wasser schläge verbunden waren. Man hat daher neuerdings bei den nassen Luftpumpen vorgezogen, nur so viel Wasser einzuspritzen, als zur Kühlung der Cylinder und zur Ausfüllung der schädlichen Räume erforderlich ist.

Die Pumpen der Compressoren werden ebensowohl stehend wie liegend, einfachwirkend wie doppeltwirkend ausgeführt. Die Saug- und Drucköffnungen werden bei den Compressionsmaschinen immer durch Ventile, niemals durch Schieber verschlossen, und es dürften aus §. 189 die Gründe deutlich sein, warum bei der starken Verdichtung der Luft die Anwendung von Schiebern sich nicht empfiehlt. Nur für schnellgehende Compressoren hat man bei einigen neueren vorzüglichlichen Constructionen Anordnungen getroffen, durch welche direct durch den Kolbenwechsel ein präcises Spiel dieser Ventile veranlaßt wird, so daß ein Deffnen nicht erst durch das Vorhandensein einer genügenden Luftverdünnung im Cylinder herbeigeführt wird.

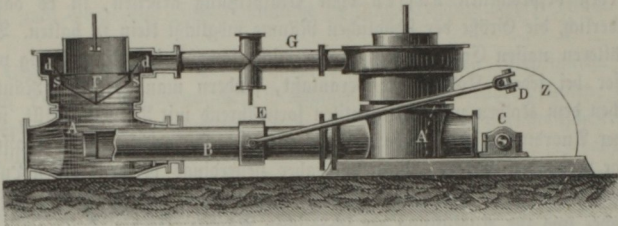
Die Durchmesser der Cylinder sind selten größer als 0,4 m, die Kolbengeschwindigkeit pflegt 1,2 bis 1,5 m, zuweilen bei schnell gehenden Compressoren bis 2 m zu betragen, die Zahl der Spiele schwankt im Allgemeinen zwischen 20 und 50, doch kommen auch Constructionen vor, welche pro Minute über 100 Umdrehungen zulassen. Der Hub der Ventile ist bei allen Compressoren möglichst klein zu halten, um ein schnelles Spiel und damit geringe Luftverluste zu erlangen. Den Saugventilen giebt man wohl je nach der Geschwindigkeit  $\frac{1}{3}$  bis  $\frac{1}{10}$  vom Cylinderquerschnitt zur Durchgangsöffnung, die Druckventile können kleiner sein.

In Fig. 825 (a. f. S.) ist eine Skizze der Compressionspumpen gegeben, welche beim Bau des Mont-Cenis-Tunnels\*) zur Beschaffung der com-

\*) Zeitschr. f. Berg-, Hütten- und Salinenwesen 1869, und daraus in Mühlmann's Allgemeiner Maschinenlehre, Bd. IV.

primirten Luft von 5 Atmosphären Ueberdruck für den Betrieb der Bohrmaschinen angewendet wurden. Die beiden horizontal in derselben Geraden aufgestellten einfachwirkenden Pumpen *A* sind mit Plungerkolben *B* versehen, welche von der Welle *C* mittelst der Kurbel *CD* und Lenkerstange *DE* ihre hin- und hergehende Bewegung empfangen. Durch die beiden Saugventile *s* wird die atmosphärische Luft aus *F* angesaugt und durch die Druckventile *d* nach der Windleitung *G* gepreßt. Die in jedem Pumpenzylinder enthaltene Wassermenge ist so bemessen, daß sie bei gänzlich einwärts

Fig. 825.

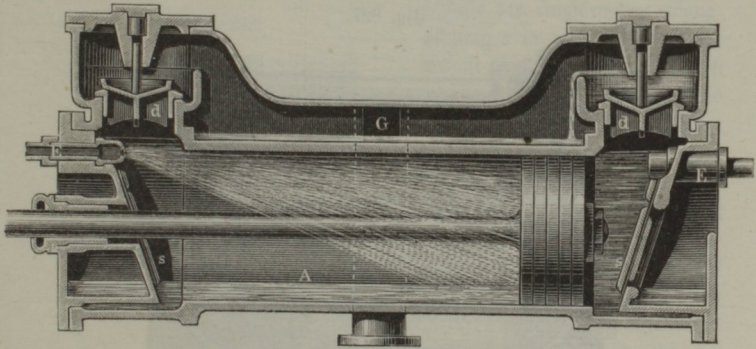


bewegtem Kolben gerade den Raum bis unter die Druckventile *d* erfüllt, so daß also ein schädlicher Raum für die Luft gar nicht vorhanden ist, und das Saugen unmittelbar mit beginnendem Rückgange des Kolbens geschieht. Die Bewegung der Kurbelwelle *C* ging von einer durch ein ober-schlächtiges Rad umgedrehten Welle aus, und wurde auf das Zahnrad *Z* übertragen. Beim Bau des Gotthardt-Tunnels wandte man gleichfalls horizontale Pumpen mit Plungern von 0,46 m Durchmesser und 0,45 m Hub an, von denen je drei von einer Kurbelwelle bewegt wurden, welche durch eine Turbine pro Minute 90 Umdrehungen erhielt, so daß die Kolbengeschwindigkeit 1,35 m betrug. Drei solcher Pumpen saugten pro Minute 36,2 cbm Luft von atmosphärischer Spannung an, welche bis auf 7 Atmosphären Ueberdruck comprimirt wurde. Die Kühlung geschah bei diesen Pumpen durch Wasser, welches man durch die doppelwandigen Cylinder und deren Deckel sowie durch die hohlen Kolben circuliren ließ.

Eine der vorzüglichsten Compressionspumpen mit Wassereinspritzung ist die durch Fig. 826 veranschaulichte von Dubois & Francois. Man erkennt hieraus, wie der horizontale doppeltwirkende Cylinder *A* in jedem seiner Deckel zwei geneigt angeordnete Saugklappen *s* enthält, über welchen direct an jedem Cylinderende ein tellerförmiges Druckventil *d* angebracht ist. Durch die beiden Einspritzröhren *E* wird continuirlich ein zur Abkühlung des Cylinders genügender Wasserstrahl eingeführt, so zwar, daß das vor dem Kolben befindliche Wasser bei Beendigung des Kolbenlaufes den schädlichen

Raum ausfüllt. Der Ueberschuß an Wasser wird jedesmal durch das betreffende Druckventil *d* in die Windleitung *G* gepreßt, von wo aus auch das Speiserohr nach den Einspritzhähnen *E* abgeleitet ist, so daß dieses Wasser durch den Druck der comprimierten Luft in der Windleitung in den Cylinder gespritzt wird. In welcher Art das Wasser hierbei als Dichtungsmittel der Ventile benutzt wird, ist aus der Figur ersichtlich. Die Constructeure machen über die Leistungen eines solchen Compressors von 0,45 m

Fig. 826.



Kolbendurchmesser die folgenden durch die Erfahrung gelieferten Angaben, in welchen die Werthe in der mit *V* bezeichneten Columne das Volumen atmosphärischer Luft bedeuten, welches der Kolben durchlaufen mußte, um 1 cbm Luft von 5 Atmosphären totaler Spannung zu liefern. Die in der mit *w* bezeichneten Rubrik angeführten echten Brüche ergeben den Windcoefficienten, d. h. das Verhältniß der wirklich angesaugten Luft von atmosphärischer Pressung zu dem in gleicher Zeit vom Kolben beschriebenen Volumen. Man erkennt aus der Zusammenstellung, wie beträchtlich bei diesen Pumpen die Luftverluste mit zunehmender Tourenzahl werden.

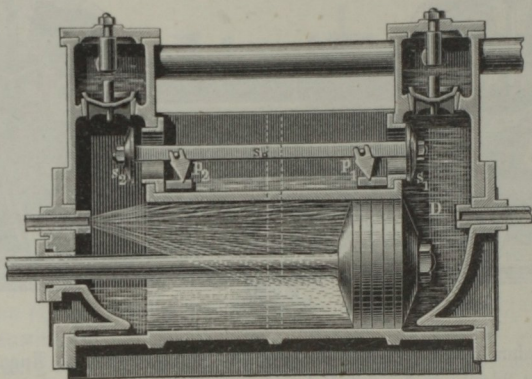
Resultate eines Compressors von Dubois & Francois von  
0,45 m Durchmesser und 1,2 m Hub.

Umdrehungszahl	15	20	25	30	35
Kolbengeschwindigkeit . .	0,60 m	0,80 m	1,0 m	1,20 m	1,40 m
Windcoefficient <i>w</i> . . .	0,94	0,92	0,90	0,86	0,78
Theoret. Volumen <i>V</i> . . .	5,320 cbm	5,430 cbm	5,555 cbm	5,814 cbm	6,410 cbm



Auf Grund dieser Versuchsergebnisse empfehlen die Constructeure eine Geschwindigkeit von 30 Touren der Maschine oder von 1,2 m des Kolbens. Für größere Geschwindigkeiten wird dagegen von ihnen eine abgeänderte Construction angewandt, welche durch Fig. 827 veranschlicht wird. Diese Anordnung stimmt, was Cylinder, Kolben, Einspritzung und Druckventile anbetrifft, vollkommen mit der vorstehend besprochenen überein, und unterscheidet sich von dieser nur in der Anordnung der Saugventile  $s_1$  und  $s_2$ . Diese letzteren, von scheibenförmiger Gestalt, sind hierbei durch eine horizon-

Fig. 827.

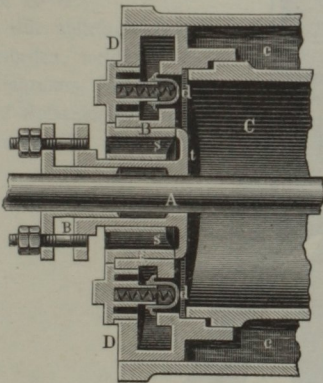


tale Stange  $s_0$  derartig mit einander verbunden, daß die Oeffnung des einen sofort den Schluß des anderen zur Folge hat. Denkt man sich z. B. den Kolben  $B$  aus der gezeichneten äußersten Lage rechts im Begriffe, nach links umzukehren, so muß in dem mit Wasser gefüllten Raume  $D$  sofort mit dem Beginne der Bewegung ein Vacuum entstehen, in Folge dessen das Ventil  $s_1$  sich öffnet und durch die Verbindungsstange den Schluß des anderen Ventils  $s_2$  bewirkt. Die bei  $p_1$  und  $p_2$  angeordneten Pendelstützen dienen dazu, der Ventilstange  $s_0$  eine leichte Beweglichkeit zu ermöglichen. Durch diese Anordnung ist erreicht, daß das betreffende Saugventil sich sogleich im Beginn des Kolbenlaufes bis zu seinem vollen Betrage öffnet, und hierzu nicht erst die Erzeugung einer gewissen Luftverdünnung erforderlich ist, in Folge deren der Atmosphärendruck das Ventil öffnet. Man erkennt daraus, daß diese Compressoren aus demselben Grunde, wie die Schiebergebläse, einen schnelleren Gang zulassen, als die gewöhnlichen Ventilgebläse.

Derselbe Zweck einer präzisen Oeffnung der Saugventile ist noch in einer anderen einfachen und zweckmäßigen Weise von Sturgeon in

Leeds \*) erreicht worden. Hierbei sind nämlich die Stopfbüchsen für die beiderseits durch die Cylinderdeckel hindurchgeführte Kolbenstange der Luftpumpe gleichzeitig zu Saugventilen ausgebildet. Die Art, wie dies geschieht, ist aus Fig. 828 ersichtlich, welche das eine Ende des Cylinders der Maschine im Durchschnitte darstellt. Die Kolbenstange *A* tritt hierbei an jedem Ende des Cylinders *C* durch eine Stopfbüchse *B*, welcher in dem Deckel *D* des Cylinders selbst eine geringe Verschiebung gestattet ist. Hierbei dient die tellerförmige Scheibe *t*, welche an der Stopfbüchse sitzt, zum Ver-

Fig. 828.



schlusse der ringförmigen Saugöffnung *s* in dem Cylinderdeckel. Es ist leicht ersichtlich, wie bei jedem Hubwechsel des Kolbens die Kolbenstange *A* auf jeder Seite vermittelst der Reibung die Stopfbüchse *B* mit dem Verschlußteller *t* mitnimmt, so daß einerseits ein Verschließen, andererseits ein Öffnen des Saugventils eintritt; und zwar sind hierbei bedeutende Stoßwirkungen nicht bemerkt worden, da die Geschwindigkeit der Kolbenstange in der Nähe der todtten Punkte auch bei bedeutender Umdrehungszahl nur gering ist. Die Druck-

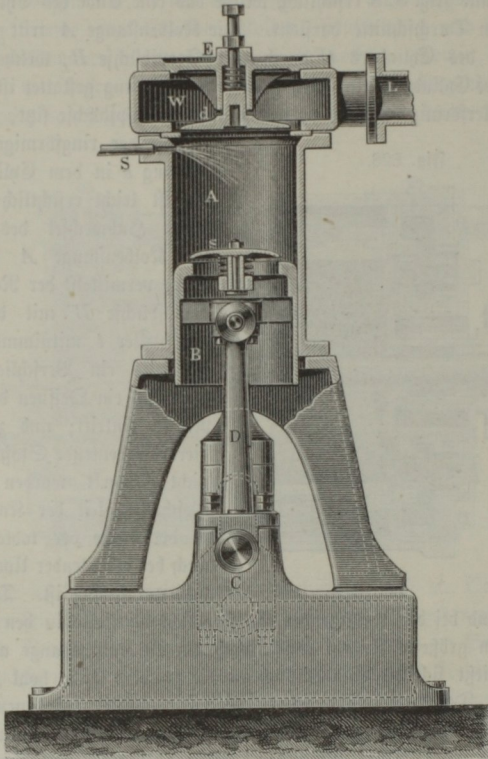
ventile *d* sind bei der vorliegenden Construction ebenfalls in den Cylinderdeckeln *D* in größerer Anzahl concentrisch um die Kolbenstange angebracht, und es schließt sich die Windleitung an die zu dem Ende hohl gestalteten Deckel an. Der Compressor gehört zu den trockenen, bei denen die Abkühlung durch Wasser bewirkt wird, welches in dem Zwischenraume *c* den Cylinder umspült. Diese Maschinen, welche 150 bis 200 Touren in der Minute machen können, sind in neuerer Zeit vielfach verbreitet.

Von den vielen sonst noch existirenden Compressoren möge hier nur noch der von Burleigh als Repräsentant einer stehenden Anordnung angeführt werden, welcher namentlich in den Vereinigten Staaten eine große Verbreitung gefunden hat. Die Luftpumpe ist hierbei einfachwirkend und man betreibt dabei immer zwei Pumpen durch eine gekröpfte Welle, deren Kurbeln diametral gegenüber stehen. Der Durchschnitt einer solchen Pumpe ist

\*) Siehe den Bericht über die Weltausstellung in Philadelphia 1876, von A. Riedler, Gesteinsbohrmaschinen u.

in Fig. 829 \*) dargestellt. In dem unten offenen Cylinder *A* wird der hohle Plunger *B* durch die Kurbelwelle *C* und Schubstange *D* bewegt. Der

Fig. 829.



Kolben trägt auf seinem Kopfe das Saugventil *s*, während das Druckventil *d* die Windkammer *W* abschließt, von welcher die Windleitung *L* abgeführt ist. Durch das Rohr *S* wird beim Niedergange des Kolbens Kühlwasser eingespritzt, welches gegen Ende der Druckwirkung den schädlichen Raum zwischen dem Kolben und dem Druckventile ausfüllt. Bei dem großen Querschnitte der Ventile genügt ein geringer Hub derselben, und bei der gewählten Anordnung sind die Ventile durch Abnehmen des Verschlußdeckels *E*

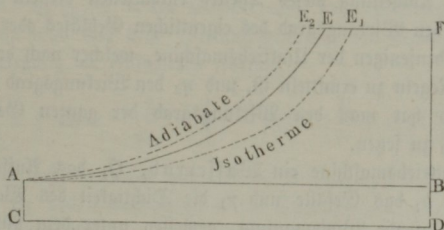
\*) S. vorgeannten Ausstellungsbericht von Riedler.



leicht zugänglich gemacht. Der Betrieb dieser Maschinen geschieht in der Regel durch einen gleichfalls vertical gestellten Dampfcylinder, dessen Kolben eine dritte auf der Betriebswelle  $C$  angebrachte Kurbel ergreift. Zur möglichsten Ausgleichung der Bewegung ist diese Kurbel der Dampfmaschine meistens so gegen die Kurbeln der Luftpumpen gestellt, daß der Dampfkolben etwa den achten Theil seines Hubes durchlaufen hat, wenn die Pumpenkolben in den todten Punkten stehen, damit die Volldruckwirkung des Dampfes möglichst mit der Periode des größten Widerstandes der Pumpen zusammenfällt. Bei den angestellten Versuchen ergab sich nach längerem Gange der Maschine bei 60 Touren per Minute eine Temperatur von 35 bis  $40^{\circ} \text{C}$ .

Um schließlich noch den schädlichen Einfluß der Lufterwärmung zu beurtheilen, welche in Folge der Compressionsarbeit sich einstellt, kann das Diagramm, Fig. 830, dienen. In demselben stellt  $AB$  die Länge  $l = 1,2 \text{ m}$  des Kolbenlaufes eines Compressors von Dubois & Francois von  $0,45 \text{ m}$  Durchmesser vor, und die indicatorisch ermittelte Curve  $AE$  läßt die Art

Fig. 830.



der Spannungszunahme der Luft vor dem Kolben erkennen, wenn die den ganzen Cylinderraum erfüllende Luft von der Spannung  $AC$  der Atmosphäre auf die Spannung  $DF = 5$  Atmosphären gebracht wird. Offenbar ist der Inhalt der Fläche  $AEFBA$  ein Maß für die zu dieser Compression verwendete mechanische Arbeit. In der Figur sind ferner noch die beiden Curven  $AE_1$  und  $AE_2$  zu bemerken, welche durch Rechnung gefunden wurden, und zwar entspricht die Curve  $E_1$  dem Mariotte'schen Gesetze, d. h. der Annahme, daß die Temperatur der Luft ungeändert bleibe (isothermische Linie), während die Curve  $E_2$  der Voraussetzung gemäß construirt ist, daß ein Wärmeverlust durch Abkühlung durchaus nicht stattfindet (adiabatische Linie). Hieraus erkennt man, daß bei einer gar nicht abgekühlten Maschine die erforderliche mechanische Arbeit um das Flächenstück  $AE_2E_1$  größer ausfällt, als bei einer Maschine, bei welcher eine ideale Abkühlung stattfände, d. h. bei welcher die Temperatur ungeändert bliebe, und daher die

Arbeit durch die Fläche  $AE_1FBA$  ausgedrückt wäre. Eine Ausmessung der betreffenden Flächenstücke ergibt z. B. für eine Compression von 1 Atmosphäre bis zu 5 Atmosphären einen Arbeitsverlust von gegen 23 Proc., welcher durch die Erwärmung herbeigeführt wird. Es ist nun deutlich, daß dieser Arbeitsverlust um so geringer ausfallen wird, je vorzüglicher die Abkühlung stattfindet, d. h. je mehr sich die den Druck darstellende Indicatorcurve  $AE$  der isothermischen Linie  $AE_1$  nähert. Daß dies niemals vollkommen erreicht werden kann, ist selbstverständlich; man wird aber den ökonomischen Werth der Abkühlung bei einer vorliegenden Maschine nach der verhältnißmäßigen Größe desjenigen Flächenstückes  $AE_2E$  beurtheilen können, welches zwischen der indicatorischen und der adiabatischen Linie gelegen ist, denn dieses Flächenstück ist ein Maß für die durch die Kühlung erlangte Verkleinerung des mehrerwähnten Arbeitsverlustes.

§. 202. **Umtriebskraft der Gebläse.** Die Kraftverluste, welche die Zwischen- und Hilfsmaschinen eines Gebläses verursachen, wie z. B. die Reibungen an der Kurbel, an den Stangenleitungen, Zahnrädern u. s. w., sind nach den in der ersten Abtheilung dieses Theiles enthaltenen Regeln zu berechnen. Bezeichnet  $\eta_1$  den Wirkungsgrad des eigentlichen Gebläses oder der Arbeitsmaschine,  $\eta_2$  denjenigen der Umtriebsmaschine, welcher nach den in Thl. II angegebenen Regeln zu ermitteln ist, und  $\eta_3$  den Wirkungsgrad der Zwischenmaschinen, so hat man den Wirkungsgrad der ganzen Gebläsemaschine  $\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3$  zu setzen.

Ist die Umtriebsmaschine ein Wasserrad,  $Q_1$  das Aufschlagquantum pro Secunde,  $h_1$  das Gefälle und  $\gamma_1$  die Dichtigkeit des Wassers, ferner  $Q$  das auszublasende Windquantum, gemessen unter dem äußeren Drucke und unter der äußeren Temperatur,  $h$  der Manometerstand und  $\gamma$  die Dichtigkeit der Manometerfüllung, so hat man dem Obigen zufolge,

$$\eta Q_1 h_1 \gamma_1 = \left[ 1 - 0,3521 \frac{h}{b} + 0,2 \left( \frac{h}{b} \right)^2 \right] Q h \gamma,$$

und es läßt sich hiernach das zur Erzeugung einer gegebenen Windmenge von gegebener Pressung nöthige Aufschlagquantum

$$Q_1 = \left[ 1 - 0,3521 \frac{h}{b} + 0,2 \left( \frac{h}{b} \right)^2 \right] \frac{Q h \gamma}{\eta h_1 \gamma_1}$$

berechnen.

Uebrigens ist

$$Q = \chi \frac{z n}{60} F s = \chi z \frac{F v}{2}$$

oder

$$= \chi \frac{z n}{30} F s = \chi z F v$$

zu setzen, jenachdem das Gebläse aus  $z$  einfach-wirkenden oder aus  $z$  doppelt-wirkenden Gebläsekolben besteht, wobei  $\chi$  den Windcoefficienten (s. §. 194),  $F$  die Größe der Kolbenfläche,  $s$  den Kolbenhub,  $v$  die Kolbengeschwindigkeit und  $n$  die Anzahl der Spiele (Doppelhübe) eines Gebläsekolbens pro Minute bezeichnet. Aus der gegebenen Umdrehungszahl  $u$  des als Umtriebsmaschine dienenden Wasserrades läßt sich nun noch das erforderliche Umsetzungsverhältniß des Vorgeleges

$$\psi = \frac{n}{u} = \frac{r_1}{r}$$

berechnen, wonach sich nun auch die nöthigen Bestimmungen in Betreff der Halbmesser  $r$  und  $r_1$  sowie der Zähnezahlen der Vorgelegsräder machen lassen. Die nöthigen Dimensionen und Verhältnisse des Wasserrades ergeben sich natürlich aus  $Q_1$  und  $u$  (s. Thl. II).

Dient eine Dampfmaschine zum Umtriebe eines Kolbengebläses, so ist die Anordnung und Berechnung der ganzen Gebläsemaschine insofern noch einfacher, als hier in der Regel eine directe Uebertragung der Dampfkraft auf das Gebläse statthat. Es ist hier der Wirkungsgrad der Dampfmaschine  $\eta = \eta_1 \eta_2$ , d. i. ein Product aus dem Wirkungsgrade  $\eta_2$  der Dampfmaschine und aus dem Wirkungsgrade  $\eta_1$  des Gebläses und daher bei Zugrundelegung der einfacheren Formel,

$$\eta Q_1 p \left( 1 + Ln \varepsilon - \frac{q}{p_1} \right) = \left[ 1 - 0,3521 \frac{h}{b} + 0,2 \left( \frac{h}{b} \right)^2 \right] Q h \gamma$$

zu setzen, wenn außer den oben angegebenen Bedeutungen der Buchstaben für das Gebläse  $Q_1$  das Dampfquantum der Dampfmaschine,  $p$  die Dampfspannung im Dampfkessel,  $q$  die Spannung im Condensator oder nach Befinden in der freien Luft,  $\varepsilon$  das Expansionsverhältniß und  $p_1 = \frac{p}{\varepsilon}$  die berechnete Dampfspannung am Ende des Kolbenshubes bezeichnet.

Hiernach bestimmt sich die einer gegebenen Windmenge  $Q$  und Windpressung ( $h$ ) entsprechende Dampfmenge:

$$Q_1 = \frac{1 - 0,3521 \frac{h}{b} + 0,2 \left( \frac{h}{b} \right)^2}{1 + Ln \varepsilon - \frac{\varepsilon q}{p}} \frac{Q h \gamma}{\eta p}$$

und es lassen sich nun hieraus nach den in Thl. II gegebenen Anleitungen die erforderlichen Verhältnisse, Dimensionen u. s. w. der Dampfmaschine berechnen. Natürlich sind bei den direct wirkenden Dampfmaschinengebläsen der Hub, die Anzahl der Kolbenspiele, Geschwindigkeit u. s. w. der Kraftmaschine dieselben wie bei der Arbeitsmaschine.



Beispiel. Ein Gebläse soll für einen Eisenhohofen ein Windquantum von 60 cbm pro Minute mit 100 mm Ueberdruck liefern, und zu seinem Umtriebe eine Wasserkraft von 8 m Gefälle benutzen; wie groß ist die hierzu nöthige Aufschlagwassermenge? Setzt man den Wirkungsgrad der Arbeitsmaschine  $\eta_1 = 0,60$ , den der Zwischenmaschine  $\eta_2 = 0,90$  und den des Wasserrades  $\eta_3 = 0,75$ , also den Wirkungsgrad der ganzen Maschine

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3 = 0,60 \cdot 0,90 \cdot 0,75 = 0,405,$$

und nimmt man den kleinsten Barometerstand des Ortes  $h = 740$  mm an, so erhält man die gesuchte Aufschlagwassermenge pro Secunde

$$Q_1 = \left[ 1 - 0,3521 \frac{h}{b} + 0,2 \left( \frac{h}{b} \right)^2 \right] \frac{Q h \gamma}{\eta h_1 \gamma_1}$$

$$= \left[ 1 - 0,3521 \frac{10}{74} + 0,2 \left( \frac{10}{74} \right)^2 \right] \frac{60 \cdot 0,100 \cdot 13,6}{60 \cdot 0,405 \cdot 8} = 0,956 \cdot 0,42 = 0,401 \text{ cbm.}$$

Läßt man das Gebläse aus zwei doppelt-wirkenden Kolben bestehen und dieselben mit der mittleren Geschwindigkeit  $v = 1$  m arbeiten, so hat man bei Annahme des Windcoefficienten  $\chi = 0,65$  den erforderlichen Kolbenquerschnitt

$$F = \frac{Q}{\chi z v} = \frac{60}{0,65 \cdot 2 \cdot 1 \cdot 60} = 0,769 \text{ qm,}$$

und hiernach den Kolbendurchmesser

$$d = 0,989 = \text{rot } 1 \text{ m.}$$

Geben wir jedem Kolben den Hub von  $s = 1,2$  m, so erhalten wir noch die Anzahl der Kolbenspiele oder der Umdrehungen der Kurbelwelle pro Minute:

$$n = \frac{30 v}{s} = \frac{30}{1,2} = 25,$$

und macht dagegen das Wasserrad pro Minute sechs Umdrehungen, so ist folglich ein Zahnradvorgelege mit dem Umsetzungsverhältnisse  $\frac{25}{6}$  nöthig, also auf die Wasserradwelle ein Zahnrad zu setzen, welches  $\frac{25}{6}$  mal so viel Zähne hat als das auf der Kurbelwelle sitzende Zahnrad. Wäre z. B. die Anzahl der Zähne des letzteren = 24, so müßte die des ersteren = 100 sein.

§. 203. Schwungräder der Cylindergebläse. Ein wichtiger Gegenstand bei der Construction eines Cylindergebläses ist die Bestimmung der Größe des Schwungrades, welches dazu dienen muß, der Bewegung den gewünschten Grad der Gleichförmigkeit zu ertheilen. Daß man bei den Gebläsen, insbesondere bei stehenden, zunächst eine Ausgleichung der Gewichte wie Kolben, Kurbeln zc. durch Gegengewichte vornehmen wird, bedarf nur der Bemerkung und es kann in dieser Hinsicht auf das in Thl. III, 1 darüber Angeführte verwiesen werden. Der Grund für die Veränderlichkeit der Geschwindigkeit von Gebläsemaschinen liegt außer in der bei allen Dampfmaschinen aus der Expansion resultirenden Veränderlichkeit des Kolbendruckes namentlich noch darin, daß auch der dem Gebläsekolben dargebotene Widerstand der Luft ein veränderlicher ist. Diese letztgedachte Veränderlichkeit nimmt mit der Größe der erforderlichen Windpressung zu und ist daher bei den Bessemergebläsen bedeutender, als bei den gewöhnlichen Hohofengebläsen, während sie

bei den Compressoren den höchsten Grad erreicht. Bei der Bestimmung der Größe des Schwungrades macht es außerdem einen wesentlichen Unterschied, ob das Gebläse ein direct wirkendes ist, bei welchem Dampf- und Gebläsekolben auf derselben Kolbenstange befestigt sind, oder ob die Bewegung der Gebläsekolben von einer Kurbelwelle ausgeht, deren Drehung durch die Dampfmaschine mittelst eines besonderen Kurbelgetriebes bewirkt wird.

Setzt man zunächst den einfacheren Fall einer direct wirkenden Maschine voraus, so erkennt man leicht, daß bei nur geringer Pressung des Windes, wie sie bei den Hohofengebläsen üblich ist, die Gleichförmigkeit der Maschine eine größere sein wird, als bei einer gewöhnlichen Dampfmaschine unter sonst gleichen Verhältnissen, d. h. bei gleichen Cylinder- und Schwungradabmessungen und gleichen Expansionsverhältnissen. Die Richtigkeit dieser Bemerkung ergibt sich leicht daraus, daß unter der gemachten Voraussetzung einer geringen Windpressung der Widerstand des Gebläsekolbens während des ganzen Kolbenlaufes nahezu von gleicher Größe ist, also auch von der treibenden Kraft des Dampfkolbens in jedem Augenblicke nahezu derselbe constante Betrag consumirt wird. Dies ist aber bei einer gewöhnlichen Betriebsdampfmaschine mit constantem Umfangsdrucke der Kurbel nicht der Fall, da aus der Theorie des Kurbelgetriebes (s. Thl. III, 1) sich ergibt, daß ein constanter Umfangswiderstand der Kurbel sehr veränderliche Widerstände gegen den Kolben hervorruft.

Würde z. B. die Dampfmaschine ohne Expansion arbeiten, so wäre bei constantem Kolbenwiderstande ein Grund für die Anwendung eines Schwungrades nur etwa in den Trägheitskräften der schwingenden Massen und den veränderlichen Reibungswiderständen des Kurbelgetriebes zu erkennen. Anders stellt sich die Sache bei größerer Windpressung, und es ist leicht im Allgemeinen zu erkennen, daß hierbei, wo die Periode des größten Widerstandes des Gebläsekolbens mit derjenigen des geringsten Dampfdruckes zusammenfällt, die Ursachen einer ungleichförmigen Bewegung in viel höherem Maße wirksam sein werden, als bei einer gewöhnlichen Dampfmaschine. Die Untersuchung wird daher in jedem einzelnen Falle besonders vorzunehmen sein, und es wird sich hierzu wieder am besten das graphische Verfahren wegen seiner Anschaulichkeit und Einfachheit eignen, wogegen die Rechnungen sehr verwickelt werden. Letzteres gilt namentlich für indirect wirkende Maschinen, und es soll daher hier die Rechnung nur für den einfachsten Fall einer direct wirkenden Maschine durchgeführt werden.

Auf dem in Thl. III, 1 gezeigten Wege läßt sich die Bestimmung der erforderlichen Schwungrasse wie folgt vornehmen. Während der Kolben von einer Endstellung aus sich um den beliebigen Weg  $x$  bewegt, dreht sich die Kurbel von der Todtlage aus um den Winkel  $\alpha$  und es gehe dabei die Ge-

schwindigkeit der Kurbelwarze  $v_1$  im todten Punkte in diejenige  $v$  über. Bezeichnet nun  $\varepsilon$  das Expansionsverhältniß der Dampfmaschine, also

$$s' = \frac{s}{\varepsilon} = \frac{2r}{\varepsilon}$$

den Kolbenweg vor der Absperrung des Dampfes, so ist, wenn  $P = Fp$  den Dampfdruck auf den Kolben während der Volldruckperiode und  $R$  den Gegenruck bedeutet, die von dem Dampfkolben während des Weges  $x$  verrichtete Arbeit durch

$$\begin{aligned} A_1 &= Ps' \left( 1 + \log \text{nat} \frac{x}{s'} \right) - Rx \\ &= Ps' \left( 1 + \log \text{nat} \frac{(1 - \cos \alpha) \varepsilon}{2} \right) - Rr (1 - \cos \alpha) \dots (1) \end{aligned}$$

gegeben, wenn man unter Voraussetzung einer hinreichend langen Lenkerstange  $x = r (1 - \cos \alpha)$  einführt.

Setzt man ferner den Ueberdruck der Luft auf die Kolbenfläche nach vollbrachter Compression  $F_1 h \gamma = Q$ , und bezeichnet mit  $s_0$  den Weg, welchen der Kolben durchlaufen muß, ehe die Luft auf den Ueberdruck  $h \gamma$  gebracht ist, so ist die vom Kolben verrichtete Nutzarbeit durch

$$A_2 = Q \left( \frac{s_0}{2} + x - s_0 \right) = Q \left[ r (1 - \cos \alpha) - \frac{s_0}{2} \right] \dots (2)$$

gegeben. Für  $s_0$  kann man genügend genau aus

$$\frac{b + h}{b} = 1 + \frac{h}{b} = \left( \frac{s}{s - s_0} \right)^x = 1 + x \frac{s_0}{s}$$

$$s_0 = \frac{h}{x b} s \text{ setzen.}$$

Der Uberschuß  $A_1 - A_2$  der treibenden Arbeit des Dampfes über die Nutzarbeit ist nun zur Beschleunigung der Massen verwendet worden, und man hat daher, wenn  $m_1$  die auf den Kurbelzapfen reducirte rotirende Masse und  $m_2$  die schwingende Masse bezeichnet, wie früher

$$\begin{aligned} A_1 - A_2 &= Ps' \left( 1 + \log \text{nat} \frac{(1 - \cos \alpha) \varepsilon}{2} \right) \\ &- Q \left[ r (1 - \cos \alpha) - \frac{s_0}{2} \right] - Rr (1 - \cos \alpha) \\ &= m_1 \frac{v^2 - v_1^2}{2} + m_2 \frac{v^2}{2} \sin^2 \alpha \dots \dots \dots (3) \end{aligned}$$

Hieraus folgt

$$v^2 = \frac{m_1 v_1^2 + 2 (A_1 - A_2)}{m_1 + m_2 \sin^2 \alpha} \dots \dots \dots (4)$$



Jedenfalls wird  $m_1$  so groß sein, daß  $v$  nur wenig von  $v_1$  verschieden ist, und daher kann man annähernd schreiben:

$$v = v_1 \left( 1 + \frac{A_1 - A_2}{m_1 v_1^2} - \frac{m_2}{2 m_1} \sin^2 \alpha \right)$$

oder nach Einsetzung der Werthe von  $A_1$  und  $A_2$ :  $v =$

$$v_1 + \frac{P s' \left( 1 + \ln \frac{(1 - \cos \alpha) \varepsilon}{2} \right) - (Q + R) r (1 - \cos \alpha) + Q \frac{s_0}{2}}{m_1 v_1} - \frac{m_2 v_1}{2 m_1} \sin^2 \alpha \dots (5)$$

Die größte und kleinste Geschwindigkeit  $v$  erhält man nun durch  $\frac{\partial v}{\partial \alpha} = 0$ ,

d. h. aus:

$$P s' \frac{\sin \alpha}{1 - \cos \alpha} - (Q + R) r \sin \alpha - m_2 v_1^2 \sin \alpha \cos \alpha = 0 \dots (6)$$

Diese Gleichung ist durch  $\sin \alpha = 0$ , also für den todten Punkt erfüllt, in welchem die Geschwindigkeit ein Minimum wird. Um den Winkel für die Maximalgeschwindigkeit zu bestimmen, forme man die Gleichung (6) um in

$$m_2 v_1^2 \cos^2 \alpha + [(Q + R) r - m_2 v_1^2] \cos \alpha = (Q + R) r - P s' \dots (7)$$

Hieraus findet man

$$\cos \alpha = - \frac{(Q + R) r - m_2 v_1^2}{2 m_2 v_1^2} + \sqrt{\frac{(Q + R) r - P s'}{m_2 v_1^2} + \left( \frac{(Q + R) r - m_2 v_1^2}{2 m_2 v_1^2} \right)^2} \dots (8)$$

Setzt man diese so gefundenen Werthe  $v_{max}$  und  $v_{min}$  in die bekannte Formel

$$v_{max} - v_{min} = \delta v$$

ein, worin  $\delta$  den verlangten Ungleichförmigkeitscoefficienten bedeutet, so erhält man dadurch eine Gleichung zur Bestimmung der erforderlichen Schwungradmasse  $m_1$ .

Für  $\alpha = 180^\circ$  hat man natürlich die Geschwindigkeit  $v = v_1$ , so daß man dafür erhält  $A_1 = A_2$ , d. h.

$$P s' (1 + \log \text{nat } \varepsilon) - R 2 r = Q \left( 2 r - \frac{s_0}{2} \right).$$

Unter Einführung der Kolbenquerschnitte  $F$  und  $F_1$ , und wenn  $p_0$  den

Atmosphärendruck bezeichnet, also  $R = F p_0$  gesetzt wird, erhält man hieraus

$$F p . 2 r \left( \frac{1 + \log \text{nat } \varepsilon}{\varepsilon} - \frac{p_0}{p} \right) = F_1 h \gamma \left( 2r - \frac{s_0}{2} \right)$$

oder

$$P \left( \frac{1 + \log \text{nat } \varepsilon}{\varepsilon} - \frac{p_0}{p} \right) = Q \left( 1 - \frac{s_0}{4r} \right) \dots \dots (9)$$

Beispiel. Für ein direct wirkendes Dampfgebläse, dessen Gebläsecylinder 1,2 m Durchmesser und 1 m Hub gegeben ist, soll das Schwungrad bestimmt werden, wenn der Dampf mit dreifacher Expansion arbeitet und das Gebläse Wind von  $\frac{1}{5}$  Atmosphäre Ueberdruck erzeugt?

Man hat hier  $\frac{h}{b} = 0,2$ ; und daher der Hub beim Beginne des Ausblasens

$$s_0 = \frac{h}{1,42 b} s = 0,1408 s = 0,1408 \text{ m.}$$

Der Hub des Kolbens während des Volldrucks ist

$$s' = \frac{s}{\varepsilon} = \frac{1}{3} s = \frac{1}{3} \text{ m.}$$

Nimmt man die wirksame Dampfspannung im Cylinder zu  $p = 5$  Atmosphären an, und setzt mit Rücksicht auf die Reibungswiderstände der beiden Kolben den Gegendruck auf den Dampfkolben gleich  $p_0 = 1,5$  Atmosphären, so erhält man zunächst aus Gleichung (9)

$$\frac{P}{Q} = \frac{1 - \frac{s_0}{4r}}{\frac{1 + \log \text{nat } \varepsilon}{\varepsilon} - \frac{p_0}{p}} = \frac{1 - 0,0704}{\frac{1}{3}(1 + 1,0986) - 0,3} = \frac{0,9296}{0,399} = 2,33.$$

Daher hat man  $P = 2,33 Q$  und den Gegendruck

$$R = \frac{1,5}{5} P = 0,3 P = 0,7 Q.$$

Den Widerstand  $Q$  hat man ferner zu

$$Q = F_1 h \gamma = \frac{3,14 \cdot 1,2^2}{4} \cdot \frac{1}{5} \cdot 0,750 \cdot 13600 = 1,131 \cdot 2040 = 2307 \\ = \text{rot } 2300 \text{ mkg.}$$

Nimmt man nun das Gewicht der beiden Kolben, der Kolbenstange, der Traverse und den auf den Kreuzkopf reducirten Theil des Pleuelstangengewichtes zu 1200 kg an, so hat man

$$m_2 = \frac{1200}{9,81} = 122,3.$$

Soll ferner die Maschine in der Minute 36 Umdrehungen machen, so ist die durchschnittliche Geschwindigkeit der Kurbel

$$v_1 = \frac{36 \cdot \pi \cdot 1}{60} = 1,885$$

und daher

$$m_2 v_1^2 = 122,3 \cdot 1,885^2 = 435.$$

Mit diesen Werthen von  $P$ ,  $Q$ ,  $R$  und  $m_2 v_1^2$  erhält man daher den Winkel  $\alpha$ , für welchen die größte Geschwindigkeit  $v_{max}$  eintritt, nach Gleichung (8) zu

$$\begin{aligned} \cos \alpha &= - \frac{1,7 \cdot 2300 \cdot 0,5 - 435}{2 \cdot 435} \\ &+ \sqrt{\frac{1,7 \cdot 2300 \cdot 0,5 - 2,33 \cdot 2300 \cdot \frac{1}{3} + \left(\frac{1,7 \cdot 2300 \cdot 0,5 - 435}{2 \cdot 435}\right)^2}{435}} \\ &= - 1,747 + \sqrt{0,3885 + 3,0520} = 0,108, \end{aligned}$$

wonach  $\alpha = 83^\circ 48'$  folgt.

Mit diesem Werthe von  $\alpha$  ergibt sich nun die Arbeit des Dampfkolbens nach (1):

$$\begin{aligned} A_1 &= 2,33 \cdot Q \cdot \frac{1}{3} \left(1 + \log \text{nat} \frac{0,892 \cdot 3}{2}\right) - 0,7 \cdot Q \cdot 0,5 \cdot 0,892 \\ &= (0,777 \cdot 1,2902 - 0,3122) Q = 0,690 Q, \end{aligned}$$

und ebenso die Nutzarbeit  $A_2$  nach (2)

$$A_2 = Q (0,5 \cdot 0,892 - 0,0704) = 0,376 Q.$$

Demnach hat man die Beschleunigungsarbeit

$$A_1 - A_2 = (0,690 - 0,376) Q = 0,314 Q = 722 \text{ mkg.}$$

Da ferner  $\sin^2 \alpha = \sin^2 83^\circ 48' = 0,984$  ist, so hat man nach Gleichung (5)

$$v_{max} = v_1 \left(1 + \frac{A_1 - A_2}{m_1 v_1^2} - \frac{m_2}{2 m_1} \sin^2 \alpha\right) = v_1 \left(1 + \frac{722}{m_1 v_1^2} - \frac{122,3}{2 m_1} \cdot 0,984\right),$$

woraus

$$\frac{v_{max}}{v_1} - 1 = \frac{722}{m_1 v_1^2} - \frac{60,2}{m_1}.$$

Soll nun die Maschine mit einem Ungleichförmigkeitsgrade  $\delta = \frac{1}{30}$  laufen, so hat man also

$$\delta = \frac{v_{max} - v_1}{v_1} = \frac{v_{max}}{v} - 1 = \frac{722}{m_1 v_1^2} - \frac{60,2}{m_1},$$

und hieraus findet man

$$m_1 = \frac{1}{\delta} \left(\frac{722}{1,885^2} - 60,2\right) = 30 \cdot 143,2 = 4296.$$

So groß muß die auf den Umfang des Kurbelkreises reducirte Masse sein. Nimmt man den Halbmesser des Schwungrades etwa 4 Mal so groß als den der Kurbel an, so erhält man das Gewicht des Schwungrades zu

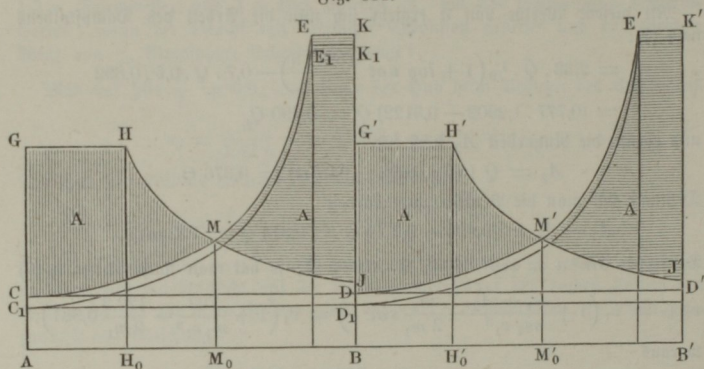
$$G = \frac{m_1}{16} g = \frac{4296}{16} \cdot 9,81 = 2633 \text{ kg.}$$

Um von der Ungleichförmigkeit einer direct wirkenden Gebläsemaschine durch eine graphische Darstellung eine Anschauung zu gewinnen, sei die Basis  $AB$ , Fig. 831 (a. f. S.), gleich dem Kolbenshub  $2r$  gemacht, und in bekannter Art für jede Kolbenstellung der auf jede der beiden Flächen des Dampfkolbens sowohl wie des Gebläsekolbens wirkende Druck des Dampfes bzw. der Luft als Ordinate aufgetragen. Durch diese Construction erhält



man für den treibenden Dampfdruck die Linie  $GHMJ$ , wenn angenommen wird, daß der Dampf in der Kolbenstellung  $H_0$  abgesperrt werde. Als Curve für den constanten Gegendruck auf die Rückfläche des Dampfkolbens gilt die der Basis parallele Gerade  $CD$ , welche im Abstände  $AC$  von der Grundlinie, entsprechend dem Drucke der Atmosphäre bzw. des Condensators, mit der Basis parallel gezogen wird. Man hat also, unter  $F$  den Querschnitt des Dampfkolbens, unter  $p$  den treibenden Dampfdruck und

Fig. 831.



unter  $p_0$  den Gegendruck der Atmosphäre (bzw. des Condensators) verstanden,

$$AG = Fp \text{ und } AC = Fp_0$$

zu machen, und man würde unter Annahme des Mariotte'schen Gesetzes

$$BJ = \frac{AH_0}{AB} AG$$

aufzutragen haben. In gleicher Weise sei für den Gebläsekolben vom Querschnitte  $F_1$ , welcher die Luft von der atmosphärischen Spannung  $p_0$  auf diejenige  $p_1$  comprimiren soll,

$$AC_1 = F_1 p_0 \text{ und } BK_1 = F_1 p_1$$

gemacht, und die Curve  $C_1 E_1$  so gezeichnet, wie sie der Spannungszunahme der Luft entspricht. Diese Curve wird daher als isothermische, dem Mariotte'schen Gesetze entsprechend zu entwerfen sein, wenn man die Erwärmung der Luft durch die Compression etwa wegen vorhandener Abkühlung vernachlässigen kann, entgegengesetzten Falles hätte man die Wärmeformel

$$\frac{p_1}{p_0} = \left( \frac{V_0}{V_1} \right)^\alpha$$

zu Grunde zu legen und die adiabatische Curve  $C_1 E_1$  danach zu zeichnen.

Es folgt nun ohne Weiteres, daß die Arbeit des Dampfes für jeden einfachen Kolbenhub durch die Fläche  $CGHJDC$ , und der Widerstand des Gebläsekolbens durch die ebenso große Fläche  $C_1 E_1 K_1 D_1 C_1$  dargestellt ist. Wird nun noch die letztere Fläche um die Höhe  $C_1 C$  erhoben gedacht, so daß sie, mit der Fläche des Dampfüberdruckes auf gleicher Basis stehend, nach  $CEKDC$  gelangt, so erhält man einen Durchschnittspunkt  $M$  beider Curven, dessen Projection  $M_0$  offenbar derjenigen Kolbenstellung entspricht, in welcher die größte Geschwindigkeit  $v_1$  der Maschine stattfinden muß. In dieser Stellung ist nämlich der treibende Dampfdruck gerade bis auf den Widerstand des Gebläsekolbens herabgesunken, und während auf dem Kolbenwege  $AM_0$  überschüssige Triebkraft vorhanden ist, also Beschleunigung stattfindet, wird die Kurbel auf dem ferneren Kolbenwege  $M_0 B$  durch den überwiegenden Widerstand verzögert. Beim Rückgange der Kolben wiederholt sich der Vorgang genau in derselben Weise, und daher erhält man für diesen Rückgang ein Diagramm, welches dem für den Vorgang zugehörigen congruent ist. In der Figur ist dieses Diagramm des Rückganges neben dem des Vorganges über der Basis  $BB' = 2r$  gezeichnet. Man ersieht hieraus, daß bei der Passirung des todten Punktes  $B$  plötzlich wieder eine überschüssige Triebkraft im Betrage  $DG' = CG$  austritt, woraus man schließt, daß die geringste Geschwindigkeit der Kurbel  $v_{min}$  in den todten Punkten stattfinden muß. Nach dem in Thl. III, 1 über die Schwungräder Angeführten ist auch klar, daß die Größe der Geschwindigkeitsänderung, welcher der Kurbelzapfen unterworfen ist, durch die Gleichung

$$m \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} = A$$

zu finden ist, wenn  $m$  die auf die Kurbelwarze reducirte bewegte Masse der Maschine und  $A$  die mechanische Arbeit bedeutet, welche durch eins der gleich großen schraffirten Flächenstücke  $CGHMC = JKEMJ$  dargestellt ist, mit welchen die beiden Diagramme nicht zur Deckung kommen. In welcher Weise man hieraus für einen geforderten Ungleichförmigkeitsgrad der Maschine die Abmessungen des Schwungrades ermitteln kann, wurde in Thl. III, 1 gelegentlich der Schwungräder näher erläutert.

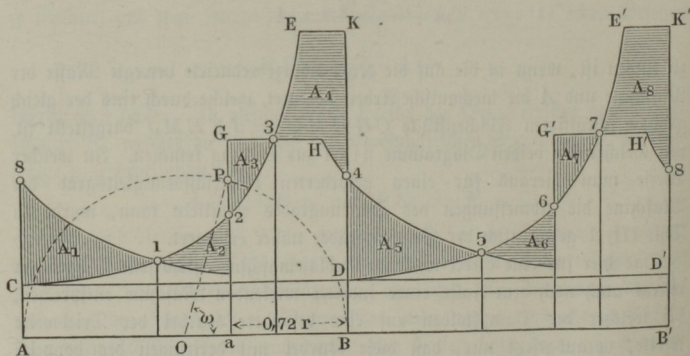
Das hier für eine direct wirkende Gebläsemaschine entworfene Diagramm würde auch noch dem Falle einer indirect wirkenden Maschine entsprechen, bei welcher der Dampfkolben auf eine besondere Kurbel der Triebwelle wirkte, vorausgesetzt nur, daß diese Kurbel mit derjenigen des doppeltwirkenden Gebläsekolbens in dieselbe Richtung gestellt wäre, so daß beide Kolben zugleich in ihre Todtlagen kommen würden.

Auch würde das Diagramm noch seine Gültigkeit behalten, wenn die beiden Kurbeln des Dampf- und Gebläsecyinders ungleiche Längen  $r$  und  $r_1$

hätten, denn man würde dann nur eine entsprechende Reduction der die Druckkräfte vorstellenden Ordinaten im Verhältnisse  $r : r_1$  vorzunehmen haben, um doch beide Diagramme über derselben Basis entwerfen zu können.

Wenn dagegen die Kurbel des Dampfcylinders gegen die des Gebläsefolbens versetzt ist, wie dies in der Praxis immer der Fall sein wird, so ändert sich die Figur insofern, als das Dampfdruckdiagramm  $AGHJB$  sich gegen das Winddruckdiagramm  $AC_1E_1K_1B$  in einem Betrage verschiebt, welcher von dem Winkel abhängt, um den die beiden Kurbeln gegen einander versetzt sind. Ständen die beiden Kurbeln etwa rechtwinkelig zu einander, so würde der Gebläsefolben nahezu in der Mitte seines Laufes stehen, wenn der Dampfholben seine Todtlagen erreicht. Daher hätte man die Anfangsordinate  $AG$  des Dampfdruckdiagrammes in dieser mittleren Stellung des Gebläsefolbens aufzutragen. Hieraus geht schon hervor, wie diese graphische Methode ein äußerst einfaches Mittel an die Hand giebt, um diejenigen gegenseitigen Kurbelstellungen zu ermitteln, bei welchen die Bewegung der Maschine die möglich größte Gleichförmigkeit annimmt. Man hat zu dem Ende nur das Dampfdruckdiagramm in eine solche Lage zu bringen, in welcher dasselbe mit dem Winddruckdiagramme möglichst zur Deckung kommt, denn in diesem Falle sind die auf Beschleunigung bzw. Verzögerung wirkenden Arbeiten verhältnißmäßig am kleinsten, da ja nach dem Vorstehenden diese Arbeiten den nicht zur Deckung kommenden Flächenstücken der beiden Diagramme proportional sind. In Fig. 832 ist das Diagramm demgemäß gezeichnet,

Fig. 832.



und man erkennt hieraus sofort, daß die Bewegung der Maschine bei einer dieser Figur entsprechenden Anordnung der Kurbeln eine verhältnißmäßig sehr gleichmäßige sein muß. Die beiden Diagramme schneiden sich hierbei



nämlich in den acht Punkten 1, 2, 3 . . . 8, so daß sie mit acht kleinen Flächenstücken  $A_1 A_2 . . . A_8$  über einander greifen. Diese Flächenstücke entsprechen natürlich abwechselnd überschüssigen Triebkräften oder Beschleunigungen und vorherrschenden Widerständen oder Verzögerungen, und es sind die ersteren  $A_1, A_3, A_5$  und  $A_7$  in der Figur vertical schraffirt, während die eine Verzögerung andeutenden Flächen  $A_2, A_4, A_6, A_8$  durch horizontale Schraffirung unterschieden sind. Selbstverständlich entsprechen die Schnittpunkte 1, 3, 5 und 7 maximalen Geschwindigkeiten der Kurbel, während die Punkte 2, 4, 6 und 8 auf relative Minima der Geschwindigkeit hinweisen. Die gegenseitige Stellung der Kurbeln ergibt sich daraus, daß der Gebläsekolben einen Weg gleich  $Aa$  gemacht haben muß, wenn der Dampfkolben in einem todtten Punkte steht; in der Figur ist der Weg  $aB = 0,36 AB = 0,72 r$ ; und es entspricht diesem Wege daher ein Voreilungswinkel der Gebläsekurbel gegen die Dampfkurbel von  $\omega$ , welcher aus  $0,72 r = r (1 - \cos \omega)$  zu  $\omega = 79^\circ 30'$  folgt.

Dieses Diagramm entspricht auch der in Fig. 829 angegebenen Luftcompressionsmaschine von *Burleigh*, denn es macht hierfür keinen Unterschied, ob die Betriebswelle mittelst einer Kurbel eine doppelwirkende Gebläsemaschine betreibt, oder ob statt derselben zwei gleich große einfachwirkende Pumpen von Kurbeln bewegt werden, welche einander gegenüber stehen.

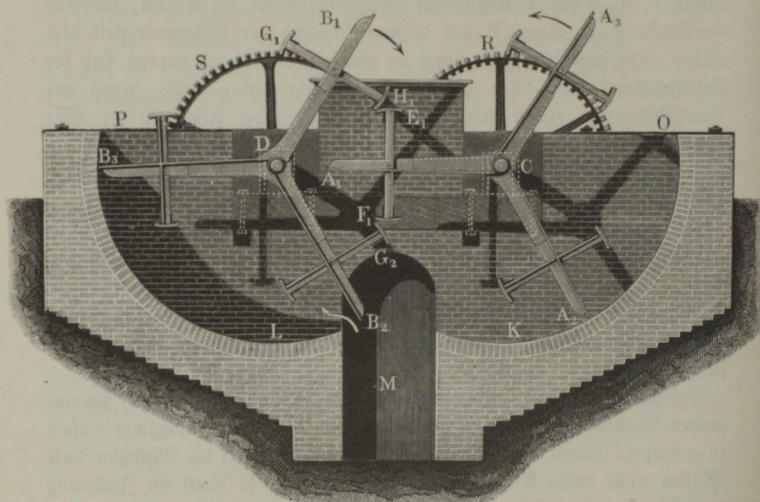
Bei den vorstehenden Bemerkungen ist auf die Trägheitskräfte der schwingenden Massen keine Rücksicht genommen, um die Figuren möglichst einfach zu gestalten. Wenn indessen bei größerer Geschwindigkeit der Maschine diese Massen nicht außer Acht gelassen werden dürfen, so bietet die Zeichnung des Diagrammes nach dem in Thl. III, 1 darüber Angeführten keine Schwierigkeiten dar.

**Rotirende Kolbengebläse.** In der neueren Zeit sind auch Gebläse §. 204. mit oscillirenden Cylindern, ähnlich wie die oscillirenden Dampfmaschinen (s. Thl. II) construirt worden, namentlich von dem Ingenieur *Folly*, sowie von dem Ingenieur *Robert* (s. *Armengaud's Publication industrielle*, Vol. XII). Bereits mehr in Aufnahme sind aber die rotirenden Kolbengebläse, welche, ähnlich wie die Rotationspumpen (s. §. 160), mit rotirenden Kolben ausgerüstet sind; namentlich werden solche Maschinen vorzüglich zu Wetterfängern verwendet. Jedenfalls lassen sich diese Luftmaschinen nur da mit Vortheil anwenden, wo es nur darauf ankommt, kleine Pressungen zu erzeugen.

Vor Allem gehört hierher der Ventilator oder das Wetterrad von *M. Fabry*. Diese Wettermaschine besteht aus zwei Wellen  $C$  und  $D$ , Fig. 833 (a. f. S.), mit je drei Paar Hauptarmen  $CA_1, CA_2, CA_3$  und

$DB_1, DB_2, DB_3$ , welche große Schaufeln tragen und mit Querarmen wie  $E_1 F_1, G_1 H_1 \dots$  versehen sind, deren epicycloidale Enden, z. B.  $E_1$  und  $H_1$ , sowie  $F_1$  und  $G_2$ , wie die Zähne zweier Zahnräder in einander greifen. Diese Räder hängen in zwei Trögen  $K$  und  $L$ , welchen mittelst des Canales  $M$  die von der Maschine fortzuschaffende Luft zugeführt wird, und außerhalb dieser Tröge sind diese Räder durch zwei gleiche Zahnräder

Fig. 833.



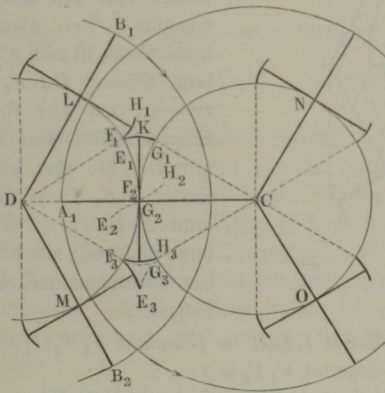
$R$  und  $S$  so mit einander in Verbindung gesetzt, daß beide Räder in entgegengesetzten Richtungen gleich schnell umlaufen, wenn das eine dieser Räder durch eine äußere Kraft, z. B. durch die einer Dampfmaschine, bewegt wird.

Die Tröge  $K$  und  $L$  bestehen aus Mauerwerk mit einer Cementbekleidung. Letztere wird erst dann auf das erstere aufgetragen, wenn die Räder bereits hängen, damit man sich eines genauen Abschlusses versichern kann. Die auf je zwei Hauptarmen sitzenden Schaufeln sind entweder aus Eisenblech oder bestehen in Brettern, und nehmen natürlich fast die ganze Weite von 2 m des Troges oder Mantels ein. Um auch in dem Raume  $DE_1 F_1$  zwischen beiden Rädern möglichst dichten Abschluß zu erhalten, ist es noch nöthig, die Querarme mit Blech- oder Holzschaufeln zu bekleiden, welche, wie die epicycloidalen Schaufeln an den Enden dieser Arme, ebenfalls von einer Seitenwand des Troges bis zur anderen reichen müssen. Während bei Umdrehung der Maschine die Schaufeln an den Hauptarmen Luft aus

*M* mit sich fortführen und dieselbe an den äußeren Umfängen, bei *O* und *P*, wieder absetzen, wird auch in dem Raume *DE<sub>1</sub>G<sub>2</sub>* zwischen den sich berührenden Querarmen u. s. w. eine gewisse Menge Luft wieder von außen zurück in den Raum *M* geführt; es besteht daher das effective Förderquantum aus der Differenz zweier im Folgenden zu ermittelnden Luftmengen.

Um die Formen der Zähne zu finden, womit sich die beiden Räder im Inneren des Troges berühren und einen luftdichten Abschluß hervorbringen, denkt man sich mit der halben Centraldistanz *CD* aus *C* und *D*, Fig. 834, die Theilkreise *LM* und *NO* beschrieben, auf denselben, vom Berührungspunkte *F<sub>2</sub>* oder *G<sub>2</sub>* aus,

Fig. 834.



die Bogen  $F_2F_1 = F_2F_3$  und  $G_2G_1 = G_2G_3$  von je 30 Grad abgeschnitten, und beschreibt die Bogen  $E_1G_1$  und  $F_3G_3$  durch Wälzen des Kreises *LM* auf *NO*. Diese Bogen bilden die Begrenzung des Querarmes von der Schaufel  $CA_1$ , und wenn man auf gleiche Weise den Kreis *NO* auf *ML* wälzt, so erhält man die Bogen, wie z. B.  $F_1H_1$ ,  $F_3E_3$ , welche die Begrenzung der Querarme von den Schaufeln

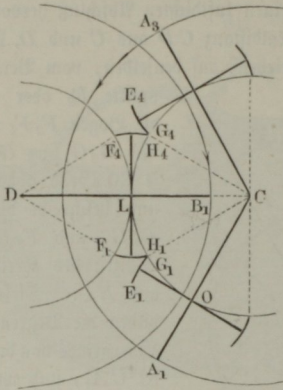
$DB_1$  und  $DB_2$  des zweiten Rades bestimmen. Während sich die Welle *D* mit ihren Armen  $DB_1$ ,  $DB_2$  rechtsum und die Welle *C* mit den ihrigen, wie z. B.  $CA_1$  links um dreht, gleitet der Endpunkt  $F_1$  des Bogens  $F_1H_1$  auf dem Bogen  $E_1G_1$  hin, so daß  $F_1$  und  $G_1$  gleichzeitig (als  $F_2$  und  $G_2$ ) in der Centrallinie *CD* ankommen; bei fortgesetzter Drehung gleitet dagegen der Endpunkt  $G_2$  des Bogens  $E_2G_2 = E_1G_1$  auf dem Bogen  $F_2H_2$  hin, bis beide Bogen in die Stellung  $E_3G_3$  und  $F_3H_3$  kommen. Von da an verwechseln die Arme  $CA_1$  und  $DB_1$  u. s. w. der Wellen *C* und *D* ihre Stellungen und es beginnt nun oben ein neuer Eingriff, wogegen der Eingriff unten (bei  $G_3$ ,  $H_3$ ) aufhört, wie aus Fig. 835 (a. f. S.) zu ersehen ist, wo  $E_4G_4$ ,  $F_4H_4$  die Curven darstellen, deren Eingriff in einander beginnt, und  $E_1G_1$ ,  $F_1H_1$  diejenigen, deren Eingriff zu Ende geht.

Das Wetterquantum, welches eine Schaufel, wie  $DB_2$ , Fig. 833, aus *M* mit sich fortnimmt und oben in der freien Luft absetzt, ist gleich dem



Sector  $B_2DB_3 = B_1DB_2$ , zwischen je zwei Schaufeln; und dagegen das Luftquantum, welches durch eine Schaufel, wie z. B.  $DB_1$ , von außen nach  $M$  geschafft wird, gleich dem Raume  $DLF_1F_2F_3MD$ , Fig. 834, welcher von den Querarmen  $LF_1$ ,  $F_1F_2F_3$ ,  $MF_3$  und den Stücken  $DL$  und  $DM$

Fig. 835.



der Hauptarme begrenzt wird. Subtrahirt man daher den letzten Raum vom ersteren, so erhält man das von jeder Schaufel per Umdrehung wirklich geförderte Luft- oder Wetterquantum. Der abziehende Raum ist auch gleich dem Sector  $DLF_2M$ , vermehrt um vier kleine Segmente über dem Bogen  $LF_2M$ , oder gleich Sector  $LF_2M$  + Segment  $F_1F_2G_1$  + Segment  $F_3F_2G_3$ , und daher das Förderquantum einer Schaufel:

$$V = \text{Sector } B_1DB_2 - \text{Sector } LDM - (\text{Segment } F_1F_2G_1 + \text{Segment } F_3F_2G_3) \\ = \text{Ringstück } LB_1B_2M \text{ minus zwei Mal Segment } F_1F_2G_1.$$

Bezeichnet  $b$  die Radweite,  $r_1$  den ganzen Schaufelhalbmesser  $DB_1 = DB_2$ ,  $r_2$  den Abstand  $DL = DM$  eines Querarmes von der Drehungsaxe  $D$ , und  $\beta^0$  den halben Centriwinkel  $B_1DC = CDB_2$  zwischen je zwei Schaufeln, so hat man den Inhalt des ringförmigen Raumes  $B_1LF_2MB_2$ :

$$V_1 = \beta (r_1^2 - r_2^2) b,$$

und den Inhalt eines der abziehenden zwei kleinen Segmente, wie z. B. des Segmentes  $F_1F_2G_1$ , welches von den Kreisbogen  $F_1F_2$ ,  $G_1F_2$  und von den Epicycloidenbogen  $F_1KG_1$  umschlossen wird, den Regeln der höheren Geometrie zufolge,

$$V_2 = 8 \left( \frac{\beta}{2} - 2 \sin \frac{1}{4} \beta \right) r_2^2 b;$$

daher folgt nun das Förderquantum einer Schaufel:

$$V = V_1 - 2V_2 = \left[ \beta (r_1^2 - r_2^2) - 16 \left( \frac{\beta}{2} - 2 \sin \frac{1}{4} \beta \right) r_2^2 \right] b.$$

Das ganze Förderquantum der Maschine pro Umdrehung ist  $2.3V = 6V$ ; und wenn nun jede der beiden Wellen pro Minute  $n$  Umdrehungen macht, so beträgt das theoretische Förderquantum pr. Secunde:

$$Q = \frac{n}{60} 6V = \frac{nV}{10}.$$

Führt man  $\beta = \frac{\pi}{3}$  ein, so erhält man

$$\begin{aligned} V &= \left( \frac{\pi}{3} r_1^2 - \left( \frac{2}{3} \pi - 32 \sin 15^\circ \right) r_2^2 \right) b \\ &= [\pi r_1^2 - (9\pi - 24,8466) r_2^2] \frac{b}{3} = (\pi r_1^2 - 3,4277 r_2^2) \frac{b}{3}, \end{aligned}$$

und daher die ganze abgeführte Wettermenge pr. Minute:

$$Q = (\pi r_1^2 - 3,4277 r_2^2) \frac{nb}{30}.$$

In Folge des Spielraumes zwischen den Schaufeln und den Wänden des Troges u. s. w. ist das effective Wetterquantum nur 0,7 der durch diese Formel theoretisch bestimmten Luftmenge. Bei gewöhnlich angewendeten Fabry'schen Wetterrädern ist  $b = 2$  m,  $r_1 = 1,7$  und  $r_2 = 1$  m, ferner die Umdrehung pr. Minute,  $n = 36$  bis 40, die Differenz zwischen der Pressung der äußeren Luft und der in der Einmündung  $h = 4$  bis 5 cm Wassersäule, und der Wirkungsgrad, bei circa 15 Pferdekraften theoretischem Arbeitsvermögen der zur Umtriebsmaschine dienenden Dampfmaschine,  $\eta = 0,51$ .

In neuerer Zeit hat man auch Fabry'sche Ventilatoren construirt, bei welchen jedes Rad nur mit zwei Flügeln ausgerüstet und der Trog zu beiden Seiten bis über die Wellenmitten heraufgeführt ist.

Näheres über diese Wettermaschinen wird mitgetheilt im zweiten Bande von Ponsons *Traité de l'exploitation des Mines de Houille*, ferner von dem Ingenieur *Jochams* in den *Annales des travaux publics de Belgique*, Tome XI und Tome XV.

Die allgemeine Einrichtung und Wirkungsweise einer Rotationspumpe, welche auch zur Bewegung der Luft angewendet worden ist, läßt sich aus der ideellen Darstellung in Fig. 836 (a. f. S.) ersehen. Es ist  $A E F G$  ein feststehendes cylindrisches Gehäuse mit zwei Zugängen  $M$  und  $N$ , wovon der eine zum Einsaugen und der andere zum Ausblasen der Luft dient, ferner  $A H B K$  eine in diesem Gehäuse eingeschlossene Trommel, welche um ihre von der Ase  $C$  des Gehäuses um  $C D$  abweichende Ase  $D$  umgedreht wird, endlich sind  $E R$  und  $G S$  zwei in dieser Trommel verschiebbare Kolben, welche durch Stahlfedern nach außen und mit ihren äußer-

sten Kanten gegen den Umfang des Gehäuses gedrückt werden. Uebrigens wird das Gehäuse bei  $A$  von der Trommel berührt, und dadurch die directe Verbindung der beiden Canäle mit einander aufgehoben, dagegen führt aber die umlaufende Trommel mittelst der Kolben  $ER$  und  $GS$  bei jeder halben

Fig. 836.

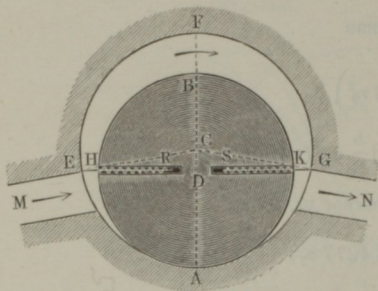
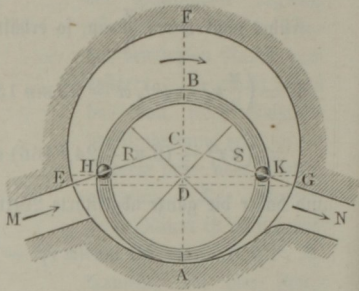


Fig. 837.



Umdrehung das den Raum  $HFCK$  zwischen der Trommel und dem Gehäuse einnehmende Luftquantum von  $M$  nach  $N$ . Bezeichnet  $r_1$  den Halbmesser  $CA = CE = CF$  des Gehäuses,  $r_2$  den Halbmesser  $DA = DB = DH$  der Trommel,  $d$  die Excentricität  $CD$  der Drehungsaxe  $D$ , und  $b$  die Weite des Gehäuses und der Trommel, so hat man für den halben Centriwinkel  $A CH = A CK = \beta$ :

$$\cos \beta = 1 - \frac{d}{r_1},$$

ferner den Inhalt des Kreissegmentes  $EFCK$ :

$$F_1 = \pi r_1^2 - (\beta - \frac{1}{2} \sin 2\beta) r_1^2,$$

sowie für den Inhalt des Halbkreises  $HBCK$ :

$$F_2 = \frac{1}{2} \pi r_2^2,$$

und daher das Luftquantum, welches eine Schaufel bei einer Umdrehung von  $M$  nach  $N$  schafft:

$$V = (F_1 - F_2) b = [(\pi - \beta + \frac{1}{2} \sin 2\beta) r_1^2 - \frac{1}{2} \pi r_2^2] b.$$

Macht nun die Trommel pr. Minute  $n$  Umdrehungen, so ist das Förderquantum pr. Secunde:

$$Q = \frac{2nV}{60} = \frac{nV}{30} = [(\pi - \beta + \frac{1}{2} \sin 2\beta) r_1^2 - \frac{1}{2} \pi r_2^2] \frac{nb}{30}.$$

Anstatt der Schieberkolben  $ER$  und  $GS$ , Fig. 836, kann man auch Drehkolben  $ER$  und  $GS$ , Fig. 837, in Anwendung bringen, wenn man dieselben um die Axe  $C$  des Gehäuses  $A EFG$  drehbar macht und mittelst



Kugelgelenke  $H$  und  $K$  aus der um ihre Axc  $D$  umlaufenden Trommel  $AB$  heraustreten läßt. Es ist dann das Luftquantum, welches ein solcher Kolben bei jeder Umdrehung von  $M$  nach  $N$  fördert, gleich dem ringförmigen Raume  $EFCKBH = \text{Sector } EFGC + \text{Dreieck } HCK - \text{Halbkreis } HBK$  mal Weite des Gehäuses:

$$V = (\pi - \beta) r_1^2 b + \frac{1}{2} r_2^2 b \sin 2\beta - \frac{\pi r_2^2 b}{2}$$

$$= [(2\pi - 2\beta) r_1^2 - (\pi - \sin 2\beta) r_2^2] \frac{b}{2},$$

wobei wieder  $r_1$  den Halbmesser  $CA$  des Gehäuses,  $r_2$  den Halbmesser  $DA$  der Trommel,  $b$  die Weite des Gehäuses und der Trommel und  $\beta$  den halben Centriwinkel  $ACH$  bezeichnet, wofür

$$\cos \beta = \frac{d}{r_2}$$

ist, unter  $d$  die Excentricität  $CD = r_1 - r_2$  verstanden. Macht die Trommel pr. Minute  $n$  Umdrehungen, so ist das Luftquantum, welches diese Gebläsemaschine pr. Secunde von  $M$  nach  $N$  schafft,

$$Q = \frac{2Vn}{60} = \frac{Vn}{30} = [(2\pi - 2\beta) r_1^2 - (\pi - \sin 2\beta) r_2^2] \frac{nb}{60}.$$

Hiernach sind die Gebläse des Amerikaners Mackenzie zu Jersey in den Vereinigten Staaten construirt\*). Bei diesen Gebläsen ist der Durchmesser des Gehäuses,  $2r_1 = 1$  m, die Weite desselben,  $b = 0,9$  m, der Durchmesser der Trommel,  $2r_2 = 0,75$  m, folglich die Excentricität  $d = r_1 - r_2 = 0,125$  m. Die Schaufeln bestehen aus Eisenblech von 6 bis 12 mm Dicke und ihre Gelenke  $H$  und  $K$  bestehen aus 75 mm dicken, mit einem weichen Metall ausgefüllten Cylindern; ihre Anzahl ist aber nicht 2, sondern gewöhnlich 3 oder 4. Der luftdichte Abschluß bei  $A$  wird durch mit Feder überzogenes Holz bewirkt. Damit die Axc  $C$  eine feste Lage behalte, macht man auch die Welle  $D$  fest, verbindet beide im Inneren der Trommel durch Arme mit einander, und läßt die Trommel mittelst zweier Raben, ähnlich wie ein gewöhnliches Wagenrad, um  $D$  umlaufen. Man verwendet in Nordamerika diese Gebläse vorzüglich beim Umschmelzen des Roheisens in Kupolöfen, wobei sie pr. Minute 80 bis 150 Umdrehungen machen und Wind von  $\frac{1}{4}$  bis 1 kg Ueberdruck liefern.

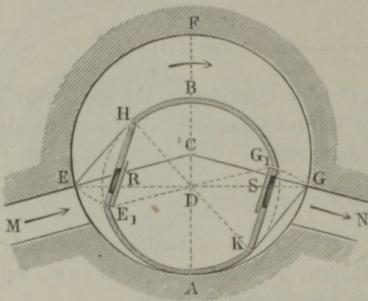
Eine ganz ähnliche Einrichtung und Wirkungsweise hat der Ventilator oder das Kolbenrad von Lemieille\*\*). Eine ideelle Darstellung dieser

\*) S. Practical Mechanics Journal, Sept. 1857, u. polytechn. Centralbl., 1857.

\*\*) S. Annales des Travaux publ. de Belgique, Tome XVI, auch Civil-Engineer and Architects Journal, Sept. 1858, sowie Bulletin de la Société de l'Industrie minerale, Tome III, Dingler's polytechn. Journal, Bd. 150.

Maschine giebt Fig. 838. Es dreht sich auch hier eine Trommel  $AB$  excentrisch in einem cylindrischen Gehäuse  $A EFG$  um; nur sind hier die Schaufeln oder Kolben  $EH$  und  $GK$  mittelst Angeln  $H$  und  $K$  an dem Umfange der Trommel befestigt und mittelst Gelenken  $E$  und  $G$  mit den Armen  $CE$  und  $CG$  verbunden, welche sich um die feste Axe  $C$  des Ge-

Fig. 838.



häufes  $AF$  drehen lassen. Damit sich die Schaufeln beim Durchgange durch die Berührungsstelle  $A$  an die Trommel anlegen können, sind von der letzteren noch die Segmente  $HE_1$  und  $KG_1$  abgeschnitten, und damit die Arme  $CE$  und  $CG$  luftdicht durch die Trommelwände  $E_1H$  und  $G_1K$  hindurch gehen, sind die Durchgangsöff-

nungen mit Federklappen  $R$  und  $S$  bedeckt. Uebrigens ist der Bewegungsmechanismus derselbe wie bei dem Mackenzie'schen Gebläse, und zwar ähnlich wie bei dem in Fig. 492 abgebildeten und §. 109 beschriebenen Ruderrade.

Der Querschnitt  $F$  des Luftvolumens  $EF G K G_1 B H$ , welches eine Schaufel  $EH$  bei ihrer Umdrehung von  $M$  nach  $N$  schafft, ist = Kreissegment  $EFGE$  minus Dreieck  $EHR$  plus Dreieck  $GKS$  minus halber Trommelquerschnitt  $RHBG_1S$ , also, da noch Dreieck  $EHR$  = Dreieck  $GKS$  ist,

$$F = \pi r_1^2 - (\beta_1 - \frac{1}{2} \sin 2\beta_1) r_1^2 - \frac{1}{2} \pi r_2^2 + (\beta_2 - \sin \beta_2) \frac{r_2^2}{2}$$

$$= (\pi - \beta_1 + \frac{1}{2} \sin 2\beta_1) r_1^2 - (\pi - \beta_2 + \sin \beta_2) \frac{r_2^2}{2},$$

wobei  $r_1$  den Halbmesser  $CA = CE$  des Gehäuses,  $r_2$  den Halbmesser  $DA = DH$  der Trommel, sowie  $\beta_1$  den Centriwinkel  $ECA$ , und  $\beta_2$  den Centriwinkel  $E_1DH = G_1DK$  bezeichnen. Bei der Excentricität  $\overline{CD} = d$  ist

$$\cos \beta_1 = \frac{d}{r_1},$$

und bei der Schaufellänge  $\overline{EH} = s$ ,

$$\sin \frac{\beta_2}{2} = \frac{s}{2r_2}.$$

Bezeichnet noch  $b$  die Weite des Radraumes, parallel zur Aze gemessen, und  $n$  die Anzahl der Umdrehungen des Rades pr. Minute, so hat man das theoretische Luftquantum, welches diese Maschine pr. Secunde fördert:

$$Q = \frac{2Fbn}{60} = \frac{Fbn}{30}$$

$$= \left( (\pi - \beta_1 + \frac{1}{2} \sin 2\beta_1) r_1^2 - (\pi - \beta_2 + \sin \beta_2) \frac{r_2^2}{2} \right) \frac{bn}{30}.$$

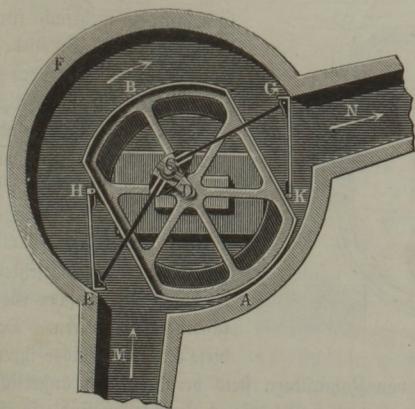
Man hat auch solche Ventilatoren mit drei oder mehreren Schaufeln construirt. Das theoretische Förderquantum wird zwar durch Anwendung von mehr als zwei Schaufeln nicht wesentlich verändert, aber der Windverlust durch den Spielraum etwas herabgezogen. Nach den Ergebnissen angestellter Versuche ist das effective Wetterquantum der zweischaufeligen Ventilatoren von Lemielle:

$$Q_1 = Q - 0,39 \sqrt{h} \cdot \frac{n}{60} = (2Fb - 0,39 \sqrt{h}) \frac{n}{60},$$

wo der Manometerstand oder die Depression des Luftdruckes  $h$  an der Saugstelle durch die Höhe einer Wassersäule in Millimetern und das Wetterquantum  $Q$  in Cubikmetern auszudrücken ist.

Diese Formel kann natürlich nur für eine gewisse Construction und Größe dieser Ventilatoren gelten. Bei dem Ventilator, welchem diese Formel zu Grunde liegt, ist  $2r_1 = 3,95$  m und  $2r_2 = 3$  m, folglich  $d = r_1 - r_2 = 0,475$  m; ferner  $b = 2,10$  m,  $n = 20$  bis 30 und der Wassermanometerstand  $h = 12$  bis 36 mm.

Fig. 839.

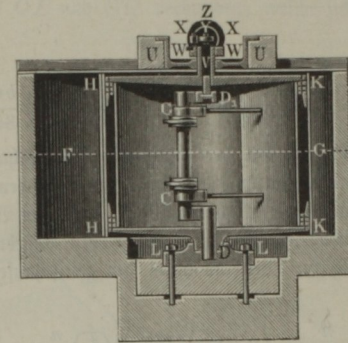


Die speciellere Einrichtung und Zusammensetzung eines Lemielle'schen Ventilators führen die beiden Durchschnitte in Fig. 839 und Fig. 840 (a. f. S.) vor Augen. Das mit den beiden Seitenmündungen  $M$  und  $N$  versehene Gehäuse  $A E F G$  besteht entweder aus Holz oder Eisen oder aus einer mit Cement überzogenen Mauerung. Die Trommel  $A H B K$  besteht aus einem



eisernen Gerippe und einem hölzernen Mantel und dreht sich um die Zapfen  $D$  und  $D_1$  einer gekröpften Ase  $CD$ , welche im Lager  $L$  festsetzt. Die

Fig. 840.

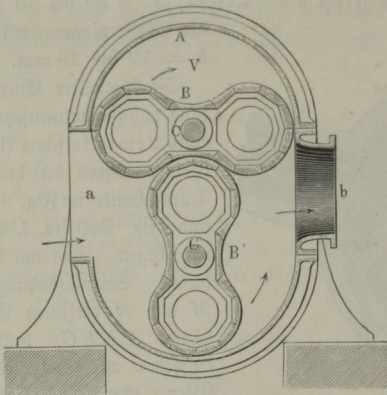


hölzernen Schaufeln  $EH$  und  $GK$  sind wie Thüren mittelst Angeln  $H$  und  $K$  an die Trommel und mittelst der Arme  $CE$  und  $CG$  an die Ase  $C$  angegeschlossen. Die obere Nabe  $V$  der Trommel, welche den Zapfen  $D_1$  umfaßt und ihrerseits wieder von dem an den Schwellen  $U$  befestigten Lager  $W$  umfassen wird, trägt die Nabe  $X$  einer Kurbel  $Y$ , welche mittelst einer Kurbel-

stange mit der Kolbenstange der zum Antrieb dienenden Dampfmaschine verbunden ist. Der liegende Cylinder  $Z$  dieser Maschine ruht ebenfalls auf den Langschwelen  $U$ .

Zu den rotirenden Kolbengebläsen gehört auch das nach seinem Erfinder *Root* benannte Gebläse, von welchem bereits im vorigen Capitel gelegentlich der Rotationspumpen die Rede war. Dieses in

Fig. 841.



neuerer Zeit wegen seiner vergleichsweise einfachen Einrichtung mehrfach für Gießereien und Schmiedewerkstätten in Anwendung gekommene Gebläse besteht nach den Figuren 841 und 842 im Wesentlichen aus den beiden rotirenden Körpern  $B$  und  $B'$ , welche auf parallelen Axen  $C C'$  befestigt, in entgegengesetzter Richtung mit gleicher Geschwindigkeit rotiren. Da diese Körper vermöge ihrer

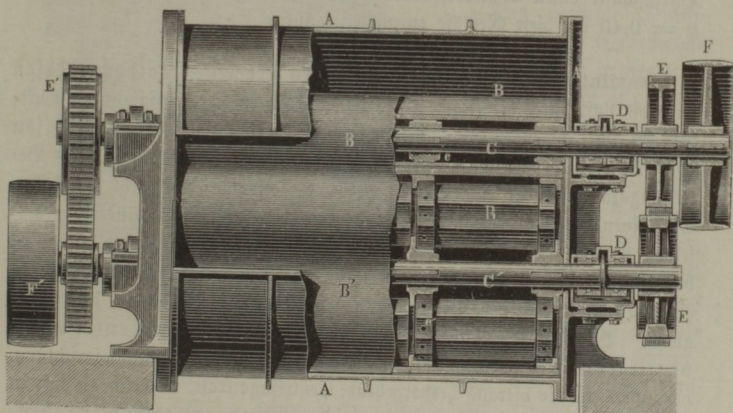
Form sich hierbei nach Art von Zahnrädern stets berühren und äußerlich durch ein möglichst dicht herantretendes Gehäuse  $A$  umschlossen sind, so ist

leicht zu erkennen, wie die zwischen den Kolben und dem Gehäuse enthaltene Luft durch die Oeffnung *b* nach einer dort angeschlossenen Windleitung gedrängt wird, während durch die Saugöffnung *a* stets neue Luft aus der Atmosphäre in das Gehäuse tritt. Man erkennt auch, daß von jeder Welle bei einer Umdrehung die Luft aus dem bezeichneten Raume *V* zweimal verdrängt wird, so daß man das theoretische Förderquantum für eine Minute zu

$$Q = 4nV$$

setzen kann, wenn *n* die Anzahl der Umdrehungen der Maschine, d. h. jeder der beiden Axen bedeutet.

Fig. 842.



Diese Gebläse läßt man in der Regel mit Geschwindigkeiten zwischen 250 und 300 Umdrehungen in der Minute umlaufen, in Folge welcher Geschwindigkeiten diese Maschinen starken Erzitterungen ausgesetzt sind, und daher auch sehr geräuschvoll arbeiten. Zur Milderung des letzteren Uebelstandes und des dichterem Schlusses wegen bildete man früher die rotirenden Kolben *B* und *B'*, wie aus den Figuren zu ersehen, von Holz, in neuerer Zeit pflegt man dazu besser Gußeisen zu verwenden, auch legt man wohl die beiden Axen neben anstatt über einander, so daß die Saugöffnung unten und die Blaseöffnung oben angebracht werden kann. Der Betrieb der Axen geschieht durch die Riemscheiben *F'*, und durch die Zahnräder *E* wird die übereinstimmende Bewegung beider Axen erreicht.

Da die beiden Kolben das Gehäuse niemals wirklich berühren können, vielmehr immer ein gewisser Zwischenraum zwischen beiden verbleibt, so ist natürlich das wirklich geförderte Windquantum beträchtlich kleiner, als das

theoretische, und es wird das Verhältniß beider um so geringer ausfallen, je höher die Pressung des erzeugten Windes ist. Auch nimmt der Wirkungsgrad mit zunehmender Windpressung schnell ab. Nach den Versuchen von Hartig \*) betrug der Windcoefficient  $w$  und der Wirkungsgrad  $\eta$  bei einer Pressung  $h$  in Wasserfäule gemessen von

$$h = 38 \text{ mm}; w = 0,79; \eta = 0,405;$$

$$h = 820 \text{ „}; w = 0,12; \eta = 0,143.$$

Nach Ledebur\*\*), dessen unten angezeigtem Werke die Figuren 841 und 842 entnommen sind, dürften die Root'schen Gebläse für Pressungen bis etwa 400 mm Wasserfäule empfehlenswerth sein, und soll man im Durchschnitt einen Windcoefficienten  $w = 0,75$  und einen Wirkungsgrad  $\eta = 0,45$  für diese Gebläse annehmen können.

§. 205. Ventilatoren. Bei den im Vorstehenden behandelten Kolbengebläsen wird die Luft durch die Fläche eines festen Körpers direct zusammengedrückt; bei den im Folgenden abzuhandelnden Schaufel- und Flügelgebläsen oder Ventilatoren wird dagegen die Luft durch Veränderung ihres Bewegungszustandes in eine andere Pressung versetzt; jedoch geht bei beiden Maschinen die Fortbewegung der Luft aus der Pressungsveränderung derselben hervor. Die Veränderung des Bewegungszustandes eines Körpers besteht entweder in einer Veränderung der Bewegungsrichtung oder in einer Veränderung der Bewegungsgeschwindigkeit, oder in beiden zugleich. Bei dem sogenannten Centrifugalgebläse oder Centrifugalventilator ist es vornehmlich die Veränderung in der Bewegungsrichtung, oder vielmehr die hieraus hervorgehende Centrifugalkraft, wodurch die Luft in eine andere Pressung versetzt wird; bei den Windrad- oder Schraubensradgebläsen sowie bei den den Reactionsturbinen ähnlichen Röhrenventilatoren wird die Pressungsveränderung der Luft vorzüglich durch Geschwindigkeitsveränderung derselben bewirkt. Alle diese Ventilatoren werden sowohl als Luft- oder Wetterfanger wie auch als Gebläse oder Windbläser angewendet.

Die Centrifugalventilatoren bestehen hauptsächlich in einem einfachen Schaufelrade, welches von einem Gehäuse umgeben ist, und welches bei seiner Umdrehung in Folge der Centrifugalkraft Luft durch eine Mündung in der Nähe seiner Axe ansaugt, um dieselbe durch eine Mündung am Umfange des Gehäuses wieder auszutreiben. Je nachdem die erstere oder

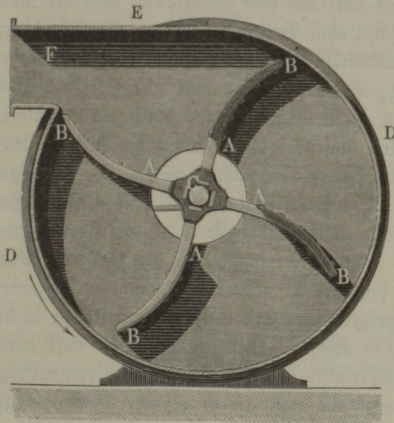
\*) Versuche über Leistung und Arbeitsverbrauch von Werkzeugmaschinen. Leipzig 1873.

\*\*) Die Verarbeitung der Metalle auf mechanischem Wege von A. Ledebur. Braunschweig 1877.



die letztere Mündung mit einem umschlossenen Raume in Verbindung steht, wirkt ein solcher Ventilator in Beziehung auf diesen Raum als Luftsauger oder als Luftbläser; im ersteren Falle bläst er die eingesaugte Luft an seinem Umfange ins Freie, und im zweiten Falle saugt er die atmosphärische Luft durch die Mündung an der Axe ein. Uebrigens ist die Wirkungsweise des Ventilators in beiden Fällen eine und dieselbe, und es findet nur der Unterschied zwischen denselben statt, daß die Pressung in dem umschlossenen

Fig. 843.



Raume in dem einen Falle kleiner, und im andern größer ist als der Druck der Atmosphäre.

Der verticale Durchschnitt eines Centrifugalventilators ist in Fig. 843 abgebildet. Es ist  $BCB$  das Rad mit der Welle  $C$  und den Schaufeln  $AB$ ; ferner  $ACA$  die Einmündung in der hinteren Seitenwand des Gebläses, und  $DED$  der Mantel desselben sowie  $EF$  das Ausbläserohr mit der Ausmündung  $F$ . Die Schaufeln sind entweder eben

oder gekrümmt, und im ersten Falle wieder radial oder schräg gegen die Halbmesser gestellt; sie sind ferner entweder rechteckig oder trapezoidal geformt. Ihre Anzahl ist gewöhnlich nur 4 bis 8.

Die Windradventilatoren haben schräg gegen die Umdrehungsebene gestellte Schaufeln oder Flügel, und sind daher von den gewöhnlichen Wind- oder Windmühlenträdern (s. Thl. II) sowie von den Schraubenträdern der Dampfschiffe (s. Thl. III, 2, Cap. 3) nicht wesentlich verschieden. Auch diese Ventilatoren haben gewöhnlich nur 3 bis 8 Flügel.

Bei einer größeren Anzahl und Ausdehnung der Schaufeln oder Flügel gehen die Räume zwischen denselben in Canäle und Röhren, und daher die Ventilatoren in die Röhren- oder Reaktionsventilatoren über. Sowie die Wirkung der Windradventilatoren nach denselben Regeln zu beurtheilen ist, wie die der Windmühlenträdern und Schraubenträdern, ebenso stehen die Röhren- oder Reaktionsventilatoren mit den Reaktions-turbinen im genauesten Zusammenhange. Die Pressungsdifferenz, welche man durch die Ventilatoren unter gewöhnlichen Verhältnissen erzeugt, ist ein sehr kleiner Theil

(1 bis 5 Proc.) der ursprünglichen Luftpressung, und daher auch die Dichtigkeitsveränderung der Luft beim Durchströmen durch die Ventilatoren nur klein; deshalb ist es auch hier, ohne einen beachtungswerthen Fehler befürchten zu müssen, gestattet, die Luft wie Wasser zu behandeln, und die Wirkung der Ventilatoren sowie insbesondere die der Röhrenventilatoren, wie die der Centrifugalpumpen und wie die der Turbinen zu beurtheilen.

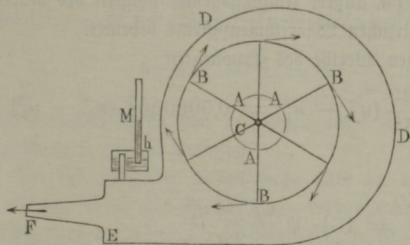
Bei jedem Ventilator hat man außer dem das Flügelrad aufnehmenden Gehäuse den Einlauf und den Auslauf zu unterscheiden. Der Einlauf hat den Zweck, die zu befördernde Luft aus dem Saugraume nach der inneren Peripherie des Rades möglichst ohne Verlust zu leiten. Es steht dieser Einlauf bei den saugenden Ventilatoren durch einen Canal oder eine Röhre mit dem Raume in Verbindung, aus welchem die Luft fortgeschafft werden soll, z. B. mit den Grubenstrecken, deren Wetterführung durch den Ventilator zu bewirken ist, während bei den blasenden Ventilatoren die Luft meistens unmittelbar aus der freien Atmosphäre entnommen wird. Der Auslauf dagegen ist dazu bestimmt, die am äußeren Umfange des Rades mit großer Geschwindigkeit austretende Luft in geeigneter Weise in die zur Fortführung dienende Leitung überzuführen. Als letztere fungirt bei den blasenden Ventilatoren die nach den Düsen führende Windleitung. Bei den saugenden Ventilatoren dagegen tritt die ausgetriebene Luft meistens unmittelbar in die freie Atmosphäre über und nur in solchen Fällen, in denen die Luft durch schädliche Stoffe (giftige Gase, Metalltheile, Schleifstaub) verunreinigt ist, wird die abgesaugte Luft ebenfalls nach einem besonderen Canale geleitet, in welchen Fällen der Ventilator daher gleichzeitig saugend und blasend wirkt. Ueberhaupt ist die Unterscheidung der Ventilatoren in saugende und blasende nicht streng durchzuführen, da jeder Ventilator ebensowohl saugend wie blasend wirkt. Man unterscheidet demnach wohl auch offene und geschlossene Ventilatoren, je nachdem die Luft an der ganzen Peripherie des Auslaufes frei in die Atmosphäre tritt, oder je nachdem sie durch einen sich allmählig erweiternden Raum nach der Windleitung geführt wird. Dieser Auslauf muß sich deswegen allmählig erweitern, damit die große Austrittsgeschwindigkeit, mit welcher die Luft aus dem Rade tritt, möglichst vermindert werde, um den Verlust an lebendiger Kraft thunlichst klein zu machen, welcher naturgemäß damit verbunden ist, daß die Luft mit einer gewissen Geschwindigkeit entlassen wird. Bei den geschlossenen Ventilatoren wird durch die gedachte Geschwindigkeitsverminderung eine Erhöhung der Pressung in der Windleitung herbeigeführt. Bei den offenen Ventilatoren kann man einen Auslauf von ringförmiger Gestalt einfach dadurch bilden, daß man die Seitenwände des Gehäuses nach allen Seiten hin erweitert\*), wodurch eben-

\*) S. Rittinger, Centrifugalventilatoren.

falls der Zweck einer allmäligen Vergrößerung des Durchgangsquerschnittes für die entweichende Luft, also eine Verminderung der Geschwindigkeit derselben erzielt wird.

**Geschwindigkeit der Ventilatoren.** Das Gesetz, welches die Abhängigkeit zwischen der Geschwindigkeit des Centrifugalventilators und der Pressung der eingeschlossenen Luft ausdrückt, läßt sich am einfachsten übersehen, wenn man zunächst annimmt, daß die Flügel durch ebene, radial

Fig. 844.



gestellte Flächen dargestellt seien, und daß die Ausströmungsgeschwindigkeit in Beziehung auf die Rotationsgeschwindigkeit am Umfange sehr klein sei. Es ist dann auch die Geschwindigkeit der Luft in radialer Richtung klein, und kann daher bei der Beurtheilung der Leistung des Rades außer Betracht bleiben.

Dreht sich das Flügelrad  $ABC$ , Fig. 844, mit der Winkelgeschwindigkeit  $\omega$  um, so ist die Umdrehungsgeschwindigkeit in der Entfernung  $x$  von der Axe durch

$$u = x \omega$$

gegeben, und man hat daher die Centrifugalkraft eines in diesem Abstände befindlichen Luftelementes von dem Querschnitte Eins, der Länge  $\partial x$  und dem specifischen Gewichte  $\gamma$  gleich

$$\partial p = \omega^2 x \frac{\gamma \partial x}{g} \quad (\text{f. Thl. I, Abschnitt V, Cap. 3}).$$

Nun ist nach dem Mariotte'schen Gesetze bei der Pressung  $p$  der Luft in Kilogrammen per Quadratmeter:

$$\gamma = \frac{0,000125 p}{1 + 0,00367 t} = \psi p \text{ Kilogramm,}$$

worin  $\psi$  einen nur von der Temperatur  $t$  abhängigen, sonst constanten Coefficienten bedeutet. Es ist daher

$$\frac{\partial p}{p} = \frac{\psi}{g} \omega^2 x \partial x.$$

Bezeichnet nun  $r_1$  den inneren und  $r_2$  den äußeren Halbmesser des Rades, und versteht man unter  $p_1$  und  $p_2$  die Pressungen der Luft am inneren, bzw. äußeren Umfange, so erhält man durch Integration



$$\int_{p_1}^{p_2} \frac{\partial p}{p} = \frac{\psi}{g} \omega^2 \int_{r_1}^{r_2} x \partial x,$$

d. h.

$$\log \text{ nat } \frac{p_2}{p_1} = \frac{\psi}{g} \omega^2 \frac{r_2^2 - r_1^2}{2} = \frac{\psi}{g} \frac{u_2^2 - u_1^2}{2}$$

oder

$$p_2 = p_1 e^{\frac{\psi}{g} \frac{u_2^2 - u_1^2}{2}};$$

wenn  $u_1$  und  $u_2$  die innere bezw. äußere Umfangsgeschwindigkeit des Rades und  $e$  die Grundzahl des natürlichen Logarithmensystems bedeutet.

Bei dem immer nur geringen Werthe des Exponenten

$$\frac{\psi}{2g} (u_2^2 - u_1^2) = \frac{0,000125}{2 \cdot 9,81} (u_2^2 - u_1^2) = 0,0000064 (u_2^2 - u_1^2)$$

kann man genügend genau

$$e^{\frac{\psi}{2g} (u_2^2 - u_1^2)} = 1 + \psi \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}$$

setzen, so daß man dann

$$p_2 - p_1 = \psi p_1 \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} = \gamma_1 \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}$$

erhält. Führt man anstatt der Pressungen  $p_1$  und  $p_2$  die zugehörigen Wasserbarometerhöhen  $b_1$  und  $b_2$  ein, so kann man auch

$$b_2 - b_1 = \psi b_1 \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} = \frac{\gamma_1}{\gamma_0} \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} = \frac{1}{\varepsilon_1} \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}$$

schreiben, unter  $\varepsilon_1 = \frac{\gamma_0}{\gamma_1}$  das Verhältniß der Dichtigkeit des Wassers zu derjenigen der bei  $A$  eintretenden Luft verstanden. Für den Fall, daß der äußere Halbmesser  $r_2$  den inneren  $r_1$  bedeutend übertrifft, kann man auch annähernd

$$b_2 - b_1 = \frac{u_2^2}{2g \varepsilon_1} \text{ schreiben.}$$

Wenn die Luft am äußeren Umfange des Rades direct in die Atmosphäre strömt, so geht daselbst die der Umfangsgeschwindigkeit nahezu gleiche Ausströmungsgeschwindigkeit ohne Wirkung in Null über, es ist daher in diesem Falle unter  $b_2$  der Barometerstand  $b_0$  der freien Atmosphäre zu verstehen, folglich hat man den (negativen) Manometerstand der Luft in dem Zu-  
leitungschanale gleich

$$h = b_0 - b_1 = \frac{u_2^2}{2g \varepsilon_1}.$$

Wenn man dagegen das Flügelrad mit Auslaufwänden\*) versteht, oder mit einem sogenannten Diffuser (s. Thl. II) umgibt, wie Fig. 844 vor Augen führt, wodurch die Geschwindigkeit  $u_2$  der aus dem Rade tretenden Luft allmähig fast zu Null reducirt wird, so findet hierdurch eine Umsetzung der lebendigen Kraft in Pressung von der Wassersäulenhöhe  $\frac{u_2^2}{2g\varepsilon_1}$  statt, und daher hat man jetzt für den äußeren Luftdruck die Beziehung

$$b_0 = b_2 + \frac{u_2^2}{2g\varepsilon_1} = b_1 + 2 \frac{u_2^2}{2g\varepsilon_1}.$$

Folglich ergibt sich jetzt für den Manometerstand der zuströmenden Luft

$$h = b_0 - b_1 = 2 \frac{u_2^2}{2g\varepsilon_1} = \frac{u_2^2}{g\varepsilon_1}$$

die doppelte Größe von derjenigen eines Ventilators mit freier Luftausströmung rings am Umfange.

Bei den blasenden Ventilatoren wird der am Umfange des Rades ausströmende Wind immer durch ein Gehäuse aufgenommen, welches ihn allmähig nach der Windleitung überführt, so daß dieses Gehäuse ebenfalls wie der Diffuser eines Wetterventilators die Austrittsgeschwindigkeit der Luft nahezu in Null überführt. Daher findet man den Barometerstand  $b_2$  im Anfange der Windleitung hier gleichfalls zu

$$b_2 = b_1 + 2 \frac{u_2^2}{2g\varepsilon_1} = b_0 + 2 \frac{u_2^2}{2g\varepsilon_1},$$

indem  $b_1$  hier gleich dem Barometerstande  $b_0$  der äußeren Luft ist, mit welcher der Einlauf direct communicirt. Folglich ist der Manometerstand am Anfange der Windleitung ebenfalls

$$h = b_2 - b_0 = 2 \frac{u_2^2}{2g\varepsilon_1} = \frac{u_2^2}{g\varepsilon_1}.$$

In Folge der Reibung der Luft an den Wandungen des Diffusers oder Gehäuses und anderer störender Einflüsse fällt indessen in Wirklichkeit, wo die radiale Geschwindigkeit der Luft im Rade im Vergleiche mit dessen Umdrehungsgeschwindigkeit nicht sehr klein ist, bei beiden Ventilatoren der Manometerstand ansehnlich kleiner als  $\frac{u_2^2}{g\varepsilon_1}$  aus.

Die theoretisch erforderliche Arbeit  $L$  berechnet sich zu

$$L = Qh\gamma_0 = Q \frac{u_2^2}{g\varepsilon_1} \gamma_0 = Q \frac{u_2^2}{g} \gamma_1,$$

\*) S. Rittinger, Centrifugalventilatoren.

wenn  $Q$  das pro Secunde geförderte Luftquantum bedeutet. Der wirklich erforderte Arbeitsbetrag ist indessen erheblich größer und gleich

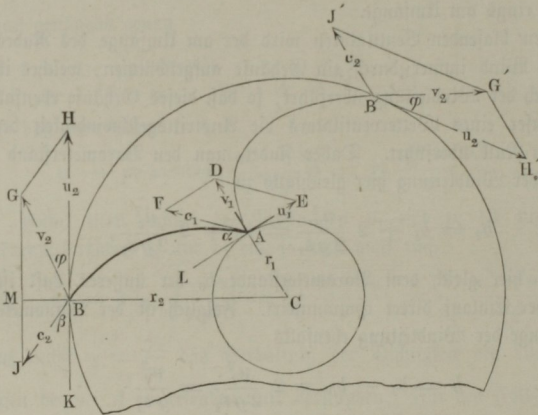
$$L = \frac{Q h \gamma_0}{\eta},$$

worin  $\eta$  den Wirkungsgrad des Ventilators bedeutet, den man erfahrungsmäßig nicht größer als etwa 0,3 annehmen darf.

In den meisten Fällen sind jedoch die relativen Geschwindigkeiten der Luft im Innern des Rades nicht so klein, um vernachlässigt werden zu können, auch giebt man den Schaufeln meist eine gekrümmte Form, so daß die Wirkung dieser Ventilatoren einer besonderen Untersuchung bedarf.

Zu dem Zwecke sei wieder  $r_1$  der innere,  $r_2$  der äußere Halbmesser des Rades  $ABC$ , Fig. 845, welches mit einer Anzahl gekrümmter Schaufeln

Fig. 845.



von der Form  $AB$  versehen sein soll. Es sei vorausgesetzt, daß die in der Richtung der Axe  $C$  des Rades ankommende Luft durch den conoidischen Einlauf gleichförmig und allmähig nach allen Seiten abgelenkt werde, so daß irgend ein Lufttheilchen in  $A$  in das Rad mit der radialen Geschwindigkeit  $AD = v_1$  eintritt. Nach der bekannten Bedingung für den stoßfreien Eintritt der Luft in das rotirende Rad hat man dann für die innere Umfangsgeschwindigkeit  $u_1 = AE$  des Rades die Beziehung

$$u_1 = v_1 \cotg \alpha,$$

wenn unter  $\alpha$  der innere Schaufelwinkel  $FAL$  verstanden wird. Unter dieser Voraussetzung des stoßfreien Eintritts hat man für die relative Ge-



geschwindigkeit  $c_1 = AF$ , mit welcher das Lufttheilchen seinen Weg entlang der Schaufel durch das Rad beginnt, die Gleichung:

$$c_1^2 = v_1^2 + u_1^2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

Die rotirende Schaufel wirkt nun fortwährend beschleunigend auf das Lufttheilchen, bis dasselbe das Rad am äußeren Umfange verläßt. Gesezt, dies geschehe in dem Augenblicke, in welchem der Endpunkt  $B$  der Schaufel nach  $B'$  gekommen ist, so hat das Lufttheilchen einen absoluten Weg im Raume zurückgelegt, welcher etwa durch die Curve  $AB'$  dargestellt ist, die in  $A$  sich tangential an die radiale Eintrittsgeschwindigkeit  $AD = v_1$  anschmiegt. In  $B'$  tritt die Luft in den Auslauf mit einer absoluten Geschwindigkeit  $B'G' = v_2$ , welche tangential an den absoluten Weg  $AB'$  gerichtet ist, und welche man als die Resultirende zweier anderen Geschwindigkeiten anzusehen hat, nämlich der äußeren Umfangsgeschwindigkeit

$$u_2 = B'H' = BH$$

des Rades, und der relativen Geschwindigkeit

$$c_2 = B'J' = BJ,$$

mit welcher sich die Luft entlang der Schaufel in deren letztem Elemente bewegt. Wenn daher  $\varphi$  den Winkel

$$G'B'H' = GBH$$

bezeichnet, unter welchem die Luft den Radumfang verläßt, so hat man:

$$c_2^2 = v_2^2 + u_2^2 - 2v_2u_2 \cos \varphi \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

Die Eintrittsgeschwindigkeit  $v_1 = AD$  der Luft wird, wie bei jeder Saugwirkung, durch den Druck der Atmosphäre erzeugt. Bezeichnet man das specifische Gewicht des Wassers (1000 kg) durch  $\gamma_0$ , dagegen dasjenige der bei  $A$  eintretenden Luft durch  $\gamma_1$ , so wird, wenn noch  $\xi_1$  den Widerstandscoefficienten für den Eintritt in das Rad bedeutet, zur Erzeugung der Geschwindigkeit  $v_1$  der Luft eine Wasser säulenhöhe erfordert, welche bekanntlich durch

$$(1 + \xi_1) \frac{v_1^2}{2g} \frac{\gamma_1}{\gamma_0} = (1 + \xi_1) \frac{v_1^2}{2g \varepsilon_1}$$

ausgedrückt ist, wenn mit  $\varepsilon_1$  das Verhältniß  $\frac{\gamma_0}{\gamma_1}$  der specifischen Gewichte des Wassers und der Luft bezeichnet wird. Um diese zur Geschwindigkeits-erzeugung verbrauchte Höhe ist daher die Pressungshöhe der Luft in  $A$  geringer als diejenige in dem Zuführungscanale der Luft unmittelbar vor dem Einlaufe. Diese letztere Pressungshöhe ist bei einem blasenden Ventilator, welcher die Luft direct aus der freien Atmosphäre entnimmt, gleich der Wasserbarometerhöhe  $b$ , dagegen bei einem saugenden Ventilator um

eine gewisse Größe geringer, welche den Widerständen in der Saugstrecke entspricht. Es sei allgemein die Wassermanometerhöhe im Saugrohre unmittelbar vor der Eintrittsöffnung in den Ventilator mit  $h_1$  bezeichnet, wobei  $h_1$  bei Saugventilatoren einen negativen Werth hat, und bei Blaseventilatoren gleich Null zu setzen ist, so hat man für die Pressungshöhe  $x$  der Luft beim Eintritte in das Rad in  $A$ :

$$x = b + h_1 - z_1 - \frac{v_1^2}{2g \varepsilon_1} \dots \dots \dots (3)$$

wenn mit  $z_1 = \xi_1 \frac{v_1^2}{2g \varepsilon_1}$  die dem Eintrittswiderstande entsprechende Wasserfäulenhöhe bezeichnet wird.

Es bedeute ferner  $h_2$  die Wassermanometerhöhe der Luft am Ende des Auslaufes, d. h. an derjenigen Stelle, wo bei blasenden Ventilatoren sich die Windleitung ansetzt, oder wo bei saugenden Ventilatoren die Luft ins Freie tritt. Ferner sei  $w$  die Geschwindigkeit, mit welcher an dieser Stelle die Luft den Auslauf verläßt, um in die Windleitung resp. in das Freie zu gelangen, und  $z_2$  sei die Widerstandshöhe für den Auslauf. Die mit der absoluten Geschwindigkeit  $v_2$  bei  $B$  aus dem Rade tretende Luft, welcher eine gewisse Pressung innewohnt, die durch die Wasserfäulenhöhe  $y$  ausgedrückt sein mag, muß nun im Stande sein, nicht nur den Druck der auf der Mündung des Auslaufes lastenden Wasserfäule  $b + h_2$  und die Widerstandshöhe  $z_2$  zu überwinden, sondern auch der Luft noch eine Geschwindigkeit  $w$  zu belassen. Bezeichnet daher  $\gamma_2$  das specifische Gewicht der Luft beim Austritte aus dem Rade, und setzt man  $\frac{\gamma_0}{\gamma_2} = \varepsilon_2$ , so gilt die Gleichung

$$y + \frac{v_2^2}{2g \varepsilon_2} = b + h_2 + z_2 + \frac{w^2}{2g \varepsilon_2} \dots \dots \dots (4)$$

Hierbei ist zu bemerken, daß die Größe  $h_2$  bei Blaseventilatoren eine positive Größe ist, welche unter Umständen nahezu den Werth von 1 m erreicht. Bei offenen Ventilatoren dagegen ist  $h_2 = 0$  zu setzen, da hier die Luft direct in die Atmosphäre geblasen wird. Unter  $w$  hat man in diesem Falle die Geschwindigkeit der Luft an derjenigen Stelle zu verstehen, wo die Luft ins Freie tritt, d. h. wo der etwa angebrachte Diffuser aufhört. Bei der geringen Differenz der Pressungen im Ein- und Auslaufe kann man übrigens mit hinreichender Genauigkeit die specifischen Gewichte  $\gamma_1$  und  $\gamma_2$  einander gleich setzen, so daß auch  $\varepsilon_1 = \varepsilon_2$  gesetzt werden kann, und hierfür schlechtweg  $\varepsilon$  eingeführt werden soll.

Außer den gefundenen vier Gleichungen, welche für den Eintritt der Luft in das Rad und den Austritt aus demselben gelten, erhält man nun noch eine fünfte, welche den beschleunigenden Einfluß der rotirenden Schaufeln

ausdrückt. Nach dem in Thl. I, Abschn. V, Cap. 3 darüber Gefagten ist der Zuwachs an lebendiger Kraft, welchen die Luft beim Durchgange durch das Rad von *A* nach *B* empfängt, proportional mit der Differenz der Geschwindigkeitshöhen der Radgeschwindigkeiten in *A* und *B*, und zwar erhält man

$$y + \frac{c_2^2}{2g\varepsilon} - \left(x + \frac{c_1^2}{2g\varepsilon}\right) + z_r = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g\varepsilon}, \dots (5)$$

wenn man mit  $z_r$  die dem Durchgange durch das Rad entsprechende Widerstandshöhe bezeichnet. Führt man in diese Gleichung (5) aus (1) bis (4) die Werthe von  $c_1, c_2, x$  und  $y$  ein, so erhält man nach geringer Reduktion:

$$h_2 - h_1 + z_1 + z_2 + z_r + \frac{w^2}{2g\varepsilon} = \frac{2v_2 u_2 \cos \varphi}{2g\varepsilon}.$$

Setzt man  $h_2 - h_1 = h$  und  $z_1 + z_2 + z_r = z$ , so erhält man auch

$$g\varepsilon (h + z) + \frac{w^2}{2} = v_2 u_2 \cos \varphi. \dots (6)$$

Wenn man hierin nach der Figur

$$v_2 = u_2 \frac{\sin \beta}{\sin (\beta + \varphi)} \dots (7)$$

setzt, so folgt:

$$u_2 = \sqrt{\left[g\varepsilon (h + z) + \frac{w^2}{2}\right] \frac{\sin (\beta + \varphi)}{\sin \beta \cos \varphi}}, \dots (8)$$

welche Gleichung für eine bestimmte Pressungsdifferenz  $h$  die Umfangsgeschwindigkeit  $u_2$  ergibt, wenn außer  $\beta$  der Austrittswinkel  $\varphi$  gegeben ist. Für radiale Endigung der Schaufeln, d. h. für  $\beta = 90^\circ$ , geht diese Gleichung über in

$$u_2 = \sqrt{g\varepsilon (h + z) + \frac{w^2}{2}}. \dots (8^a)$$

Ferner findet sich nach (6) auch die absolute Austrittsgeschwindigkeit  $v_2$  und damit die radiale Austrittsgeschwindigkeit der Luft aus dem Rade zu

$$BM = v_2 \sin \varphi.$$

Bezeichnet man nun mit  $e_1$  und  $e_2$  die lichten Weiten des Rades innen und außen, so hat man für das Luftquantum  $Q$  die Beziehung

$$Q = 2\pi r_2 e_2 v_2 \sin \varphi = 2\pi r_1 e_1 v_1, \dots (9)$$

woraus

$$v_1 = \frac{r_2 e_2}{r_1 e_1} v_2 \sin \varphi \dots (10)$$

folgt. Hieraus und aus

$$u_1 = \frac{r_1}{r_2} u_2$$



erhält man dann den inneren Schaufelwinkel  $\alpha$  durch

$$\operatorname{tang} \alpha = \frac{v_1}{u_1} \text{ u. s. w.}$$

Wenn dagegen von vornherein nicht der Austrittswinkel  $\varphi$ , sondern eine andere Größe, etwa die Eintrittsgeschwindigkeit  $v_1$  der Luft gegeben ist, so erhält man eine Gleichung zur Bestimmung der Umfangsgeschwindigkeit  $u_2$  wie folgt. In Gleichung (6) bedeutet  $v_2 \cos \varphi$  offenbar die tangentielle Componente  $MG$  der Austrittsgeschwindigkeit. Man hat nun nach der Figur

$$MG = BH - MJ = u_2 - v_2 \sin \varphi \operatorname{cotg} \beta,$$

oder mit Rücksicht auf (10):

$$v_2 \cos \varphi = u_2 - \frac{r_1 e_1}{r_2 e_2} v_1 \operatorname{cotg} \beta,$$

so daß nun (6) übergeht in

$$g \varepsilon (h + z) + \frac{w^2}{2} = u_2 \left( u_2 - \frac{r_1 e_1}{r_2 e_2} v_1 \operatorname{cotg} \beta \right).$$

Durch Auflösung dieser quadratischen Gleichung erhält man dann

$$u_2 = \frac{r_1 e_1}{2 r_2 e_2} v_1 \operatorname{cotg} \beta + \sqrt{\left( \frac{r_1 e_1}{2 r_2 e_2} v_1 \operatorname{cotg} \beta \right)^2 + g \varepsilon (h + z) + \frac{w^2}{2}} \dots \dots (11)$$

Diese Gleichung geht mit  $\beta = 90^\circ$ , also für radial auslaufende Schaufeln in die Gleichung (8<sup>a</sup>) über.

Aus der Umfangsgeschwindigkeit  $u_2$  ergibt sich dann die Umdrehungszahl  $n$  pro Minute durch

$$60 u_2 = 2 \pi r_2 n \text{ u. s. w.}$$

Aus (11) erseht man, daß für eine gewisse Druckdifferenz  $h$  die Umfangsgeschwindigkeit  $u_2$  des Rades unter sonst gleichen Umständen um so geringer ausfällt, je kleiner  $\operatorname{cotg} \beta$  ist. Nimmt man daher  $\beta = 90^\circ$ , d. h. läßt man die Schaufeln radial enden, so ist  $\operatorname{cotg} \beta = 0$ , und man erhält für diesen Fall

$$u_2 = \sqrt{g \varepsilon (h + z) + \frac{w^2}{2}} \dots \dots \dots (12)$$

Aus diesem Grunde empfiehlt sich nach Rittinger die Anwendung von radial auslaufenden Radschaufeln, da bei zurückgekrümmten Flügeln, d. h. für  $\beta < 90^\circ$ , die zur Erzeugung einer gewissen Druckdifferenz  $h$  erforderliche Umdrehungsgeschwindigkeit größer ausfällt, womit auch vermehrte Zapfenreibungen und Lagerabnutzungen verbunden sind.

Was die einzelnen Verhältnisse der Ventilatoren anbetrifft, so pflegt die Differenz der Pressungen  $h$  immer nur gering zu sein. Man kann dieselbe bei den Ventilatoren zum Wetterfangen etwa auf 0,03 bis 0,06 m Wassersäule annehmen, während sie bei den Gebläseventilatoren meist zwischen 0,15 bis 0,50 m gelegen ist, nach Rittinger sich unter Umständen selbst auf 0,8 m erhebt. Danach ist denn auch die Umdrehungsgeschwindigkeit des Rades sehr verschieden, wie aus den Gleichungen (8) und (12) hervorgeht. Das Verhältniß der Radhalbmesser pflegt man bei Saugventilatoren zu  $\frac{r_1}{r_2} = 1/2$  und bei Blaseventilatoren zu  $\frac{r_1}{r_2} = 1/3$  anzunehmen. Für die Geschwindigkeit  $v_0$  der in den Einlauf tretenden Luft giebt Rittinger als passende Größe 10 m an, so daß bei dem pro Secunde zu beschaffenden Luftvolumen von  $Q$  Cubikmetern der Halbmesser  $r_0$  der Einströmungsmündung zu

$$r_0 = \sqrt{\frac{Q}{\pi v_0}} = 0,18 \sqrt{Q}$$

gefunden wird. Den inneren Halbmesser  $r_1$  des Rades kann man passend gleich demjenigen  $r_0$  der Einströmungsmündung, oder mit Rücksicht auf die Schaufeldicken nach Fink etwa gleich  $1,2 r_0$  annehmen, und man erhält, wenn man die Eintrittsgeschwindigkeit der Luft in das Rad  $v_1$  gleich derjenigen  $v_0$  durch die Einmündung des Gehäuses macht, die axiale Höhe  $e_1$  der Schaufeln aus

$$Q = 2 \pi r_1 e_1 v_1 = \pi r_0^2 v_0,$$

was für

$$r_1 = r_0; e_1 = 0,5 r_0$$

und für

$$r_1 = 1,2 r_0; e_1 = 0,42 r_0 = 0,35 r_1$$

ergiebt.

Diese Höhe gilt für Ventilatoren, welchen die Luft nur auf einer Seite zugeführt wird, bei beiderseitiger Zuführung hat man für jede Seite die Hälfte des Luftquantums zu Grunde zu legen, danach den Durchmesser  $r_0$  der Eintrittsöffnung zu berechnen und die Höhe der Schaufeln zu jeder Seite der Mittelebene gleich jenen obigen Werthen, im Ganzen also doppelt so groß zu wählen. Sehr häufig macht man die äußere Weite  $e_2$  des Rades gleich der inneren, vielfach aber verjüngt man die Schaufelhöhe nach außen, indem man dem Gehäuse convergirende Seitenwände giebt. Die Umdrehungszahl des Rades pflegt man wohl zuweilen bis zu 2000 pro Minute zu steigern.

Der Arbeitsaufwand zur Umdrehung des Rades läßt sich gleich

$$L = Q \gamma_0 \left( h + \varepsilon + \frac{w^2}{2g\varepsilon} \right) \dots \dots \dots (13)$$

setzen, so daß man den Wirkungsgrad, ohne Berücksichtigung der Zapfenreibung, zu

$$\eta = \frac{h}{h + z + \frac{w^2}{2g\varepsilon}} \dots \dots \dots (14)$$

erhält.

Zu der Bestimmung des Werthes von  $z$  wird man sich am besten der an ausgeführten Ventilatoren angestellten dynamometrischen Messungen bedienen. Danach darf man den Wirkungsgrad der Ventilatoren im Durchschnitt zu etwa 30 Proc. annehmen. So ergeben die Hartig'schen Messungen für die gewöhnlichen Verhältnisse den Wirkungsgrad zwischen 0,24 und 0,36 liegend. Die ausführlichen Versuche, welche Rittinger mit besonders construirten Ventilatoren angestellt hat, ergaben übereinstimmend im günstigsten Falle den Wirkungsgrad von 0,28 bei einem Saugventilator und von 0,30 bei dem Blaseventilator. Dieser vortheilhafteste Werth stellte sich bei einer gewissen Umfangsgeschwindigkeit ein, welche bei dem Saugventilator 1,77 mal so groß war, als der theoretische Werth, der sich durch  $u_2 = \sqrt{g\varepsilon h}$  ergibt, welche Formel man aus (8<sup>a</sup>) erhält, sobald man darin  $z$  und  $w$  vernachlässigt. Diese beiden Erfahrungsergebnisse stimmen sehr gut mit der vorstehenden Theorie überein, denn setzt man

$$u_2 = \sqrt{g\varepsilon(h + z) + \frac{w^2}{2}} = 1,77 \sqrt{g\varepsilon h},$$

so läßt sich hieraus ein Werth für den Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{h}{h + z + \frac{w^2}{2g\varepsilon}}$$

ermitteln, welcher im vorliegenden Falle zu  $\frac{1}{1,77^2} = 0,32$  folgt.

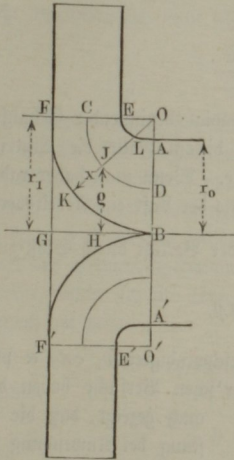
Vergleicht man hiermit den durch den Versuch factisch ermittelten Wirkungsgrad von 0,28, welcher auch durch die Zapfenreibung beeinflusst ist, so erkennt man, daß beide Werthe gut übereinstimmen. Rittinger selbst ermittelt den Wirkungsgrad des Ventilators nach Abzug der durch Zapfenreibung entstehenden Arbeitsverluste zu 0,31, also sehr nahe gleich demjenigen, welcher aus der Gleichung (8<sup>a</sup>) sich ergibt, wenn man derselben die wirkliche beobachtete Geschwindigkeit  $u_2$  zu Grunde legt.

§. 207. **Construction der Ventilatoren.** Damit die Luft ohne Contraction und Wirbelbildung in das Rad eintrete, wendet man bei den Ventilatoren einen conoidisch geformten Einlauf an, welcher die in der Axenrichtung ankommende Luft allmählig in die radiale Richtung überführt. Nimmt man



nach dem Vorstehenden an, daß die Luft mit derselben Geschwindigkeit  $v_0$ , mit welcher sie in dem Saugrohre sich bewegt, auch in das Rad eintreten soll, so läßt sich der Einlauf in folgender Weise construiren. Ist  $AB = r_0$ , Fig. 846, der Halbmesser des Saugrohres, und  $FG = r_1$  der innere Halb-

Fig. 846.



messer des Rades, dessen lichte Weite  $FE = e_1$  so bestimmt wurde, daß  $2r_1\pi e_1 = r_0^2\pi$  ist, so kann man zunächst einen Viertelkreis  $CJD$  zeichnen, welcher in  $C$  die Schaufelhöhe  $FE$  und in  $D$  den Halbmesser  $AB$  halbiert. Betrachtet man dann diesen Kreisbogen als den Weg des mittleren Lufttheilchens, so kommt es darauf an, die Begrenzungen  $ALE$  und  $BKF$  des Einlaufes so zu bestimmen, daß die Luft überall denselben Durchgangsquerschnitt gleich  $\pi r_0^2$  findet. Zieht man durch einen beliebigen Punkt  $J$  des Kreises den Radius  $OK$ , so ist der dem Punkte  $J$  entsprechende Durchgangsquerschnitt der Luft durch den abgestumpften Kegelmantel zur Axe  $BG$  gegeben, dessen Erzeugende die Strecke  $LK$  ist. Setzt man die Länge  $LJ = JK = x$ , und bezeichnet mit  $\varrho$

den Abstand  $JH$  des Punktes  $J$  von der Axe, so hat man den besagten Kegelmantel  $2\pi\varrho 2x$  gleich  $r_0^2\pi$  zu setzen. Nun ist aber, wie aus der Figur leicht zu ersehen:

$$\varrho = JH = r_1 - \left(r_1 - \frac{r_0}{2}\right) \cos \psi,$$

wenn der Mittelpunktswinkel  $DOJ$  mit  $\psi$  bezeichnet wird. Man hat daher

$$2\pi \left[ r_1 - \left(r_1 - \frac{r_0}{2}\right) \cos \psi \right] 2x = \pi r_0^2,$$

woraus

$$x = \frac{1}{4} \frac{r_0^2}{r_1 - \left(r_1 - \frac{r_0}{2}\right) \cos \psi}$$

folgt. Setzt man hierin  $r_1 = \nu r_0$ , so geht dieser Ausdruck über in

$$x = \frac{1}{4} \frac{r_0}{\nu - (\nu - 1/2) \cos \psi'}$$

z. B. für  $\nu = 1,2$  erhält man:

$$x = \frac{r_0}{4,8 - 2,8 \cos \psi'}$$

Hieraus kann man für beliebige Werthe von  $\psi$  zwischen  $0^\circ$  und  $90^\circ$  die zugehörigen Werthe von  $x$  ermitteln, und danach die beiden Meridianlinien  $ALE$  und  $BKF$  für den conoidischen Einlauf verzeichnen.

Was die Form der Radschaukeln anbetrifft, so ist zunächst der innere Schaufelwinkel  $\alpha$  nach dem Vorstehenden an die Bedingung des stoßfreien Eintritts

$$\operatorname{tang} \alpha = \frac{v_1}{u_1}$$

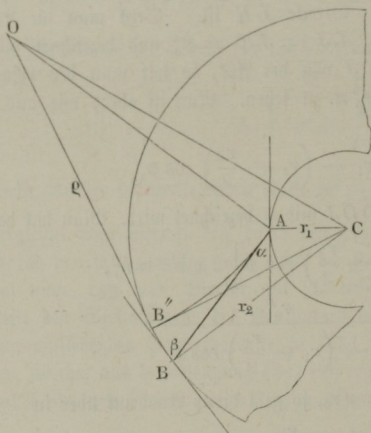
geknüpft.

Diese Bedingung ist mit der Anwendung radial beginnender Schaufeln, d. h. mit  $\alpha = 90^\circ$  nicht vereinbar, da in diesem Falle die Eintrittsgeschwindigkeit  $v_1$  unendlich groß werden müßte. Wenn man daher radiale Schaufeln anwendet, so ist hiermit beim Eintritte der Luft ein Arbeitsverlust  $\frac{u_1^2}{2g} Q\gamma$  verbunden. Ueberhaupt beziffert sich der Verlust durch Stoß zu

$$\frac{(u_1 - v_1 \operatorname{cotg} \alpha)^2}{2g} Q\gamma,$$

da die tangentielle Componente der Eintrittsgeschwindigkeit  $v_1 \operatorname{cotg} \alpha$  plötzlich in  $u_1$  übergehen muß. Die Rittinger'schen Versuche haben denn

Fig. 847.



auch gezeigt, daß die Leistung bei Anwendung ebener radialer Schaufeln nur gering ausfällt, indem dafür der höchste Wirkungsgrad nur zu 0,08 sich ergab.

Wollte man den Schaufeln eine ebene Form  $AB'$ , Fig. 847, geben, welche unter einem Winkel  $\alpha$  den inneren Radumfang schneidet, so erhielt man dafür aus dem Dreiecke  $ABC$  den äußeren Schaufelwinkel  $\beta$  durch

$$\frac{r_1}{r_2} = \frac{\cos \beta}{\cos \alpha}.$$

Bei dieser Schaufelform ergibt sich das Verhältniß der relativen Geschwindigkeiten der Luft beim Aus- und Eintritte, wenn die Schaufeldicken nicht berücksichtigt werden:

$$\frac{c_2}{c_1} = \frac{r_1 e_1 \sin \alpha}{r_2 e_2 \sin \beta} = \frac{e_1 \tan \alpha}{e_2 \tan \beta}.$$

Wenn daher, um einen Ausfluß mit gefüllten Schaufeln zu erlangen,  $c_2 \geq c_1$  sein soll, so hat man  $e_2 \tan \beta \geq e_1 \tan \alpha$  zu machen. Bei krummen Schaufeln, bei denen die gedachte Abhängigkeit zwischen  $\alpha$  und  $\beta$  nicht stattfindet, hat man dagegen allgemein

$$\frac{c_2}{c_1} = \frac{r_1 e_1 \sin \alpha}{r_2 e_2 \sin \beta}.$$

In Betreff der Schaufelform lassen sich ähnliche Betrachtungen anstellen, wie für die Centrifugalpumpen geschehen. Rittinger empfiehlt, dafür Kreisbögen zu wählen, und den äußeren Schaufelwinkel  $\beta$  zu  $90^\circ$  anzunehmen. Für eine derartige Schaufel  $AB''$  liegt der Mittelpunkt  $O$  auf der in  $A$  senkrecht zur Schaufelrichtung  $AB'$  gezogenen Geraden, und man findet den Krümmungshalbmesser  $\varrho = OB''$  durch Gleichsetzung der beiden Werthe, welche sich für  $CO$  aus den Dreiecken  $CB''O$  und  $CAO$  ergeben. Danach hat man

$$\overline{CO^2} = r_2^2 + \varrho^2 = r_1^2 + \varrho^2 + 2r_1\varrho \cos \alpha,$$

woraus

$$\varrho = \frac{r_2^2 - r_1^2}{2r_1 \cos \alpha} \text{ folgt.}$$

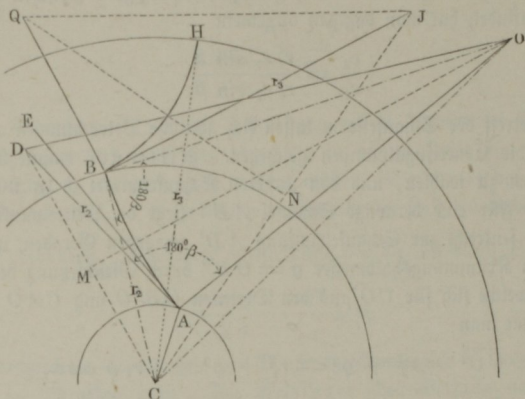
Wenn man den äußeren Winkel  $\beta$  nicht gleich  $90^\circ$ , sondern gleich einem beliebigen Werthe  $\beta$  wählt, so läßt sich der Kreisbogen für die Schaufelform leicht in folgender Art construiren. Zunächst liegt der Mittelpunkt  $O$ , Fig. 848 (a. f. S.), für den die Schaufelform bestimmenden Kreis auf der Geraden  $AO$ , welche im Anfangspunkte der Schaufel auf deren Richtung  $AE$  daselbst normal steht. Zieht man nun noch durch  $A$  die Gerade  $AD$  unter dem Winkel  $OAD = 180^\circ - \beta$ , macht  $AD$  gleich dem äußeren Radius  $r_2$  und verbindet  $C$  mit  $D$ , so ergiebt das in der Mitte  $M$  von  $CD$  auf dieser Linie errichtete Loth im Durchschnitte mit  $AO$  den gesuchten Mittelpunkt  $O$  für den Schaufelkreis  $AB$ . Man überzeugt sich nämlich leicht aus der Congruenz der Dreiecke  $OBC$  und  $OAD$ , welche alle Seiten beziehentlich gleich haben, daß der Winkel  $OBC = OAD = 180^\circ - \beta$  ist, woraus folgt, daß die Schaufel in  $B$  mit der Radtangente den Winkel  $\beta$  bildet. Selbstredend liegen die Mittelpunkte für sämtliche Schaufeln in dem durch  $O$  gezogenen um  $C$  concentrischen Kreise.

Die Versuche, welche von Rittinger mit einem Flügelrade aufgestellt wurden, deren Schaufeln nach Art von  $AB$  in Fig. 845 zurückgekrümmt waren, so daß die convexe Fläche voranging, ergaben nur einen geringen Wirkungsgrad von 0,12 im günstigsten Falle. Ferner zeigten diese Ver-



suche, daß das Rad in Folge des kleinen Werthes von  $\beta$  ( $20^\circ$ ) eine größere Umfangsgeschwindigkeit erhalten mußte, als ein Rad mit einwärts gekrümmten radial endigenden Schaufeln nach der Form  $AB''$ , Fig. 847, um dieselbe Druckdifferenz zu erzeugen, eine Erscheinung, welche in der

Fig. 848.



Gleichung (11) des vorhergehenden Paragraphen ihre Erklärung findet. Nach den Versuchen Rittinger's scheint es daher das Vortheilhafteste zu sein, das Rad mit einwärts gekrümmten Schaufeln zu versehen, welche den äußeren Umfang in der Richtung des Radius schneiden.

Die Anzahl der Radschaufeln sollte theoretisch thunlichst groß genommen werden, um eine möglichst regelmäßige Bewegung der Luft in den Canälen zu erlangen, doch stehen einer größeren Anzahl andererseits der vermehrte Reibungswiderstand und die größere Belastung der Ase durch das schwerere Rad entgegen. Daher pflegt man die Anzahl der Schaufeln selten größer als 9, meistens zwischen 5 und 8 zu wählen. Rittinger führt an, daß man nach Dollfuß den Abstand zweier benachbarter Schaufeln im äußeren Radumfang gleich 0,21 m nehmen möge, so daß man unter dieser Voraussetzung die Schaufelzahl

$$z = \frac{2\pi}{0,21} r_2 = 30 r_2 \text{ erhält.}$$

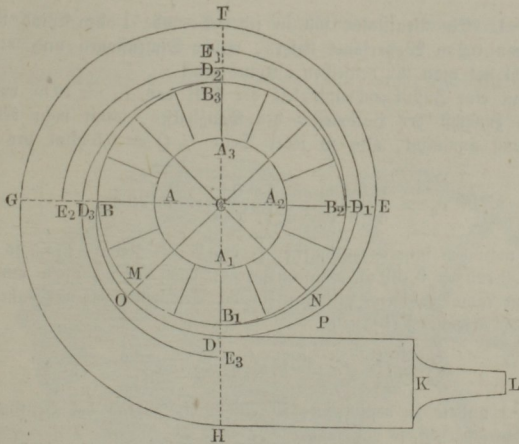
Es wurde bereits oben erwähnt, daß man, um die absolute Austrittsgeschwindigkeit der Luft aus dem Rade

$$v_2 = \sqrt{c_2^2 + u_2^2 - 2c_2u_2 \cos \beta}$$

möglichst nutzbar zu machen, das Rad vortheilhaft mit einem Auslaufe oder

Diffuser versteht. Ein solcher Diffuser besteht bei Saugventilatoren einfach aus einer das Rad rings umgebenden Fortsetzung des Gehäuses, welche am Radumfang gleiche Weite mit dem Gehäuse hat, während man ihr nach außen hin zuweilen eine Erweiterung giebt. Durch Einsetzung von Leitschaufeln zwischen die Wandungen des Auslaufes läßt sich die Wirkung des Diffusers jedenfalls vervollkommen, und man hat diese Schaufeln gegen den äußeren Radumfang unter dem Winkel  $\varphi$  der austretenden Luft zu stellen, während sie bei Saugventilatoren den äußeren Umfang des Diffusers in radialer Richtung treffen. Wählt man auch für diese Schaufeln die Form eines Kreisbogens, so findet man den Mittelpunkt dafür in gleicher Weise wie oben für die Radschaufeln angegeben wurde. Ist nämlich  $BJ$ , Fig. 848, die Richtung der aus dem Rade tretenden Luft, so mache man  $BJ = CH = r_3$  gleich dem äußeren Halbmesser des Auslaufes, ziehe  $CJ$  und errichte in der Mitte  $N$  von  $CJ$  eine Normale, welche die in  $B$  senkrecht zu  $BJ$  gezogene Gerade wiederum in dem Punkte  $Q$  schneidet, welcher als Mittelpunkt für die Diffuserschaufel  $BH$  dient.

Fig. 849.



Was die Wirkung des Auslaufes betrifft, so hat man, unter  $w$  wie oben die Geschwindigkeit der am äußeren Umfange bei  $H$  radial austretenden Luft und unter  $e_3$  die Höhe des Auslaufes daselbst verstanden, offenbar

$$r_3 e_3 w = r_2 e_2 c_2 \sin \beta = r_2 e_2 v_2 \sin \varphi,$$

woraus folgt, daß  $w$  und damit der Verlust an Druckhöhe  $\frac{w^2}{2g}$  um so geringer ausfallen, je größer  $r_3$  und  $e_3$  gemacht werden.

Zur Construction des Auslaufes von Blaseventilatoren bestimmt man zunächst aus der Geschwindigkeit  $w$ , mit welcher die Luft in der Windleitung  $HK$ , Fig. 849 (a. v. S.), sich bewegen soll, den Querschnitt  $F = \frac{Q}{w}$  für diese Windleitung. Giebt man diesem Querschnitte bei  $DH$  die Form eines Rechteckes von der Breite  $e_2$  des Rades, so erhält man die Höhe an der gedachten Stelle

$$DH = a = \frac{Q}{e_2 w}.$$

Schließt sich nun das Gehäuse an einer Stelle  $B$  möglichst dicht an das Rad an, so hat man, ähnlich wie bei den Centrifugalpumpen (s. §. 161), dem Auslaufe eine spiralförmige oder evolventenförmige Begrenzung  $BDEFGH$  zu geben, welche einen allmähigen Uebergang des Radgehäuses in die Windleitung  $HK$  vermittelt. Auch kann man zur besseren Leitung der Luft im Innern des Auslaufes einzelne entsprechend spiralförmige Leit-schaufeln, wie  $B_1 D_1 E_1$  und  $B_2 D_2 E_2$  u., anbringen.

Beispiel. Ein Ventilator soll in jeder Secunde 1 cbm Wind von einer Pressung von 0,2 m Wassersäule liefern, welche Dimensionen und welche Umdrehungszahl hat man für denselben anzunehmen?

Setzt man eine Zuflußgeschwindigkeit der Luft von  $v_0 = 10$  m voraus, so ergibt sich zunächst der Halbmesser des Saughalses, wenn man beiderseitige Luftzuführung annimmt, also zu jeder Seite  $\frac{1}{2} Q = 0,5$  cbm pro Secunde einfließt:

$$r_0 = \sqrt{\frac{\frac{1}{2} Q}{\pi v_0}} = \sqrt{\frac{0,5}{31,4}} = 0,125 \text{ m.}$$

Nimmt man den inneren Halbmesser  $r_1$  des Rades gleich  $1,2 \cdot r_0$ , so hat man  $r_1 = 1,2 \cdot 0,125 = 0,150$  m. Vorausgesetzt, daß die Schaufeln am äußeren Radumfang radial endigen, gilt nun für die Geschwindigkeit der äußeren Radperipherie die Gleichung (8<sup>a</sup>):

$$u_2 = \sqrt{g \varepsilon (h + z) + \frac{w^2}{2}}.$$

Um hierin  $z$  und  $w$  zu bestimmen, sei ein Wirkungsgrad des Ventilators von 30 Proc. vorausgesetzt, so daß man

$$\eta = \frac{h}{h + z + \frac{w^2}{2g\varepsilon}} = 0,30$$

setzen kann, woraus

$$g \varepsilon (h + z) + \frac{w^2}{2} = \frac{g \varepsilon h}{0,30}$$

folgt. Damit ergibt sich nun

$$u_2 = \sqrt{\frac{g \varepsilon h}{0,30}} = \sqrt{\frac{9,81 \cdot 800 \cdot 0,2}{0,3}} = 72,3 \text{ m.}$$



Nimmt man nun den äußeren Halbmesser des Rades zu  $r_2 = 0,5$  m an, so ergibt sich die pro Minute erforderliche Umdrehungszahl des Rades zu

$$n = \frac{60 \cdot u_2}{2 \pi r_2} = \frac{60 \cdot 72,3}{3,14} = 1380.$$

Die lichte Höhe  $e_1$  des Rades am inneren Umfange ergibt sich, wenn die Eintrittsgeschwindigkeit  $v_1 = v_0$  angenommen wird, zu  $e_1 = 0,35$   $r_1 = 0,053$  m zu jeder Seite der mittleren Scheibe. Der Winkel  $\alpha$ , welchen das erste Schaufel-element mit dem inneren Radumfang bildet, bestimmt sich durch

$$\text{tang } \alpha = \frac{v_1}{u_1} = \frac{10}{\frac{15}{50} \cdot 72,3} = \frac{10}{21,7} = 0,461,$$

wozu ein Winkel  $\alpha = 24^\circ 45'$  gehört. Die zur Bewegung des Rades erforderliche Betriebskraft läßt sich zu:

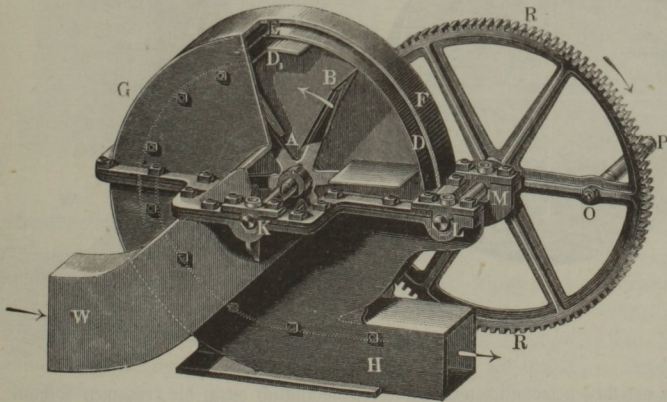
$$L = \frac{Q \gamma_0 h}{\eta} = \frac{1000 \cdot 0,2}{0,3} = 667 \text{ mkg} = 8,9 \text{ Pferdekraft}$$

annehmen.

**Verschiedene Ventilatoren.** Folgendes enthält die Beschreibung §. 208. und Abbildungen einiger ausgeführten Ventilatoren.

In Fig. 850 ist ein vom Herrn Oberkunstmeister Schwamkrug construirter Grubenventilator für Handbetrieb, welcher eben so gut als Bläser wie als Sauger gebraucht werden kann, monodimetrisch abgebildet.

Fig. 850.

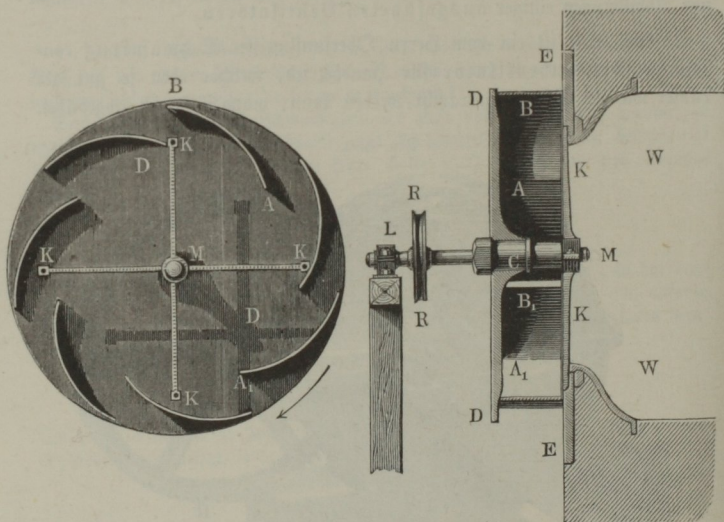


Das gußeiserne Radgehäuse  $FGH$  ist aus zwei Theilen zusammengesetzt, welche mittelst diametraler Flantschen und einer Einlage von in Firnißkitt getränkten Tuch- oder Pappstreifen auf einander zu liegen kommen und durch

Schrauben fest mit einander verbunden werden. Mit dem unteren Theile bildet sowohl das radiale Saug- oder Zuleitungsrohr *W* als auch das tangentielle Blase- oder Ableitungsrohr *H* ein Ganzes. Das Rad hat eine Höhe von 0,660 m und besteht aus sechs Blechschaufeln wie *AB* von 0,19 m Breite und Höhe. Die Welle *C* desselben läuft in Lagern wie *K*, welche an dem unteren Theile des Gehäuses angegossen und mit bronzenen Lagerschalen ausgefüttert sind. Eine andere Welle *LM* außerhalb des Gehäuses trägt ein Zahnrad *R* mit 102 Zähnen, welches in ein (nicht sichtbares) Getriebe mit 12 Zähnen eingreift und mittelst der Spille *OP* von einem Arbeiter in Umdrehung gesetzt wird. Der Diffuser im inneren Umfange des Gehäuses enthält drei Blechschaufeln wie *DE*, und bildet vier Luftcanäle, welche sich von 18 mm allmählig auf 48 mm erweitern und die Luft in das 0,167 m hohe und 0,190 m weite Ableitungsrohr *H* führen \*).

Die Combes'schen Saugventilatoren, wovon Fig. 851, I und II einen Querschnitt und einen Längendurchschnitt vor Augen führt, unterscheiden

Fig. 851.



sich von den gewöhnlichen Ventilatoren vorzüglich durch die krummen Schaufeln mit kleinen Schaufelwinkeln ( $\alpha$  und  $\beta$ ). Dieser Ventilator besteht aus

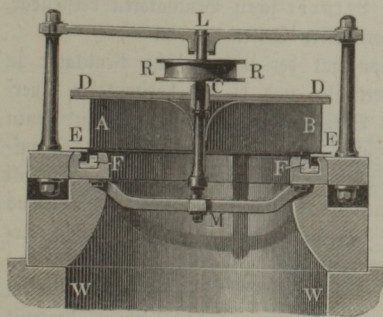
\*) S. Jahrbuch für den Berg- und Hüttenmann auf das Jahr 1855. Freiburg zc.

einem Rade mit acht krummen Blechschaufeln  $AB, A_1B_1 \dots$ , welche einerseits auf einem Teller  $D$  befestigt sind und auf der anderen Seite an einem feststehenden Kranze nahe vorbeigehen. Dieser Ventilator ist dazu bestimmt, pro Secunde 1 bis 2 cbm Luft, unter einer Pressungsdifferenz von 2 m Luft- oder 2,5 mm Wassersäule, durch den Canal  $W$  anzusaugen und an seinem Umfange auszustossen. Die Höhe dieses Rades ist 1,2 m, die Weite desselben 0,22 m und die Weite des Saugcanales beim Eintritte in das Rad, 0,88 m.

Der innere Schaufelwinkel  $\beta$  beträgt  $23^\circ 16'$ , der äußere  $\delta$  ist Null. Nach der Berechnung soll dieser Ventilator bei 124 bis 172 Umdrehungen pro Minute die angegebene Luftmenge ansaugen\*). Die Welle  $LM$  dieses Ventilators wird mittelst der Rolle  $R$  in Umdrehung gesetzt und ruht in den Lagern  $L$  und  $M$ , wovon das letztere von dem an der Umfangsmauer von  $W$  befestigten Kreuze  $K$  getragen wird.

Wenn diese Ventilatoren am Ende eines aufrecht stehenden Saugcanales, z. B. über einer Schachtmündung, stehen, so stellt man ihre Aze  $LM$ , wie

Fig. 852.



z. B. Fig. 852 vor Augen führt, senkrecht. Der abgebildete Ventilator dient als Wetterfänger, und besteht aus drei Blechschaufeln, welche sich unter einem Winkel von  $6^\circ 39'$  an den inneren Radumfang anschließen und am äußeren Radumfang tangential auslaufen. Dieselben sind oben von einem Teller  $D$  und unten von einem Kranze  $E$  begrenzt. Der erstere besteht aus einem sechsarmigen

schmiedeeisernen Gerippe und aus zwei Blechdecken, wogegen der letztere einfach aus Blech zusammengenietet ist. Um das Rad unter diesem Kranze luftdicht abzuschließen, ist auf dem letzteren noch ein Blechcylinder  $F$  befestigt und letzterer in das Wasser eingetaucht, womit eine rings um  $W$  befindliche Rinne angefüllt ist. Der äußere Radhalbmesser mißt 0,85 m, der innere 0,68 m, und die Weite des Rades ist 0,340 bis 0,355 m. Dieser Ventilator saugt bei einer Pressungsdifferenz von 0,013 bis 0,0379 m Wassersäule, und bei 413 bis 542 Umdrehungen pro Minute, 2,41 bis

\*) S. Aérage des Mines par M. Combes, Tome XVIII des Annales des Mines.



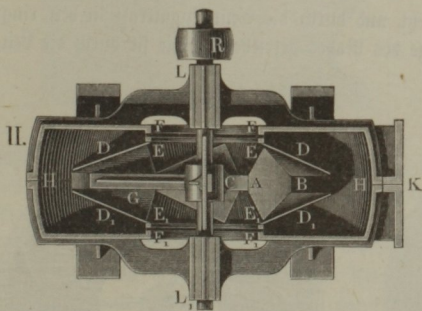
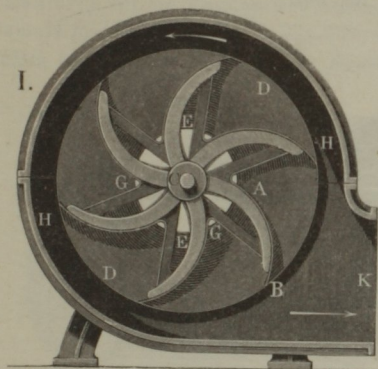
4,57 cbm Wetter aus dem Schachte *W*, wobei er mit dem Wirkungsgrade 0,19 bis 0,22 arbeitet. Diese kleine Nutzleistung der Combes'schen Ventilatoren hat jedenfalls ihren Grund in der kleinen Schaufelzahl und in der nahe tangentialen Schaufelstellung, wobei die Luft bei ihrer Bewegung von innen nach außen nur zum kleinsten Theile der Richtung der Schaufel folgt, und die Anzahl der Umdrehungen im Vergleiche zur Pressungsdifferenz eine große ist. Auch hat man den Wasserabschluß desselben wieder ganz beseitigt.

Da die Ventilatoren mit krummen Schaufeln den Erwartungen nicht entsprochen haben, so ist man in der neueren Zeit wieder zu den Ventilatoren mit geraden Schaufeln zurückgekehrt. Namentlich werden die Ventilatoren von Letoret in Belgien zum Wetterfangen vielfach angewendet. Diese Ventilatoren haben bei einem äußeren Halbmesser von 1,3 bis 1,4 m vier Schaufeln von 1,15 bis 1,20 m Länge und 0,80 bis 1,00 m Breite und geben bei 228 bis 266 Umdrehungen, unter einer Pressungsdifferenz von 0,040 bis 0,058 m Wassersäule, pro Minute 3,6 bis 6,9 cbm Luft, wobei sie 26 bis 34 Proc. des gesammten Kraftaufwandes nutzbar machen. Uebrigens sind die Schaufeln der Letoret'schen Ventilatoren verstellbar, auch saugen dieselben die Wetter von beiden Seiten her ein.

Eine eigenthümliche Construction hat der L'loyd'sche Ventilator in Fig. 853 I und II, wo I den verticalen und II den horizontalen Querschnitt darstellt. Das Rad dieses Ventilators besteht aus sechs gebogenen Blechschaufeln, wie *AB*, welche auf einem gußeisernen Gerippe *GG* aufgeschraubt und an den Seiten von zwei conischen Blechscheiben *D, D<sub>1</sub>* bedeckt sind. Dasselbe ist in ein gußeisernes Gehäuse *H* eingeschlossen, welches aus vier Theilen zusammengeschraubt und bei *K* mit der Windleitung verbunden wird. Die kreisförmigen Einmündungen des Rades sind von Metallringen *E, E<sub>1</sub>* umgeben, welche nahe vor den gußeisernen Ringen *F, F<sub>1</sub>* vorbeigehen, wodurch die Einmündungen in das Gehäuse begrenzt werden. Die Welle *C* des Rades ruht bei *L* in metallenen Lagern und wird mittelst eines Riemens durch die Riemscheibe *R* u. s. w. in Umdrehung gesetzt. Die Umschließung der Schaufeln durch die conischen Kränze hat den Zweck, den Querschnitt der Austrittsöffnungen sowie auch jeden anderen kreisförmigen Querschnitt des Rades gleich dem der beiden Eintrittsöffnungen zu machen. Man verhindert dadurch die Bildung der Luftwirbel im Rade und das mit denselben verbundene Geräusch. Jedenfalls hat aber dieser Ventilator noch den Mangel, daß das Gehäuse am Umfange des Rades viel weiter ist als das Rad, und daher bei der Bewegung der Luft aus dem Rade ins Gehäuse ein mit Druckverlust verbundener Wirbel entsteht. Dieser Ventilator soll bei einem Raddurchmesser von 3 Fuß (0,90 m) und bei 1400 Umdrehungen pro Minute durch eine 7 zöllige (0,175 m)

Düse, Wind von 16 Zoll (0,4 m) Ueberdruck auszublasen vermögen \*). Der Ventilator von Ducommun und Dupied ist von dem L'loyd'schen Ventilator nicht wesentlich verschieden.

Fig. 853.



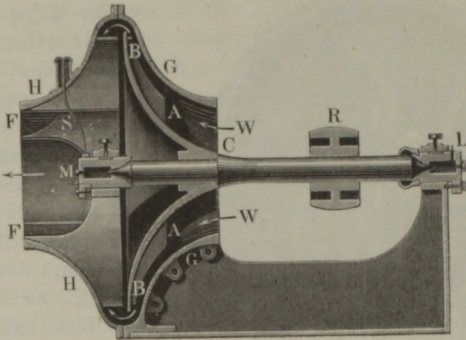
Der Schwarzkopf'sche Ventilator, welcher im nördlichen Deutschland vielfach angewendet wird, ist ebenfalls ganz eigenthümlich construirt. Derselbe ist in Fig. 854 (a. f. S.) in einem verticalen Axenschnitte dargestellt, während die Figuren 855 und 856 (a. f. S.) die Querschnitte vom Rade und vom Gehäuse desselben vor Augen führen. Das ganze Flügelrad *BCB* ist aus einem Stücke in Gußeisen hergestellt, hat gewöhnlich eine Höhe von  $\frac{2}{3}$  bis 1 m und besteht aus neun Flügeln, welche wie *AB*, Fig. 855, an den Enden *B* entgegengesetzt der Bewegungsrichtung gekrümmt sind. Dieses Rad sitzt mit der Nabe *C* auf der Welle *LM* fest, deren Zapfen nach der so-

genannten Antifrictionscurve construirt sind und mit den Enden in Delkammern eintauchen. Das Radgehäuse besteht aus zwei in einer verticalen Ebene zusammengeschraubten Hälften *G* und *H*, wovon die erstere die Einströmungsöffnung *W* der Luft und die andere die an die Windleitung anstoßende Ausströmungsmündung *F* des Windes enthält. Dieser Theil des Gehäuses ist auch mit neun Leitschaufeln, wie *DE*, Fig. 856, versehen, und trägt zugleich das eine Zapfenlager *M* der Flügelwelle. Dieses Lager wird durch das Schmierrohr *S* mit Del versorgt, wogegen für die Delkammer des Lagers *L* zum Eingießen des Deles nur ein Loch angebracht ist.

\*) S. Dingler's Polytechn. Journal. Bd. 142.

Noch sieht man in *R* die Riemscheibe, wodurch die Welle in Umdrehung gesetzt wird. Es ist leicht zu ermessen, wie hier die Luft durch die Rad-

Fig. 854.



schaufeln in Umdrehung gesetzt und durch die Centrifugalkraft in den ringförmigen Raum am Umfange des Rades getrieben, sowie sie durch die Leit-

Fig. 855.

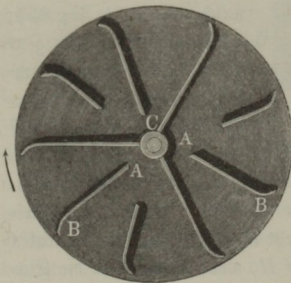
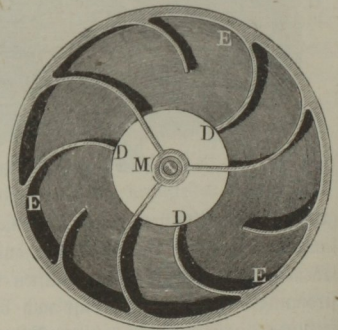


Fig. 856.



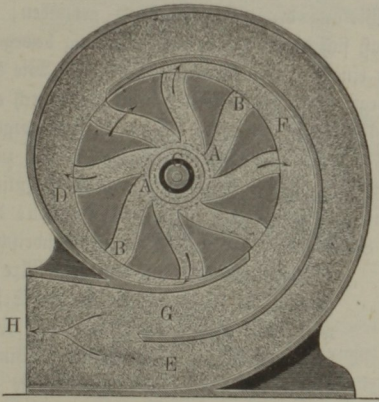
schaufeln wieder der Umdrehungsgeschwindigkeit beraubt und eine progressive Ausströmungsbewegung anzunehmen genöthigt wird. Ein solcher Ventilator von 0,94 m Durchmesser versorgt bei 30 bis 32 Umdrehungen pro Minute einen oder zwei Cupolöfen mit dem nöthigen Winde, und zwar im ersten Falle, beim Ausblasen durch eine 0,16 m weite Düse, mit Wind von



0,39 m, und im zweiten Falle, beim Ausblasen durch zwei solche Düsen, mit Wind von 0,31 m Wasserdruck\*).

Unter den vielen Ventilatorconstructions hat vorzüglich die eine von Downie\*\*) mit den Turbinenconstructions die meiste Aehnlichkeit. Der Downie'sche Ventilator *BCB*, Fig. 857, besteht aus acht getrennten Radcanälen wie *AB* von fast constanter Weite, und das Gehäuse desselben ist

Fig. 857.



durch einen Spiralscheider in zwei Canäle *DE* und *FG* getheilt, welche den Wind bei *E* und *G* in die Windleitung *H* führen. Es ist zu erwarten, daß hier die Radcanäle ohne Bildung von Wirbeln von der Luft durchlaufen werden.

Der sogenannte Hochdruckventilator von Rittinger unterscheidet sich von den gewöhnlichen Ventilatoren vorzüglich durch seine Größe und durch die große Anzahl der am

äußeren Radumfang radial auslaufenden Schaufeln. Das Rad besteht hier aus einer gußeisernen Scheibe von 1,6 m Durchmesser, einem blechernen Kranze mit der Einströmungsmündung von 0,36 m Durchmesser und aus 24 Bleichschaufeln, welche den 9 cm weiten Zwischenraum zwischen dem Teller und dem Kranze einnehmen. Uebrigens ist das ganze Rad von einem gußeisernen Gehäuse umgeben, welches aus zwei Theilen zusammengeschrubt wird, wovon der eine nahe an der Nabe, womit der Radteller auf der Welle festsetzt, anschließt, und der andere mit dem halsförmigen Einlaufe ein Ganzes bildet, welcher in einer schmalen Ringsfläche an den Radkranz anliegt\*\*\*).

Bei den mit diesem Ventilator ausgeführten Versuchen ergab sich, daß bei 730 bis 1060 Umdrehungen pro Minute, 33,4 bis 46,8 cbm Wind

\*) S. Romberg's Zeitschrift für prakt. Baukunst 1855. Auch Wiebe's Handbuch der Maschinenkunde Bd. I: Die Maschinenbaumaterialien.

\*\*) S. Civil-Eng. and Archit. Journ. 1858, oder Polytechn. Centralblatt 1858.

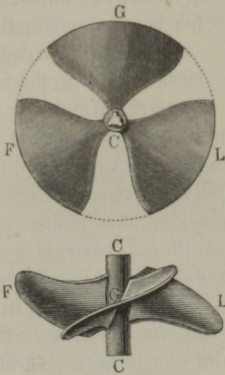
\*\*\*) S. Rittinger's Centrifugalventilatoren u. s. w., Wien 1858.

von 0,300 bis 0,590 m Wasserdruck ausgeblasen wurden, und der Wirkungsgrad 0,28 bis 0,30 ausfiel.

Um höhere Pressungen zu erzeugen, ist es nöthig, zwei solche Ventilatoren so mit einander arbeiten zu lassen, daß der eine dem anderen den Wind durch den Einlauf zuführt.

§. 209. **Windradventilator.** Die Bewegung der Luft mittelst der Windradventilatoren ist nicht an die Wirkung der Centrifugalkraft gebunden; es kommt hierbei nur darauf an, daß sich die Flügel in einer Richtung bewegen, welche mit der Fläche derselben einen schiefen Winkel einschließt. Wie ein Flügelrad durch den Wind bewegt wird, ebenso läßt sich die Luft durch ein mittelst einer anderen Kraft in Umdrehung gesetztes Flügelrad fortbewegen. Es ist daher ein gewöhnliches Flügelrad ein anderes einfaches Mittel zum Fortschaffen der Luft oder zur Erzeugung von Wind. Besondere Ähnlichkeit hat ein solches Flügelrad mit der sogenannten Wasserschraube der Dampfschiffe, wie *FG L*, Fig. 858.

Fig. 858.



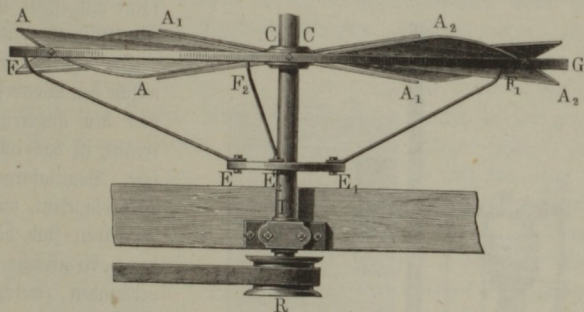
Wird dieses Rad in ein cylindrisches Gehäuse gebracht und um seine Aze *C* gedreht, so saugt dasselbe an der Seite, wo seine Flügelflächen mit der Umdrehungsrichtung einen stumpfen Winkel bilden, Luft ein und bläst dieselbe an der anderen Seite aus, so daß dadurch ein stetiger Luftstrom in der Richtung der Radaxe entsteht.

Ein sehr einfaches von Lesoine angegebenes Wetterrad mit Windflügeln wird auf der Kohlengrube Grand-Bac bei Lüttich zum Wetterfangen angewendet. Dieser Ventilator hat sechs windschiefe Flügel, wie *ACA*, *A<sub>1</sub>CA<sub>1</sub>*, *A<sub>2</sub>CA<sub>2</sub>*, Fig. 859, aus Eisenblech von  $1\frac{1}{2}$  bis 2 mm Dicke. Die-

selben sind auf schmiedeeiserne Arme genietet und letztere mit einer auf der Welle *CD* feststehenden Nabe *C*, sowie mit einem das ganze Rad umschließenden Kranze *FG* fest verbunden, welcher mittelst der Arme *EF* u. s. w. getragen wird. Diese Flügel sind an der Nabe *C* unter einem Winkel von  $18^\circ$  bis  $19^\circ$ , und am Kranze *FG* unter einem solchen von  $6^\circ$  bis  $7^\circ$  gegen die Umdrehungsebene geneigt. Die Umdrehung dieses Ventilators erfolgt durch ein Riemenrad *R* u. s. w.; da aber der Riemen leicht rutscht, so hat man bei dem später construirten Ventilator zu Val-Benoit das Riemen-

vorgelege durch ein Zahnradvorgelege ersetzt\*). Auch sind diese beiden Ventilatoren noch dadurch von einander verschieden, daß sich der erstere in einer verticalen, und der letztere in einer horizontalen Ebene umdreht, weshalb sich der erstere in einer kreisförmigen Seitenmündung des Wetterschachtes, der letztere aber in diesem Schachte selbst befindet.

Fig. 859.



Der Ventilator zu Grand-Bac hat einen Durchmesser von 2,66 m, und die sechs triangulären Durchgangsöffnungen desselben haben zusammen den Querschnitt (rechtwinkelig zur Umdrehungsbewegung gemessen),  $F = 0,81$  qm. Der Abstand  $s$  des Schwerpunktes jeder Öffnung von der Drehungsaxe ist 0,80 m, folglich das theoretische Luftquantum pro Umdrehung:

$$V = 2 \pi F s = 6,28 \cdot 0,81 \cdot 0,80 = 4,07 \text{ cbm.}$$

Nun macht dieser Ventilator pro Minute 170 Umdrehungen, daher folgt das theoretische Luftquantum pro Secunde:

$$Q = \frac{170}{60} V = 11,53 \text{ cbm.}$$

Nach den angestellten Messungen ist aber das effective Luftquantum  $Q_1 = 8$  cbm, folglich

$$\frac{Q_1}{Q} = \frac{8}{11,53} = 0,694.$$

Uebrigens war die Preßungsdifferenz nur  $h = 0,005$  m Wassersäule und der Wirkungsgrad  $\eta = 0,255$ .

Der Ventilator zu Bal-Benoit lieferte bei einem Durchmesser von 2,70 m und bei 201,5 Umdrehungen pro Minute 9,12 cbm Wetter in jeder Se-

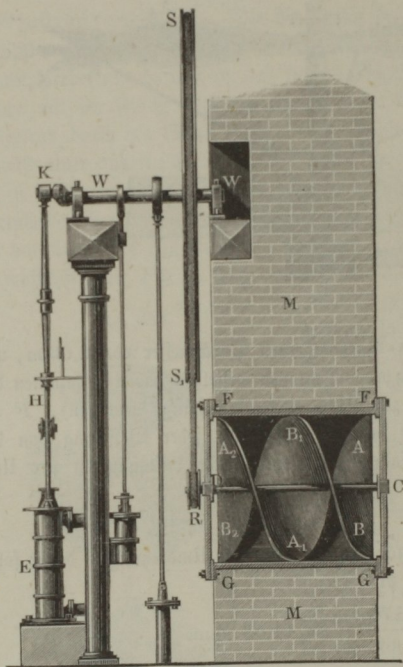
\*) E. Ponson's Traité de l'exploitation des Mines de Houille.



cunde, und hatte bei einer Pressungsdifferenz von  $h = 0,013$  m den Wirkungsgrad  $\eta = 0,26$ .

Anstatt der Räder mit windschiefen Flügeln hat man auch wirkliche Schraubenräder zum Wettersaugen in Anwendung gebracht. Ein solcher Ventilator von dem Mechaniker Motte zu Charleroi ist auf der Kohlen-

Fig. 860.



grube Monceau-Fontaine aufgestellt und in Fig. 860 abgebildet.

In der Mauer  $M$ , welche den Wetterschacht von der äußeren Luft trennt, ist das cylindrische Ventilatorgehäuse  $FG$  eingesetzt, und mit demselben sind die beiden Armkreuze fest verbunden, welche die Zapfenlager  $C$  und  $D$  der Ventilatorwelle tragen. Auf der letzteren sind zwei Blechwände  $AA_1A_2$  und  $BB_1B_2$  aufgesetzt, wovon jede ein vollständiges Schraubengewinde bildet, dessen Ganghöhe seinem äußeren Durchmesser gleich ist. Die Umdrehung dieser Wetterschraube erfolgt durch einen Riemen  $SR$ , welcher einer-

seits das auf der Ventilatorwelle  $CD$  sitzende kleine Rad  $R$ , und andererseits das auf der Kurbelwelle  $W$  einer Dampfmaschine  $EHK$  sitzende Schwungrad  $SS_1$  umfaßt.

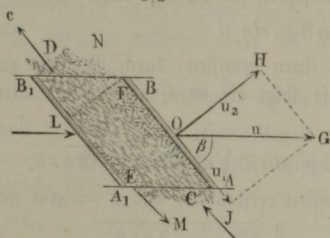
Diese Wetterschraube hat einen Durchmesser von  $0,80$  m und gab bei  $600$  bis  $750$  Umdrehungen pro Minute und einer Pressungsdifferenz von  $0,0065$  bis  $0,0063$  m, die Wettermenge  $Q = 1,790$  bis  $2,152$  cbm pro Secunde. Eine andere Wetterschraube mit zwei halben Gewinden zu Sauwartin-Sur-Dour hat  $1,4$  m im Durchmesser und gab bei  $450$  bis  $506$  Umdrehungen pro Minute und einer Pressungsdifferenz von  $0,0216$  bis  $0,025$  m, die Wettermenge  $Q = 3,908$  bis  $4,228$  cbm. Der Wir-

kungsgrad derselben scheint nach den genaueren Ermittlungen des Herrn Ingenieur Glépin nicht über 0,21 zu steigen.

Die Wetterschraube von Pasquet besteht aus drei schraubenförmigen Flügeln, wovon jeder den dritten Theil des Kreises einnimmt; übrigens scheint die Leistungsfähigkeit derselben ziemlich dieselbe zu sein, wie die der anderen Wetterschrauben.

Die oben entwickelte Theorie der Centrifugalventilatoren würde sich auch auf die Windrad- und Schraubenventilatoren anwenden lassen, wenn diese Räder, wie die Henschel'schen Turbinen, wirkliche Canäle oder Röhren bildeten, durch welche die Luft, wie bei den genannten Turbinen das Wasser, in einem stetigen Strome hindurchfließt. Dies ist aber bei der gewöhnlich kleinen Anzahl von Flügeln nicht der Fall, die letzteren schlagen vielmehr

Fig. 861.



auf die Luft und setzen dieselbe nur in mit Wirbeln verbundenen Stößen in Bewegung, und es ist daher die Wirkungsweise dieser Ventilatoren ähnlich wie die der Windräder zu beurtheilen. Während die Flügel  $AB$  und  $A_1B_1$ , Fig. 861, mit einer gewissen Geschwindigkeit  $u$  umlaufen, geht aus bekannten Gründen ein

Luftstrom  $CD$  durch den Zwischenraum zwischen beiden hindurch, von welchem durch die folgende Schaufel  $A_1B_1$  der größere Theil  $D$  unter dem spitzen Winkel, und der kleinere Theil  $E$  um den stumpfen Winkel abgelenkt wird, und wobei der erstere nach dem Raume  $N$  geführt und der letztere in den Raum  $M$  zurückgedrängt wird. Außerdem bildet sich noch auf der Rückseite des Flügels  $AB$  ein Luftwirbel  $F$ , in Folge dessen der nach  $N$  fließende Luftstrom den Raum zwischen beiden Flügeln nur zum Theil ausfüllt (s. Thl. I).

Die Umdrehungsgeschwindigkeit  $u = OG$  des Rades läßt sich, unter  $\beta$  den Winkel  $JOG$  verstanden, welchen die Flügelfläche mit der Bewegungsrichtung bildet, in die Seitengeschwindigkeiten

$$OJ = u_1 = u \cos \beta \quad \text{und} \quad OH = u_2 = u \sin \beta$$

zerlegen, parallel und rechtwinkelig zur Flügelfläche. Bei gleichen Pressungen auf beiden Seiten des Rades wäre nun die relative Eintrittsgeschwindigkeit  $c$  der Luft in den Raum  $AB_1$ :

$$c = -u_1 = -u \cos \beta;$$

ist aber die Pressung in  $M$  durch  $h_1$  und in  $N$  durch  $h_2$ , also die Pressungs-

differenz durch  $h = h_2 - h_1$  gegeben, so hat man zur Bewegung der Luft von  $M$  nach  $N$  nur die Geschwindigkeitshöhe:

$$\frac{c^2}{2g} = \frac{u_1^2}{2g} - \varepsilon (h_2 - h_1) = \frac{u^2}{2g} \cos^2 \beta - \varepsilon h,$$

woraus die Geschwindigkeit

$$c = \sqrt{u^2 \cos^2 \beta - 2g \varepsilon h} \dots \dots \dots (1)$$

folgt.

Bezeichnet nun  $\varphi$  die Summe der Centriwinkel, welche die Projectionen aller Flügelflächen in der Umdrehungsebene einnehmen, und ist  $q$  der Abstand irgend eines Punktes der Flügel von der Drehaxe, so ist die Projection des zwischen zwei conaxialen Cylindermänteln von den Halbmessern  $q$  und  $q + \partial q$  gelegenen Elementes der Flügelfläche durch  $q \varphi \partial q$  und der diesem Elemente entsprechende Durchflußquerschnitt für die Luft daher durch

$$\partial F = \varphi q \partial q \cdot \sin \beta$$

gegeben. Bedeutet ferner noch  $\mu$  einen gewissen, durch Versuche zu ermittelnden Durchflußcoefficienten, so folgt die durch das besagte Element fließende Luftmenge zu

$$\partial Q = \mu \partial F \cdot c = \mu \varphi q \partial q \cdot \sin \beta \sqrt{u^2 \cos^2 \beta - 2g \varepsilon h},$$

oder, unter  $\omega$  die Winkelgeschwindigkeit verstanden, also  $u = q \omega$  gesetzt:

$$\partial Q = \mu \varphi \omega \sin \beta \cos \beta q \partial q \sqrt{q^2 - \frac{2g \varepsilon h}{\omega^2 \cos^2 \beta}}.$$

Man erhält daher durch Integration dieses Ausdrucks zwischen den Grenzen  $q = r_2$  und  $r_1$  die durch das Rad strömende Luft zu

$$Q = \frac{\mu \varphi \omega \sin \beta \cos \beta}{3} \left( \sqrt{r_2^2 - \frac{2g \varepsilon h}{\omega^2 \cos^2 \beta}}^3 - \sqrt{r_1^2 - \frac{2g \varepsilon h}{\omega^2 \cos^2 \beta}}^3 \right). \quad (2)$$

Damit an allen Stellen des Rades auch wirklich Luft von  $M$  nach  $N$  ströme, d. h. damit  $c$  einen reellen Werth habe, muß überall

$$u^2 \cos^2 \beta > 2g \varepsilon h$$

sein, woraus man den kleinsten Halbmesser

$$r_1 > \frac{\sqrt{2g \varepsilon h}}{\omega \cos \beta}$$

findet.

Der Arbeitsaufwand, welchen die Umdrehung des Flügelrades erfordert, besteht aus zwei Theilen, von denen der eine  $L_1$  durch die Pressungsdifferenz  $h$  veranlaßt wird, während der andere  $L_2$  zur Ueberwindung der Trägheit der Luft dient. Die Differenz der Luftpressungen auf beide Flügelflächen beträgt pro Flächeneinheit  $h \gamma_0$ , wenn  $\gamma_0$  das specifische Gewicht der Mano-



meterflüssigkeit (Wasser) bezeichnet. Ein Flügelement im Abstände  $q$  von der Aze, von der Breite  $\partial q$ , und dessen Projection auf eine zur Aze senkrecht Ebene den unendlich kleinen Centriwinkel  $\partial \varphi$  einschließt, hat die Größe

$$\partial F_1 = \frac{q \partial \varphi \partial q}{\cos \beta},$$

daher der Ueberdruck der Luft auf dieses Element durch

$$\partial P = \frac{h \gamma_0}{\cos \beta} q \partial \varphi \partial q$$

gegeben ist. Dieser elementare Druck zerlegt sich in einen solchen parallel zur Aze

$$\partial P \cdot \cos \beta = h \gamma_0 q \partial q \partial \varphi,$$

welcher Reibung an der Stirn des Zapfens erzeugt, und in einen Druck senkrecht zur Aze entgegengesetzt der Bewegungsrichtung des Elementes, welcher durch

$$\partial P \cdot \sin \beta = h \gamma_0 \tan \beta q \partial q \partial \varphi$$

bestimmt ist. Da dieser letztere Druck mit der Geschwindigkeit  $u = q \omega$  überwunden werden muß, so gehört hierzu eine auf das Element entfallende mechanische Arbeit

$$\partial L_1 = h \gamma_0 \tan \beta \cdot q \partial q \cdot \partial \varphi u = h \gamma_0 \tan \beta \omega q^2 \partial q \cdot \partial \varphi.$$

Durch zweimalige Integration zwischen den Grenzen  $\varphi = \varphi$  und  $\varphi = 0$  sowie  $q = r_2$  und  $r_1$  erhält man daher den aus dem Pressungsunterschiede herrührenden Arbeitsbetrag zu

$$L_1 = \varphi h \gamma_0 \omega \tan \beta \frac{r_2^3 - r_1^3}{3} \dots \dots \dots (3)$$

Zur Bestimmung des aus dem Trägheitswiderstande der Luft hervorgehenden Arbeitsbetrages  $L_2$  hätte man die auf das Lustelement  $\partial Q$  entfallende Arbeit gleich

$$\partial L_2 = \partial Q \frac{w^2}{2g\varepsilon} \gamma_0$$

zu setzen, worin  $\partial Q$  die oben gefundene Größe und  $w$  die absolute Austrittsgeschwindigkeit der Luft aus dem Rade im Abstände  $q$  von der Aze, also

$$w^2 = c^2 + u^2 - 2cu \cos \beta$$

zu setzen wäre. Anstatt dieser sehr weitläufigen Rechnung wird man mit genügender Genauigkeit

$$L_2 = Q \gamma_0 \frac{w^2}{2g\varepsilon} \dots \dots \dots (4)$$

setzen dürfen, wenn man darin unter  $w^2$  einen Mittelwerth versteht, welcher etwa nach der Simpson'schen Regel aus den Werthen von  $w^2$  zu finden ist, die man für den inneren, den äußeren und einen mittleren Umfang des Rades, entsprechend den Halbmessern  $r_1, r_2$  und  $\frac{1}{2}(r_1 + r_2)$  bestimmt. Der gesammte Arbeitsbetrag des Rades ausschließlich der Kraft zur Ueberwindung der Zapfenreibungen ist dann

$$L = L_1 + L_2,$$

und der Wirkungsgrad gleich

$$\eta = \frac{Q h \gamma_0}{L} \dots \dots \dots (5)$$

zu setzen.

Beispiel. Ein Windradventilator soll einen äußeren Radhalbmesser  $r_2 = 1,6$  m und einen mittleren Schraubenwinkel  $\beta = 12^\circ$  erhalten, ferner sollen seine Flügel in der Projection  $\frac{3}{4}$  der Kreisfläche einnehmen, also  $\varphi = \frac{3}{2}\pi = 4,71$  sein. Wenn dieser Ventilator pro Minute 240 Umdrehungen macht, und die Pressungs-differenz 30 mm Wasserjähle beträgt, wie groß wird das angefangte Wetter-quantum und die erforderliche Betriebskraft ausfallen?

Es ist die Winkelgeschwindigkeit

$$\omega = 2\pi \frac{240}{60} = 25,13 \text{ m,}$$

daher der innere Halbmesser mindestens

$$r_1 = \frac{\sqrt{2 g \varepsilon h}}{\omega \cos \beta} = \frac{\sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 800 \cdot 0,030}}{25,13 \cdot 0,978} = 0,883 \text{ m}$$

zu wählen.

Es möge der innere Halbmesser gleich 1 m angenommen werden. Nun hat man

$$\frac{2 g \varepsilon h}{\omega^2 \cos^2 \beta} = \frac{2 \cdot 9,81 \cdot 800 \cdot 0,03}{25,13^2 \cdot 0,978^2} = 0,883^2 = 0,780,$$

folglich ist das pro Secunde geförderte Luftquantum bei einem Durchflus-coefficienten  $\mu = 0,7$  gleich

$$Q = \frac{0,7 \cdot 4,71 \cdot 25,13 \cdot 0,208 \cdot 0,978}{3} [\sqrt{1,6^2 - 0,780^3} - \sqrt{1^2 - 0,780^3}]$$

$$= 12,71 \text{ cbm.}$$

Die von dem Ueberdrucke auf die Flügel herrührende Betriebsarbeit bestimmt sich dann zu

$$L_1 = \varphi h \gamma_0 \omega \tan \beta \frac{r_2^3 - r_1^3}{3} = 4,71 \cdot 0,03 \cdot 1000 \cdot 25,13 \cdot 0,213 \frac{1,6^3 - 1}{3}$$

$$= 756,3 \cdot 1,032 = 780,5 \text{ mkg.}$$

Um die zur Ueberwindung der Trägheit erforderliche Arbeit zu bestimmen, hat man zunächst die Umfangsgeschwindigkeiten des Rades innen, außen und in einem mittleren Halbmesser von  $\frac{1 + 1,6}{2} = 1,3$  m bezw. gleich

$$25,13 \text{ m, } 40,21 \text{ m und } 32,67 \text{ m.}$$

Hieraus bestimmen sich die zugehörigen relativen Ausflußgeschwindigkeiten nach der Formel (1):

$$c = \sqrt{u^2 \cos^2 \beta - 2 g \varepsilon h}$$

zu

$$11,54 \text{ m, } 32,8 \text{ m und } 23,4 \text{ m,}$$

und daraus die absoluten Austrittsgeschwindigkeiten

$$w^2 = u^2 + c^2 - 2 u c \cos \beta$$

zu

$$w^2 = 197,6 \text{ innen,}$$

$$w^2 = 112,9 \text{ außen,}$$

$$w^2 = 119,5 \text{ in der Mitte.}$$

Man kann daher nach der Simpson'schen Regel den Mittelwerth von  $w^2$  gleich

$$w^2 = \frac{197,6 + 4 \cdot 119,5 + 112,9}{6} = 131,4$$

setzen, und erhält hiermit die Arbeit

$$L_2 = Q \gamma_0 \frac{w^2}{2 g \varepsilon} = 12,71 \cdot 1000 \frac{131,4}{2 \cdot 9,81 \cdot 800} = 106,2 \text{ mkg.}$$

Folglich ist die ganze Betriebsarbeit

$$L = L_1 + L_2 = 780,5 + 106,2 = 886,7 \text{ mkg} = 11,82 \text{ Pferdekrafte.}$$

Da die reine Nutzleistung durch

$$Q h \gamma_0 = 12,71 \cdot 0,030 \cdot 1000 = 381,3 \text{ mkg}$$

ausgedrückt ist, so würde sich der vorstehenden Rechnung zufolge der Wirkungsgrad des Ventilators ohne Berücksichtigung der Zapfenreibungen zu

$$\eta = \frac{381,3}{886,7} = 0,430$$

berechnen. Durch die Zapfenreibungen wird der Wirkungsgrad in Wirklichkeit wesentlich vermindert, und man wird nicht fehl greifen, wenn man die wirklich erforderliche Betriebskraft mindestens gleich der anderthalbfachen der oben unter Vernachlässigung der Zapfenreibungen berechneten, also etwa gleich 18 Pferdekraft, annimmt, was einem totalen Wirkungsgrade von

$$\frac{381,3}{18 \cdot 75} = 0,282$$

entspricht, in ziemlicher Uebereinstimmung mit den oben angegebenen Erfahrungsergebnissen.

**Schraubengebläse.** Mehrere von den rotirenden Wasserhebungs- §. 210. maschinen lassen sich auch zur Erzeugung von Wind oder als Luftbewegungsmaschinen anwenden, namentlich ist es die Spiralspumpe (s. S. 164), welche auch als Gebläse dienen kann. Damit diese Maschine nur Luft comprimire und das Wasser in derselben nur circulire, muß man aber der Welle  $AB$ , Fig. 862 und 863 (a. f. S.), derselben eine Neigung gegen den Horizont geben und den Behälter  $W$ , welcher die Luft und das Wasser aus der Schlange  $CDEH \dots$  aufnimmt, mit einer Röhre  $R$  zur Abführung des



Windes versehen, sowie durch eine Oeffnung *S* mit dem Wasserbassin *U* in Communication setzen. Uebrigens taucht man die ganze Maschine so tief unter Wasser, daß die Einmündung *C* der Schlange bei einer Umdrehung derselben einen Halbkreis in der Luft und einen Halbkreis unter dem Wasser beschreibe, und daher auch einen halben Schraubengang Luft und einen halben Schraubengang Wasser einnimmt. Bei der fortgesetzten Umdrehung der Welle rücken die durch *C* eingenommenen Luft- und Wasserbögen all-

Fig. 862.

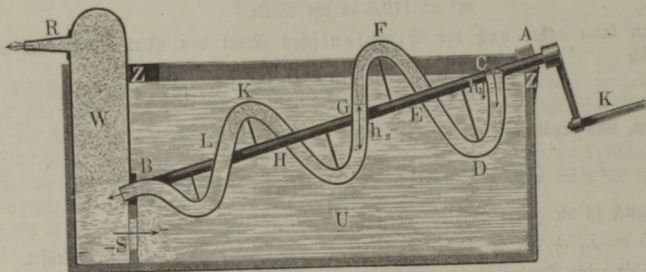
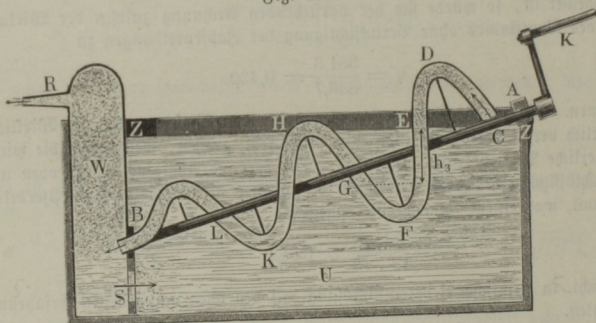


Fig. 863.



mähig an die Ausmündung *B* der Schlange und von da in den Windbehälter *W*. Bei der Stellung in Fig. 862 hat sich der erste Bogen *CDE* der Schlange mit Wasser gefüllt und ergießt sich bei *B* auch Wasser in den Behälter *W*; nach einer Drehung der Schraube um  $180^\circ$  nimmt aber diese die Stellung in Fig. 863 ein, wo der erste Bogen *CDE* der Schlange von Luft eingenommen und auch Luft bei *B* in das Windreservoir *W* eingedrückt wird. Der Ueberdruck des Windes in *W* über die Atmosphäre, gemessen durch die Höhe einer Wassersäule, ist jedenfalls die Tiefe der Ober-

fläche des Wassers im Windreservoir unter dem Wasserspiegel  $ZZ$  im Hauptbehälter  $U$ ; der Ueberdruck der Luft in der Schlange ist dagegen an verschiedenen Punkten verschieden, er entspricht im Luftbogen  $EFG$ , Fig. 862, der Tiefe  $h_1$  des Wasserspiegels  $E$  in der Schlange unter der Oberfläche  $ZZ$ , im Luftbogen  $HKL$  dem Niveauabstande  $h_1$  zwischen  $C$  und  $E$  vermehrt um den Niveauabstand  $h_2$  zwischen  $G$  und  $H$ ; ferner im Luftbogen  $GH$ , Fig. 863, der Tiefe  $h_3$  des Wasserspiegels  $G$  unter der Oberfläche  $E$  u. s. w.

Ein solches Spiral- oder Schraubengebläse ist zuerst von M. Cagniard-Latour \*) angewendet worden, weshalb es auch den Namen die „Cagniardelle“ erhalten hat. Uebrigens hat dieses Gebläse noch die eigenthümliche Einrichtung, daß hier das Windreservoir  $W$  nicht feststeht, sondern auf der Gebläsewelle sitzt und mit derselben umläuft, wobei natürlich die Liderung am Umfange  $B$  des Schlangenendes beim Eintritte in diesen Behälter ganz wegfällt. Bei der Ausführung im Großen construirt man die Cagniardelle genau wie eine Tonnenmühle (s. Fig. 576), indem man die Schlange durch gewöhnliche, um eine dicke Welle oder Spindel laufende flachgängige Schraubengewinde ersetzt. Diese Welle ist hohl und besteht aus Gußeisen, die Schraubengewinde bestehen dagegen aus Kupfer- oder Eisenblech von 3 mm Dicke und werden auch von einem cylindrischen Mantel aus Blech von derselben Stärke umgeben. Die Blechstücke, welche den Mantel und die Schraubengewinde bilden, sind sowohl unter sich als auch mit der gußeisernen Welle durch Nieten luftdicht verbunden. Der Windbehälter wird durch die Verlängerung des cylindrischen Mantels und durch einen niedrigen conischen Blechboden gebildet, welcher in der Mitte eine kreisförmige Mündung enthält. Durch die ringförmige Oeffnung, welche der Querschnitt der Welle von dieser Mündung übrig läßt, fließt das Wasser aus der Schraube in das Bassin zurück und es geht auch die Röhre, welche den Wind aus dem Windbehälter fortführt, durch diese Oeffnung hindurch. Damit das Wasser nicht in die Windleitungsröhre trete, selbst wenn das Gebläse nicht arbeitet, ist nöthig, daß diese Röhre im Innern des Windbehälters bis über den äußeren Wasserspiegel geführt sei.

Uebrigens besteht die Cagniardelle entweder aus einer oder aus mehreren z. B. vier Schrauben und jede derselben wieder aus einen, zwei oder mehreren Gängen.

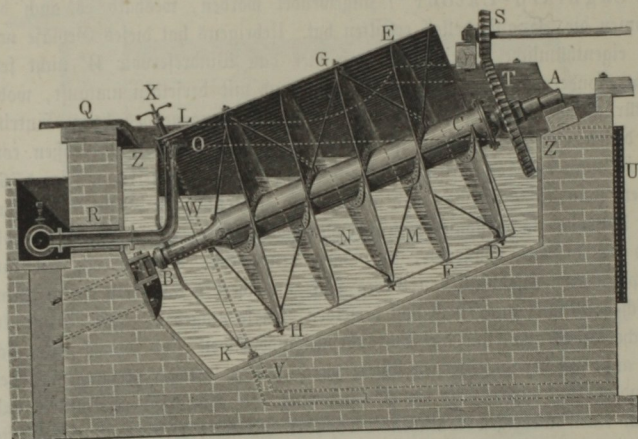
Die Cagniardelle von A. Röchlin in Mülhausen, welche in der oben citirten Schrift beschrieben und abgebildet ist, bestand aus vier Schraubengewinden, wovon jedes  $1\frac{1}{4}$  mal um die Spindel lief; sie hatte einen

\*) S. Bulletin de la Société d'Encouragement, Oct. 1834; auch Dingler's Polytechn. Journ. Bd. 55.

Durchmesser von 8 und eine Länge von 10 Pariser Fuß und lieferte bei fünf bis sechs Umdrehungen pro Minute 800 Cubiffuß Wind von  $\frac{1}{2}$  Pfund Pressung. Die gußeiserne Welle derselben war hohl und an beiden Enden offen, so daß sie einen Theil des durch die Gänge fließenden Wassers wieder zurückführen konnte.

Ein anderes Schraubengebläse mit einem einzigen Schraubengewinde ist in Fig. 864 abgebildet. Dasselbe ist vom Herrn Oberkunstmeister Schwamkrug für die Muldener Schmelzhütte bei Freiberg construiert worden, mußte

Fig. 864.



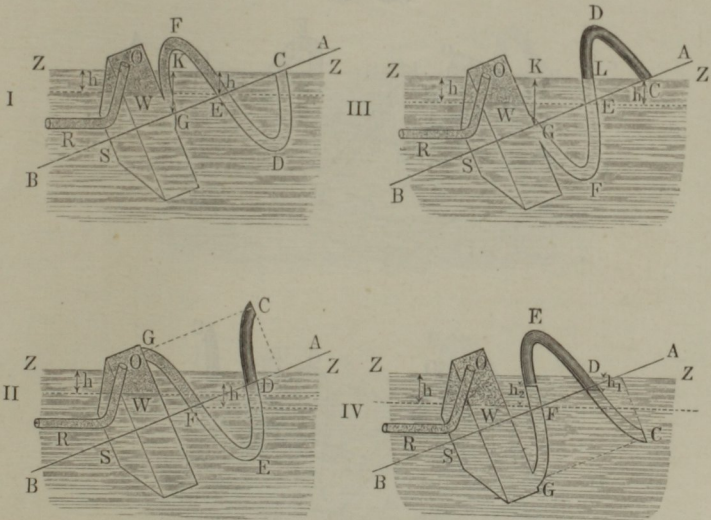
aber wegen des nachtheiligen Einflusses des durch die Hüttendämpfe angesäuerten Wassers auf das den Mantel und das Schraubengewinde bildende Eisenblech wieder abgetragen werden\*). Die Welle AB dieses Gebläses war hohl und bestand aus Gußeisen; sie war ferner äußerlich 0,476 m dick, hatte eine Neigung von  $20^\circ$  gegen den Horizont und wurde mittelst des Räderwerkes ST durch eine Turbine in Umdrehung gesetzt. Das Blechgewinde CDEF... lief  $4\frac{1}{2}$  mal um die Welle und bildete einen einzigen,  $3\frac{1}{2}$  mal um die Welle laufenden Canal. Dasselbe war mit einem schmalen an die Welle angegossenen Schraubengewinde durch Schraubenbolzen sowie mit dem Mantel durch Nieten fest verbunden und erhielt durch 20 mm starke Streben, wie z. B. M und N, welche vom Mantel diagonal nach der Welle hingingen, die nöthige Steifigkeit. Der Durchmesser des Mantels DKLE

\*) S. die allgemeine Maschinenencyclopädie von Gültze, Bd. II, Artikel „Cagniardelle“.



maß 2,67 m und die Weite eines Gewindes betrug 0,70 m, so daß das Gebläse pro Umdrehung circa 1,9 cbm, und folglich bei 6 bis 7 Umdrehungen, pro Minute 11,4 bis 13,3 cbm Wind, und zwar von 0,5 bis 0,7 m Wasser- manometerhöhe lieferte. Das Bassin, in welchem die Cagniardelle umlief, war aus Bruchsteinen mittelst Mörtel aus Kalk, Ziegelmehl und Sand aufgemauert, inwendig mit einer 7 cm dicken Brettwand bekleidet und mit einer dicht gerammten Lehmwand umgeben. Die Windleitungsröhre *OR* bestand

Fig. 865.

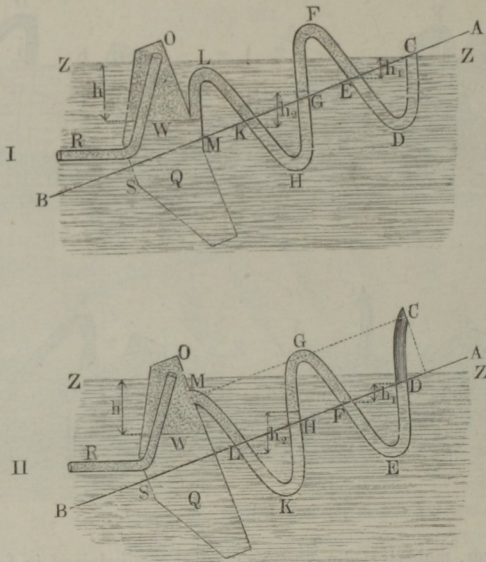


aus Eisenblech, mündete 1 dm über dem freien Wasserspiegel in den Windbehälter *W* ein und war zum Abhalten des Wassers mit einem Dache versehen. Auch war von der Windleitung *R* aus zur Ableitung des vom Winde mit fortgerissenen Wassers eine unter Wasser ausmündende Röhre angebracht. Um den Wasserstand im Bassin auf einer constanten Höhe zu erhalten, wurde demselben durch die Röhre *Q* ununterbrochen Wasser zugeführt, und das überflüssige Wasser durch den Abfall *U* abgetragen. Zum gänzlichen Ablassen des Wassers aus dem Bassin diente der Spunt *V*, welcher mittelst der Schrauben *X* gezogen werden konnte.

Die Art und Weise, wie die Luft in einer Cagniardelle nach und nach in den schraubensförmigen Canälen fortgetrieben und zusammengedrückt wird, ist aus folgenden, diese Canäle in mehreren Stellungen darstellenden Abbildungen zu ersehen. Fig. 865, I, II, III, IV führt ein aus einem einzigen

Gewinde bestehendes Schraubengebläse in vier Stellungen vor Augen. In der Stellung I, wo die Einmündung *C* aus dem Wasser hervortritt, ist die erste Hälfte *CDE* des Schraubengewindes mit Wasser, und die zweite Hälfte *EFG* mit Luft gefüllt. Nach einer Umdrehung der Schraube um  $90^\circ$  gelangt dieselbe in die Stellung II, wobei sich das erste Viertel *CD* der Schlinge mit Luft angefüllt hat, und das letzte Viertel *FG* Luft in die Windkammer *W* einführt. Nach einer weiteren Drehung der Schraube um

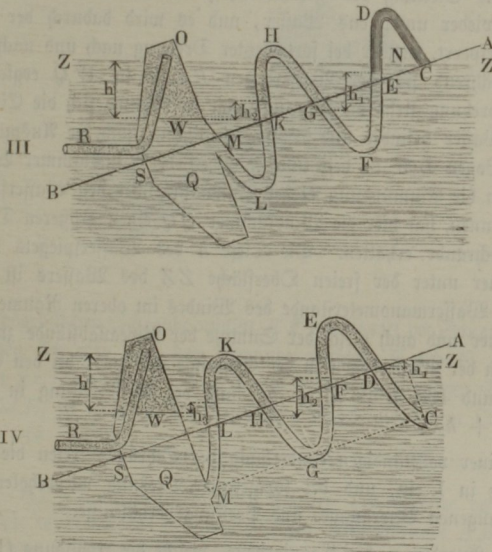
Fig. 866.



einen Quadranten nimmt dieselbe die Stellung III ein, wo die Einmündung *C* wieder unter das Wasser tritt, die erste Hälfte *CDE* der Windung fast ganz mit Luft und die zweite Hälfte derselben mit Wasser angefüllt, also die Einführung der Luft in *GW* beendigt ist. Hat man die Schraube wieder um einen Quadranten, also im Ganzen um drei Viertel im Kreise herumgeführt und dadurch in die Stellung IV gebracht, so ist das erste Viertel *CD* der Schraube wieder größtentheils mit Wasser gefüllt, und es nimmt der Luftbogen *DE* ungefähr die Mitte der Schraube ein. Die durch die Ausmündung *G* in die Windkammer *GW* eingeführte Luft wird durch die Röhre *OR* abgeführt, wogegen das durch diese Mündung eingeführte Wasser durch das Loch *S* am Umfange der Welle *AB* in das Hauptreservoir zurückfließt.

Der verticale Abstand  $h$  zwischen dem Wasserspiegel  $W$  innerhalb des Windreservoirs und dem Wasserspiegel  $ZZ$  außerhalb desselben ist gleich dem Wasseranometerstand des in  $OW$  eingeschlossenen und durch die Röhre  $OR$  fortgeführten Windes, und ist auch gleich dem Niveauabstande der Schenkel des Wasserbogens  $CDE$  in I und des Wasserbogens  $DEF$  in II, sowie gleich der Höhe der Wasseroberfläche im Schenkel  $DF$  bei der Stellung III über der Oberfläche des Wassers im Windreservoir  $W$ .

Fig. 866.



Bezeichnet  $a$  die Ganghöhe  $CG$  der Schraube und  $\alpha$  den Neigungswinkel  $BCK$  (I) der Spindel  $AB$  gegen den Horizont  $ZZ$ , so ist bei der der Abbildung zum Grunde liegenden Construction der Cagniardelle der Niveauabstand zwischen den beiden Mündungen  $C$  und  $G$  der Schlange bei den Stellungen I und III,  $GK = 2h = a \sin \alpha$ , und der Manometerstand des Windes, d. i. die Tiefe des Wasserspiegels  $W$  unter  $ZZ$ , sowie die Höhe desselben über  $G$ ,

$$h = \frac{1}{2} a \sin \alpha.$$

Um bei gleicher Steigung der Schraube und bei derselben Neigung  $\alpha$  der Schraubenaxe eine größere Windpressung zu erzielen, hat man nur nöthig, die Schraube aus mehreren Gewinden bestehen zu lassen; bei den gewöhnlichen Dimensionen und Windpressungen möchten jedoch Schrauben



mit einem doppelten Gewinde, wie Fig. 866, I, II, III und IV (a. v. S.) darstellt, hinreichen. Bei der Schraubenstellung in I tritt soeben die Einmündung  $C$  über den Wasserspiegel  $ZZ$  und es sind die halben Gewinde  $CDE$  und  $GHK$  mit Wasser, die beiden anderen aber mit Luft angefüllt. Gelangt nach einer Vierteldrehung die Schraube in die Stellung II, so hat sich das erste Viertel  $CD$  des ersten Gewindes mit Luft gefüllt und es strömt die Luft aus dem Luftbogen  $LM$  in den Windraum  $OW$  der Windkammer  $OQ$ ; hat die Schraube eine halbe Umdrehung gemacht und ist dadurch in die Stellung III gekommen, so tritt die Einmündung  $C$  der Schraube wieder unter das Wasser, und es wird dadurch der Luftbogen  $CDE$  abgesperrt, welcher bei fortgesetzter Drehung nach und nach bis  $OW$  gelangt, während sich der Wasserbogen  $KLM$  in  $WQ$  ergießt. Nach Dreivierteldrehung steht die Schraube wie in IV, wo sich die Einmündung  $C$  unter Wasser befindet und Wasser einnimmt, und die Ausmündung  $M$  aus dem Bogen  $LM$  in den unteren Theil der Windkammer Wasser einführt. Um die Einmündung  $O$  der Windröhre über den Wasserspiegel  $ZZ$  legen zu können, hat hier die Windkammer  $OQ$  einen größeren Durchmesser als die Schraube erhalten. Die Tiefe  $h$  des Wasserspiegels  $W$  in der Windkammer unter der freien Oberfläche  $ZZ$  des Wassers ist auch hier gleich dem Wassermanometerstande des Windes im oberen Raume  $OW$  der Windkammer und auch gleich der Summe der Niveauabstände zwischen den Oberflächen der Wasserbogen in der Schlange und zwar bei den Stellungen in I, II und III,  $h = h_1 + h_2$ , und bei der Stellung in IV,  $h = h_1 + h_2 + h_3$ .

Nach einer vollständigen Umdrehung der Schraube treten die Vorgänge wieder wie in I ein, und bei fortgesetzter Drehung wiederholen sich alle vorausgegangenen Bewegungs- und Pressungsverhältnisse.

Bei der Anordnung der Cagniardelle, welche die Abbildung (I) darstellt, ist die Axenlänge der Schraube von der Einmündung  $C$  bis zur Ausmündung  $M$  gemessen,  $CM = 2a$ , die verticale Projection dieses Axenstückes  $= 2a \sin \alpha$  und der Wassermanometerstand des Windes:

$$h = \frac{3}{4} \cdot 2a \sin \alpha = \frac{3}{2} a \sin \alpha,$$

also die Höhe des Wasserspiegels  $W$  über dem Axenende  $M$  (I und III)

$$\frac{1}{3} h = \frac{1}{2} a \sin \alpha.$$

Bei den Schraubengebläsen, wie sie in der Praxis ausgeführt worden sind, hat die Schraube  $EHF_1$ , Fig. 867, einen rechteckigen Querschnitt  $DEFG$ , dessen Höhe ist:

$$DE = FG = r - r_1,$$

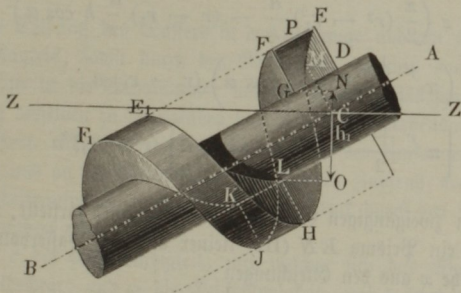
d. i. gleich der Differenz zwischen dem Halbmesser  $r$  des Mantels  $EHE_1$

und dem Halbmesser  $r_1$  der Spindel  $DLB$  der Schraube, und dessen Breite

$$EF = HJ = E_1 F_1 = \frac{a}{z}$$

ist, wenn  $a$  die Ganghöhe  $EE_1 = FF_1$ , und  $z$  die Anzahl der einzelnen Schraubengewinde auf je eine Ganghöhe bezeichnen.

Fig. 867.



Bei der abgebildeten Schraube nimmt  $EF$  ein Viertel der Ganghöhe  $EE_1$  ein, es lassen sich also noch drei Gewinde zwischen  $F$  und  $E_1$  anbringen, so daß dann  $z = 4$  ausfällt. Der innere Raum eines ganzen Schraubengewindes  $EJE_1$  ist nach der Guldini'schen Regel, gleich dem Querschnitte  $\overline{DEFG} = \frac{(r - r_1) a}{z}$  desselben mal Projection  $2\pi \overline{CM} = 2\pi \frac{r + r_1}{2} = \pi (r + r_1)$  der die Mittelpunkte ( $M$ ) der Querschnitte verbindenden Schraubenlinie in der Ebene rechtwinkelig zur Schraubenaxe  $AB$ . Wenn man daher den Wasserspiegel  $ZZ$  durch den Mittelpunkt  $C$  des von der Mitte  $M$  der Einmündung beschriebenen Kreises legt, so läßt sich das bei jeder Umdrehung der Welle von einem Schraubengewinde aufgenommene Wasservolumen annähernd

$$\begin{aligned} W_1 &= \frac{1}{2} \frac{(r - r_1) a}{z} \pi (r + r_1) = \frac{\pi}{2} (r + r_1) (r - r_1) \frac{a}{z} \\ &= \frac{\pi a}{2z} (r^2 - r_1^2) \end{aligned}$$

setzen.

Da man aber bei der Breite  $EF = \frac{a}{z}$  eines Gewindes die ganze Wasserschraube auch aus  $z$  Gewinden bestehen lassen wird, so hat man das Wasservolumen pro Umdrehung der Schraube:

$$W = z W_1 = \frac{\pi}{2} (r^2 - r_1^2) a.$$

Das Luftvolumen  $V$  pro Umdrehung ist wegen der Compressibilität der Luft stets etwas kleiner als das Wasservolumen  $W$ , und zwar bei einem eingängigen Gewinde, wie Fig. 865, annähernd um das Prisma  $EL$  (III) von dem Inhalte  $(r - r_1) \frac{a}{z} h \cos \alpha$ , so daß

$$\begin{aligned} V &= z \left( \frac{\pi}{2} (r^2 - r_1^2) \frac{a}{z} - (r - r_1) \frac{a}{z} h \cos \alpha \right) \\ &= \left( \pi \frac{r + r_1}{2} - h \cos \alpha \right) (r - r_1) a \\ &= \left[ \pi \frac{r + r_1}{2} - \frac{1}{4} a \sin 2\alpha \right] (r - r_1) a \end{aligned}$$

folgt.

Bei einem zweigängigen Gewinde, wie Fig. 866 darstellt, ist das Luftvolumen um ein Prisma  $EN$  (III) kleiner als das Wasservolumen, dessen senkrechte Höhe  $x$  aus den Gleichungen

$$h_1 = 2x + \frac{1}{2} a \sin \alpha,$$

$$h_2 = 2x$$

und

$$h_1 + h_2 = h = \frac{3}{2} a \sin \alpha$$

folgt.

Es ist hiernach  $x = \frac{1}{4} a \sin \alpha = \frac{1}{6} h$  und daher das Luftvolumen pro Umdrehung:

$$\begin{aligned} V &= z \left( \frac{\pi}{2} (r^2 - r_1^2) \frac{a}{z} - (r - r_1) \frac{a}{z} \frac{h}{6} \cos \alpha \right) \\ &= \left[ \pi \frac{r + r_1}{2} - \frac{1}{6} h \cos \alpha \right] (r - r_1) a \\ &= \left[ \pi \frac{r + r_1}{2} - \frac{1}{8} a \sin 2\alpha \right] (r - r_1) a. \end{aligned}$$

Macht die Cagniardelle pro Minute  $n$  Umdrehungen, so ist das von derselben geförderte Windquantum pro Secunde, im ersten Falle:

$$Q = \frac{nV}{60} = \frac{na}{60} (r - r_1) \left[ \pi \frac{r + r_1}{2} - \frac{1}{4} a \sin 2\alpha \right]$$

und im zweiten:

$$Q = \frac{na}{60} (r - r_1) \left[ \pi \frac{r + r_1}{2} - \frac{1}{8} a \sin 2\alpha \right].$$



Die durchfließende Wassermenge pro Secunde ist dagegen in beiden Fällen

$$Q_1 = \frac{\pi n a}{120} (r^2 - r_1^2).$$

Die mechanische Arbeit, welche der Umtrieb dieses Gebläses erfordert, wird, wenn man von allen Nebenhindernissen absieht, mittelst der bekannten Formel

$$L = \left[ 1 - 0,3521 \frac{h}{b} + 0,2000 \left( \frac{h}{b} \right)^2 \right] Q h \gamma$$

bestimmt.

Durch die Reibung des Wassers in der Schlange und am äußeren Umfange des Mantels, sowie durch den Widerstand, welchen das Wasser bei seinem Eintritte in die Windkammer und bei seinem Durchgange durch die Ausmündung derselben zu überwinden hat, wird dieser Arbeitsaufwand noch etwas vergrößert. Auch erfordert die Reibung an den Umfängen der beiden Wellenzapfen und an der Grundfläche des unteren Zapfens noch einen ansehnlichen Arbeitsaufwand, wiewohl der Zapfendruck durch den Auftrieb des Wassers vermindert wird.

Bezeichnet  $c$  die Geschwindigkeit, mit welcher sich das Wasser in der Schlange fortbewegt, und  $c_1$  die Geschwindigkeit, mit welcher es durch die ringförmige Oeffnung  $S$  in das Bassin zurückfließt, ferner  $l$  die Länge,  $d$  die mittlere Weite eines Schraubengewindes und  $Q_1$  die pro Secunde durch das ganze Gebläse fließende Wassermenge, so hat man bekannten Regeln der Hydraulik zufolge, die auf die Ueberwindung der hydraulischen Nebenhindernisse zu verwendende mechanische Arbeit:

$$L_1 = \left[ \left( 1 + \xi \frac{l}{d} \right) \frac{c^2}{2g} + \frac{c_1^2}{2g} \right] Q_1 \gamma.$$

Ist endlich  $G$  das ganze Gewicht der Schraube,  $A$  der Auftrieb oder das Gewicht des von der Trommel verdrängten Wassers,  $v$  die Umfangsgeschwindigkeit derselben,  $\varrho$  der Halbmesser des oberen und  $\varrho_1$  der des unteren Wellenzapfens, so hat man noch die von der Zapfenreibung in Anspruch genommene Arbeit:

$$\begin{aligned} L_2 &= \varphi \frac{\varrho + \varrho_1}{2r} v (G - A) \cos \alpha + \frac{2}{3} \varphi \frac{\varrho_1}{r} v (G - A) \sin \alpha \\ &= \left( \frac{\varrho + \varrho_1}{2r} \cos \alpha + \frac{2}{3} \frac{\varrho_1}{r} \sin \alpha \right) \varphi (G - A) v. \end{aligned}$$

Bezeichnet  $\beta$  den Steigwinkel der Schraube in Hinsicht auf die Umdrehungsebene derselben, so ist der Querschnitt des Schraubengewindes:

$$F_1 = (r - r_1) \frac{a}{z} \cos \beta,$$

und daher

$$c = \frac{Q + Q_1}{z F_1} = \frac{Q + Q_1}{(r - r_1) a \cos \beta}.$$

Ist ferner  $r_2$  der Halbmesser der unteren Trommelmündung und  $r_3$  der Welle an der Stelle, wo dieselbe durch diese Mündung hindurchgeht, sowie  $r_4$  derjenige der durch eben diese Mündung gehenden Windableitungsröhre, so hat man den Querschnitt der Abflusmündung  $S$ :

$$F_2 = \pi (r_2^2 - r_3^2 - r_4^2),$$

und daher

$$v_1 = \frac{Q_1}{F_2} = \frac{Q_1}{\pi (r_2^2 - r_3^2 - r_4^2)}.$$

Ferner ist die Länge eines Schraubengewindes, wenn dasselbe aus  $v$  Gängen besteht:

$$l = v \frac{r + r_1}{2} \frac{2\pi}{\cos \beta} = v \pi \frac{r + r_1}{\cos \beta},$$

und die mittlere Weite desselben

$$d = \frac{4F_1}{p_1} = \frac{4(r - r_1) a \cos \beta}{2[z(r - r_1) + a \cos \beta]} = \frac{2(r - r_1) a \cos \beta}{z(r - r_1) + a \cos \beta}.$$

Was endlich noch den Auftrieb anlangt, so ist dieser gleich dem Gewichte des von der Trommel und der in ihr enthaltenen Luft verdrängten Wassers.

Uebrigens ist die Cagniardelle eines der vollkommensten Gebläse, da sie weder Ventile noch eine Liderung nöthig und deshalb nur unbedeutende Nebenhindernisse zu überwinden und keine Windverluste hat. Dagegen macht man diesen Gebläsen den Vorwurf, daß sie feuchten, dem Schmelzproceß nicht zuträglichen Wind liefern. Auch ist die Herstellung und dauernde Erhaltung im dichten Zustande schwierig. Aus diesen Gründen, und weil die erreichbare Windpressung nur eine geringe, für viele metallurgische Zwecke nicht genügende ist, haben die Cagniardellen verhältnißmäßig nur selten Anwendung gefunden.

Beispiel. Eine Cagniardelle soll ein Windquantum  $Q = 0,3$  cbm pro Secunde von der Pressung  $h = 0,6$  m Wasserjähle liefern, welche Dimensionen sind derselben zu geben, und welchen Arbeitsaufwand wird ihr Umtrieb erfordern? Geben wir der Schraubenaxe eine Neigung von  $20^\circ$  gegen den Horizont, und setzen wir die ganze Schraube aus drei Gewinden von je zwei Gängen oder Umläufen zusammen, so muß dieselbe die Ganghöhe

$$a = \frac{2h}{3 \sin \alpha} = \frac{1,2}{3 \sin 20^\circ} = \frac{0,4}{0,342} = 1,17 \sim 1,2 \text{ m}$$

erhalten.

Es ist folglich die Länge der Schraube ohne die Windkammer,  $2a = 2,4$  m. Geben wir ferner der Schraube den mittleren Halbmesser  $\frac{r + r_1}{2} = 0,8$  m und

lassen wir dieselbe pro Minute sechs Mal umlaufen, so erhalten wir die nöthige Höhe eines Gewindes:

$$r - r_1 = \frac{60 Q}{n a \left[ \pi \frac{r + r_1}{2} - \frac{1}{8} a \sin 2\alpha \right]} = \frac{60 \cdot 0,3}{6 \cdot 1,2 (3,14 \cdot 0,8 - \frac{1}{8} \cdot 1,2 \cdot 0,643)}$$

$$= \frac{18}{7,2 \cdot 2,417} = 1,035.$$

Da aber  $r + r_1 = 1,6$  m ist, so folgt der Halbmesser des Schraubensmantels:

$$r = \frac{1,6 + 1,035}{2} = 1,318 \text{ m,}$$

und der der Spindel:

$$r_1 = \frac{1,6 - 1,035}{2} = 0,283 \text{ m.}$$

Hiernach steht der Wasserspiegel in der Windkammer um

$$\frac{a}{2} \sin 20^\circ = 0,6 \cdot 0,342 = 0,205 \text{ m}$$

über der Wellenaxe und um

$$r \cos 20^\circ - 2 a \sin 20^\circ = 1,318 \cdot 0,940 - 2,4 \cdot 0,342 = 1,239 - 0,821 = 0,418 \text{ m}$$

unter dem Mantel, und es ist daher noch Raum genug vorhanden, um die Einmündung der Windröhre genügend hoch über den freien Wasserspiegel legen zu können. Die theoretische Leistung dieses Gebläses ist, bei 0,750 m Barometerstand:

$$L = \left[ 1 - 0,3521 \frac{0,6}{0,750 \cdot 13,6} + 0,2 \left( \frac{0,6}{0,750 \cdot 13,6} \right)^2 \right] 0,3 \cdot 0,6 \cdot 1000$$

$$= (1 - 0,0207 - 0,0007) 180 = 176,1 \text{ mkg} = 2,35 \text{ Pferdekkräfte.}$$

Bei der Ganghöhe  $a = 1,2$  m und dem mittleren Schraubenshalbmesser  $\frac{r + r_1}{2} = 0,8$  m ist für den Steigwinkel der Schraubengänge:

$$\tan \beta = \frac{a}{\pi (r + r_1)} = \frac{1,2}{3,14 \cdot 1,6} = 0,2385,$$

daher dieser Winkel selbst:

$$\beta = 13^\circ 25'.$$

Nun folgt der Querschnitt aller drei Schraubengewinde:

$$z F_1 = 3 F_1 = (r - r_1) a \cos \beta = 1,035 \cdot 1,2 \cdot 0,973 = 1,208 \text{ qm.}$$

Die Wassermenge, welche pro Secunde durch diese Cagniardelle durchströmt, ist:

$$Q_1 = \frac{\pi n a}{120} (r^2 - r_1^2) = \frac{3,14}{20} \cdot 1,2 (1,318^2 - 0,283^2) = 0,1884 \cdot 1,657$$

$$= 0,312 \text{ cbm,}$$

folglich die mittlere Geschwindigkeit, mit welcher die Luft und das Wasser durch die Schraubengänge strömt:

$$c = \frac{Q + Q_1}{z F_1} = \frac{0,612}{1,208} = 0,507 \text{ m.}$$



Die dieser Geschwindigkeit zugehörige Höhe ist

$$\frac{c^2}{2g} = \frac{0,507^2}{2 \cdot 9,81} = 0,0134 \text{ m.}$$

Giebt man der Ausmündung des Schraubenmantels den Halbmesser  $r_2 = 0,4 \text{ m}$ , und der Spindel an der Stelle der Ausmündung den Halbmesser  $r_3 = 0,1 \text{ m}$ , so erhält man den Querschnitt der ringförmigen Abflußmündung:

$$F_2 = \pi (r_2^2 - r_3^2) = 3,14 (0,16 - 0,01) = 0,471 \text{ qm.}$$

Erhält nun noch die Windableitungsröhre den äußeren Querschnitt  $F_3 = 0,1 \text{ qm}$ , so folgt der Querschnitt der Mündung zum Ausfließen des Wassers aus dem Mantel:

$$F_2 - F_3 = 0,371 \text{ qm,}$$

daher die Abflußgeschwindigkeit:

$$c_1 = \frac{Q_1}{F_2 - F_3} = \frac{0,312}{0,371} = 0,841 \text{ m,}$$

und die entsprechende Geschwindigkeitshöhe:

$$\frac{c_1^2}{2g} = \frac{0,841^2}{2 \cdot 9,81} = 0,036 \text{ m.}$$

Noch ist die Axenlänge eines Schraubengewindes:

$$l = \frac{\nu \pi (r + r_1)}{\cos \beta} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 1,6}{0,973} = 10,332 \text{ m,}$$

und die mittlere Weite desselben:

$$d = \frac{2(r - r_1) a \cos \beta}{\varepsilon (r - r_1) + a \cos \beta} = \frac{2 \cdot 1,035 \cdot 1,2 \cdot 0,973}{3 \cdot 1,035 + 1,2 \cdot 0,973} = \frac{2,417}{4,272} = 0,565 \text{ m.}$$

Nun folgt, wenn man noch den Reibungscoefficienten des Wassers  $\zeta = 0,0272$  setzt, der Arbeitsaufwand, welchen die Ueberwindung der hydraulischen Nebenhindernisse erfordert:

$$\begin{aligned} L_1 &= \left[ \left( 1 + \zeta \frac{l}{d} \right) \frac{c^2}{2g} + \frac{c_1^2}{2g} \right] Q_1 \gamma \\ &= \left[ \left( 1 + 0,0272 \frac{10,332}{0,565} \right) 0,0134 + 0,036 \right] 0,312 \cdot 1000 = 0,056 \cdot 312 \\ &= 17,5 \text{ mkg.} \end{aligned}$$

Hiernach ist die erforderliche Leistung dieses Gebläses ohne Rücksicht auf die Zapfenreibung:

$$L + L_1 = 176,1 + 17,5 = 193,6 \text{ mkg.}$$

Setzt man das Gewicht der Trommel nach Abzug des Auftriebes zu 2000 kg, giebt dem oberen Zapfen einen Halbmesser  $\varrho = 75 \text{ mm}$ , dem unteren einen solchen  $\varrho_1 = 25 \text{ mm}$  und nimmt einen Reibungscoefficienten  $\varphi = 0,075$  an, so erhält man die Arbeit der Zapfenreibung:

$$\begin{aligned} L_2 &= \left( \frac{\varrho + \varrho_1}{2} \cos \alpha + \frac{2}{3} \varrho_1 \sin \alpha \right) \varphi (G - A) \frac{n}{60} 2\pi \\ &= \left( \frac{0,100}{2} 0,973 + \frac{2}{3} 0,025 \cdot 0,232 \right) 0,075 \cdot 2000 \frac{6}{60} 2 \cdot 3,14 \\ &= 0,0524 \cdot 150 \cdot 0,628 = 4,936 \text{ mkg.} \end{aligned}$$

Daher ist die gesammte Arbeit:

$$L + L_1 + L_2 = 193,6 + 4,94 = 198,54 \text{ mkg} = 2,65 \text{ Pferdekräfte,}$$

und der Wirkungsgrad desselben:

$$\eta = \frac{L}{L + L_1 + L_2} = \frac{176,1}{198,5} = 0,887.$$

Anmerkung. Die Schöpfradgebläse, siehe v. Hauer, die Hüttenwesensmaschinen, wirken ähnlich wie die Schraubengebläse. Ueber Lüders' Schöpfradgebläse siehe Dingler's polytechn. Journal Bd. 128, 1853, und über Stecker's rotirendes Gebläse: Polytechn. Centralblatt, 7. Jahrgang, Bd. 2, 1841. Ein einfaches Schöpfradgebläse von F. Rißner, welches auf der bayerischen Eisenhütte Hammerau angewendet ist, wird beschrieben in den Annales des Mines, T. VI, Série IV, 1844.

Kettengebläse. Das Ketten- oder Paternostergebläse ist im §. 211. Wesentlichen von der Noria oder dem Kolbenrade (s. Band II), sowie von einem Paternosterwerke (s. §. 123) nicht verschieden. Das erste Kettengebläse ist vom Herrn Oberberg-

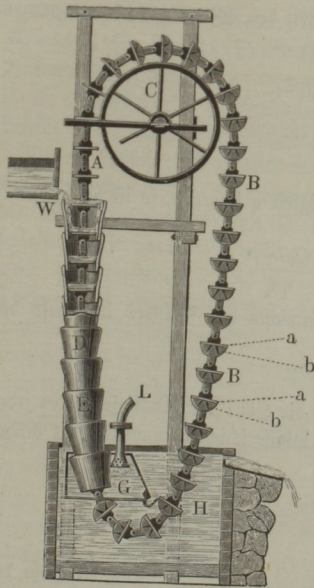


Fig. 868.

inspector Henschel und zwar für einige hessische Hütten und den Frischfeuerbetrieb am Silberthal bei Clausthal construirt worden\*). Die Kette ohne Ende, aus welcher dieses Gebläse besteht, hängt an einem eisernen Leitrade C, Fig. 868, und zieht sich durch eine eiserne, aus kürzeren Stücken zusammengesetzte Röhre DE, welche von oben mit Wasser gespeist wird und unten in dem Windbehälter G ausmündet. Die Scheiben oder Teller, wodurch die Zellen im Innern der Röhre gebildet werden, bestehen aus je zwei halbkreisförmigen Blechklappen b, und je einem eisernen Ringe a, welcher durch Rippen fest mit der Kette AHB verbunden ist. Diese Klappen legen sich auf der Seite, wo die

\*) S. Studien des Göttingenschen Vereins bergmännischer Freunde, Bd. I, 1824, auch Karsten's Metallurgie, Bd. III, sowie Prechtl's Encyclopädie, Bd. VI, Art. Gebläse.

Kette niedergeht, auf ihre Ringe auf und hängen dagegen auf der Seite, wo die Kette aufsteigt, herab. Das bei  $W$  einfallende Aufschlagwasser füllt die Zellen innerhalb der Röhre zum Theil mit Wasser, welches durch sein Gewicht die Scheiben, wodurch diese Zellen gebildet werden, niederdrückt und dadurch die ganze Kette in einer stetigen Bewegung erhält.

Die Luft, welche oben mit dem Wasser zugleich in die Röhre eintritt, gelangt am unteren Ende der Röhre  $DE$  in den bodenlosen Windkasten  $G$  und von da durch die Windleitung  $GL$  nach dem Feuerraume oder dem Punkte des Bedarfs, wogegen das Aufschlagwasser beim Austritte aus der Röhre in den Behälter  $H$  fließt. Durch ein an der Abfluzmündung angebrachtes Schutz Brett läßt sich das Wasser in dem Behälter aufstauen und dem in  $G$  abgesperrten Winde die erforderliche Pressung geben. Die Höhe des freien Wasserspiegels im Behälter über der Oberfläche des Wassers im Windkasten ist zugleich der Wassermanometerstand  $h$  des erzeugten Windes.

Bezeichnet  $Q$  das Aufschlagwasserquantum pro Secunde,  $h$  das Gefälle,  $Q_1$  die erzeugte Windmenge pro Secunde,  $h_1$  die durch die Höhe einer Wasserfäule gemessene Windpressung und  $\eta$  den Wirkungsgrad des ganzen Kettengebläses, so hat man die Gleichung:

$$\eta Q h = Q_1 h_1,$$

und es ist daher

$$Q = \frac{Q_1 h_1}{\eta h}.$$

Soll sich die Kette mit der Geschwindigkeit  $v$  bewegen, so ist die erforderliche Wasserkrast

$$P = \frac{Q h \gamma}{v} = \frac{Q_1 h_1 \gamma}{\eta v}.$$

Dieselbe ist aber auch gleich dem Gewichte des Wassers innerhalb der Röhre, und zwar

$$P = z s F \gamma,$$

wenn  $F$  den Querschnitt der Röhre,  $s$  die Höhe der Wasserschicht in jeder Zelle und  $z$  die Anzahl der Zellen oder Wasserschichten innerhalb der Röhre bezeichnet. Es folgt daher:

$$F = \frac{P}{z s \gamma} = \frac{Q h}{z s v} = \frac{Q_1 h_1}{\eta z s v}.$$

Noch ist  $\frac{h}{z} = s + s_1$ , und  $\frac{s_1}{s} = \frac{Q_1}{Q} = \frac{\eta h}{h_1}$ , wenn  $s_1$  die Höhe der Luftschicht innerhalb einer Zelle bedeutet, daher folgt:

$$\frac{h}{z} = s + s_1 = \frac{s (\eta h + h_1)}{h_1},$$



sowie

$$zs = \frac{h h_1}{\eta h + h_1},$$

und der gesuchte Röhrenquerschnitt:

$$F = \frac{Q}{v} \frac{\eta h + h_1}{h_1} = \frac{Q_1}{v} \frac{\eta h + h_1}{\eta h}.$$

Die Geschwindigkeit der Kette bestimmt sich aus der Umdrehungszahl  $n$  des Leitrades  $C$  und aus dem Abstände  $r$  der Kettennaze von der Radnaze mittelst der bekannten Formel

$$v = \frac{\pi n r}{30}.$$

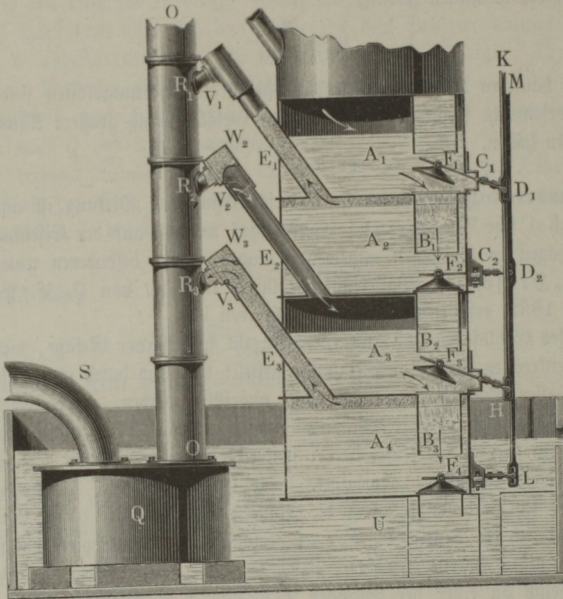
Die häufigen Reparaturen und größeren Unterhaltungskosten sind jedenfalls wesentliche Ursachen, weshalb diese Gebläse keine größere Anwendung gefunden haben.

**Wassersäulengebläse.** Von eigenthümlicher Wirkung ist auch das §. 212. Henschel'sche Wassersäulengebläse, welches auf der Eisenhütte zu Beckerhagen in Kurhessen angewendet und in einer besonderen unter dem Titel „Henschel's Wasserfäulengebläse“ u. s. w. von J. C. Pfort, Berlin 1833, erschienenen Schrift beschrieben ist.

Dieses Gebläse besteht aus einer Anzahl gußeiserner Gefäße, welche in einer senkrechten Säule über einander gestellt sind und durch oben zufließendes Wasser abwechselnd mit Wasser angefüllt werden, wobei die eingeschlossene Luft comprimirt und zum Eintritte in die Windleitung genöthigt wird. In Fig. 869 (a. f. S.) ist der senkrechte Durchschnitt von dem unteren Theile dieses Gebläses abgebildet. Die Gefäße  $A_1, A_2 \dots$  stehen mit einander in Verbindung durch die Röhren  $B_1, B_2 \dots$ , deren Einmündungen durch die Ventile  $F_1, F_2 \dots$  verschließbar sind. Letztere hängen an doppelarmigen Hebeln  $F_1 C_1 D_1, F_2 C_2 D_2 \dots$ , deren Enden  $D_1, D_2 \dots$  abwechselnd an einer der Stangen  $HK$  und  $LM$  befestigt sind. Diese Stangen werden durch eine kleine einfachwirkende Wassersäulenmaschine und ein Gegengewicht abwechselnd auf- und niederbewegt, und die Steuerung dieser Hilfsmaschine wird durch einen Schwimmer in Verbindung mit einem Gegengewichte hervorgebracht. Während bei geöffnetem Ventile  $F_3$  das Wasser aus einem Gefäße  $A_3$  in das andere Gefäß  $A_4$  fließt, eröffnet sich das Saugventil  $V_2$  und es strömt in der Röhre  $E_2$  atmosphärische Luft nach, welche den frei werdenden Raum in  $A_3$  ausfüllt. Die Luft in  $A_4$ , welche durch das bei  $B_3$  zufließende Wasser zusammengedrückt wird, stößt das Blaseventil  $W_3$  auf und strömt durch die Knieröhre  $E_3 R_3$  in die nach dem Windregulator  $Q$  führende Windleitung  $OO$ . Bei der umgekehrten

Stangenstellung findet natürlich auch ein umgekehrtes Einsaugen und Ausblasen der Luft statt; während in der gezeichneten Stellung die Gefäße  $A_1$  und  $A_3$  Luft eingesaugt, und die Gefäße  $A_2$  und  $A_4$  solche ausgeblasen haben, wird bei der umgekehrten Stangenstellung, wo die Ventile  $F_1$  und  $F_3$  geschlossen, dagegen die Ventile  $F_2$  und  $F_4$  geöffnet sind, Luft in die Gefäße  $A_2$  und  $A_4$  ein- und aus den Gefäßen  $A_1$  und  $A_3$  ausströmen. Nachdem das Wasser alle Gefäße durchlaufen hat, strömt es bei geöffnetem Ventile  $F_4$  in das Unterwasser  $U$ . Die specielle Einrichtung dieses ziemlich com-

Fig. 869.

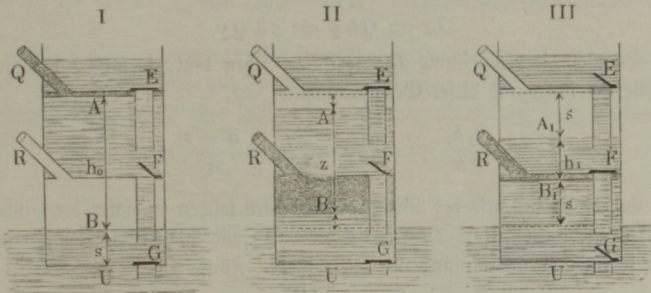


plexirten Gebläses ist in der oben citirten Monographie von Pfort beschrieben.

Der Gang und die Wirkungsweise des Wassersäulengebläses sind aus den Abbildungen I, II und III von Fig. 870 zu ersehen. In I ist das Ventil  $F$  eröffnet, dagegen sind die benachbarten Ventile  $E$  und  $G$  geschlossen; der obere Raum des Behälters  $B$  ist mit Luft von der äußeren Dichtigkeit erfüllt, während im Behälter  $A$  eine kleine Menge Wind von der inneren Pressung zurück geblieben ist. Kurz nach Eröffnung von  $F$  geht jedoch die letztere in die äußere Pressung über und es öffnet sich das Saugventil in der Röhre  $Q$ ; das Wasser strömt daher anfangs mit einer Geschwindigkeit

von *A* nach *B*, welche dem Abstände  $h_0$  der Wasserspiegel in *A* und *B* als Druckhöhe zukommt. Diese Geschwindigkeit wird allmählig kleiner, da nicht allein die Druckhöhe  $AB = z$  (II) allmählig abnimmt, sondern auch die Pressung der Luft in *B* wächst, bis sie die der Luft im Regulator angenommen hat, und der Ausfluß von Luft durch *R* beginnt. Endlich hört der Ausfluß des Wassers aus *A* in *B* und das Fortströmen der Luft aus *B* nach dem Regulator ganz auf, wenn, wie in III, der Abstand zwischen den beiden Wasserspiegeln dem Wassermanometerstande des Windes im Regulator

Fig. 870.



gleich geworden ist. Nach Eintritt dieses Gleichgewichtszustandes verschließt man das Ventil *F* und eröffnet die Ventile *E* und *G*, worauf nun aus dem Behälter *A* durch die Röhre *Q* Wind in den Regulator gedrückt und Wasser aus *B* in das Unterwasser *U* abgelassen wird.

Bezeichnet *a* die Höhe eines Behälters wie *A*, *B* . . ., und *s* die Höhe der jedesmal aus demselben abgelassenen Wasserschicht, so hat man die Druckhöhe am Anfange des Ausflusses (I):

$$AB = h_0 = a + s,$$

und die am Ende desselben (III):

$$A_1 B_1 = h_1 = h_0 - 2s = a - s.$$

Umgekehrt ist die für eine gegebene Manometerhöhe  $h_1$  nöthige Gefäßhöhe:

$$a = h_1 + s.$$

Bezeichnet ferner *F* den Querschnitt eines Gefäßes, so ist das Wasserquantum und Luftvolumen, welches nach jeder Umsteuerung ausfließt und einströmt:

$$V = Fs,$$

und ist noch *z* die Anzahl der Gefäße, sowie *n* die Anzahl der Spiele oder



Ausgüsse eines Gefäßes pro Minute, so hat man das pro Secunde geförderte Luftquantum, unter dem äußeren Drucke gemessen:

$$Q_1 = \frac{n}{60} z V = \frac{nz}{60} F s,$$

sowie die pro Secunde verbrauchte Aufschlagwassermenge:

$$Q = \frac{n}{60} V = \frac{n}{60} F s = \frac{Q_1}{z}.$$

Das ganze Gefälle der Maschine ist  $h = za$  und daher die Totalleistung derselben, ohne Rücksicht auf Nebenhindernisse:

$$L_0 = Q h \gamma = za Q \gamma.$$

Da sich die Nutzleistung  $L = Q_1 h_1 \gamma$  setzen läßt, so folgt der theoretische Wirkungsgrad dieser Gebläsemaschine:

$$\eta = \frac{L}{L_0} = \frac{Q_1 h_1}{Q h} = z \frac{h_1}{za} = \frac{h_1}{a} = \frac{a-s}{a} = 1 - \frac{s}{a}.$$

Es nähert sich also der Wirkungsgrad eines solchen Gebläses der Einheit um so mehr, je kleiner die Höhe  $s$  der Luft- und Wasserschicht ist, welche bei je einer Ventileröffnung zu- und abfließt. Für

$$s = \frac{a}{4} \text{ ist } \eta = \frac{3}{4}$$

und für

$$s = \frac{a}{2} \text{ ist } \eta = \frac{1}{2}.$$

Um einen vortheilhaften Effect zu erzielen, wird man  $s$  höchstens  $\frac{1}{3} h_1$  und daher die Gefäßhöhe  $a = \frac{4}{3} h_1$  machen müssen, wobei dann  $\eta = \frac{3}{4}$  ausfällt. Uebrigens ist es zur besseren Einführung der Luft nöthig, die Gefäße nicht ganz mit Wasser anzufüllen, und den höchsten Wasserspiegel noch ungefähr 25 mm vom Gefäßdeckel abstehen zu lassen.

Bei dem Wasserfäulengebläse in Beckerhagen ist die Windpressung  $h_1 = 0,628$  m, das Gefälle  $h = 8,8$  m, die Anzahl der Behälter  $z = 8$ , folglich die Höhe eines einzelnen:

$$a = \frac{h}{z} = \frac{8,8}{8} = 1,1 \text{ m,}$$

daher die Höhe der zu- und abfließenden Luft- und Wasserschicht:

$$s = a - h_1 = 0,472 \text{ m,}$$

und der theoretische Wirkungsgrad:

$$\eta = 1 - \frac{0,472}{1,1} = 0,57.$$

Ferner ist der Querschnitt der Behälter  $F = 2,784$  qm, und die Anzahl der Füllungen eines Behälters pro Minute  $n = 2,5$ ; folglich die Aufschlagwassermenge pro Secunde:

$$Q = \frac{n}{60} F s = \frac{2,5}{60} \cdot 2,784 \cdot 0,472 = 0,0547 \text{ cbm,}$$

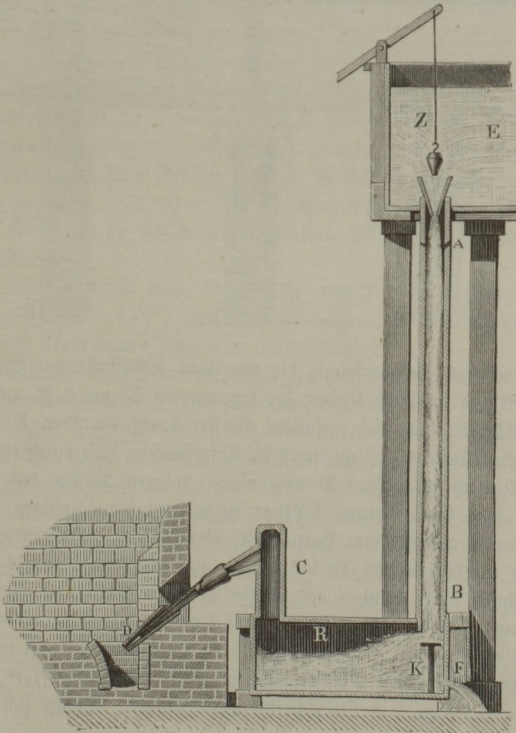
die geförderte Windmenge pro Secunde:

$$Q_1 = z Q = 8 \cdot 0,0547 = 0,437 \text{ cbm,}$$

und der theoretische Arbeitsaufwand zum Betriebe dieses Gebläses:

$$L_0 = Q h \gamma = 54,7 \cdot 8,8 = 481,4 \text{ mkg} = 6,4 \text{ Pferdefräfte.}$$

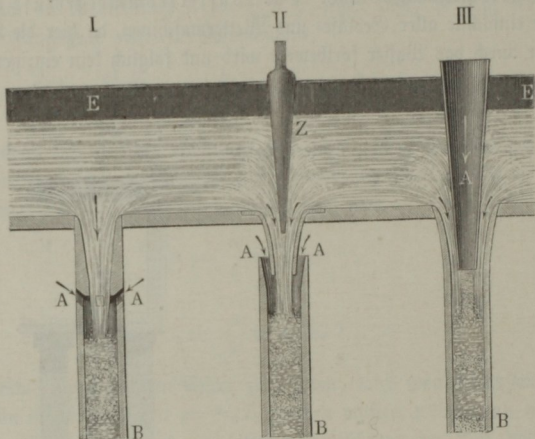
**Wassertrommelgebläse.** Das Wassertrommelgebläse ist jeden- §. 213.  
falls die einfachste aller Gebläse- und Wettermaschinen, da hier die Luft un-  
mittelbar durch das Wasser fortbewegt wird und folglich kein einziger beweg-  
Fig. 871.



licher Maschinentheil nöthig ist. Dasselbe ist dem besonderen Pumpensysteme der Saugstrahlpumpen beizuzählen, bei welchem ein Fluidum durch einen Luft-, Dampf- oder Wasserstrahl angefaugt, d. i. in Folge des äußeren Ueberdruckes über den des Fluidums, welches den Strahl bildet, durch Seitenmündungen in eine Röhre hineingedrückt und darin weiter fortgeführt wird (s. §. 163, besonders aber die Experimentalhydraulik, §. 37, „Die Versuche über den positiven und negativen Wasserdruck“).

Das gewöhnliche Wassertrummelgebläse besteht in einer aufrechtstehenden, mindestens 4 m langen Röhre *AB*, Fig. 871 (a. v. S.), welche aus einem Reservoir oder Einfallkasten *E* mit Wasser gespeist wird, und durch Seiten-

Fig. 872.



mündungen *AA* Luft ansaugt, die von dem niederfallenden Wasser mit fortgerissen und in einem Kasten, der sogenannten Trommel *R*, aufgefangen wird. Während das niedergefallene Wasser durch ein Loch *F* nahe am Boden dieses Kastens abfließt, wird die aufgefangene Luft durch eine Windröhre *CD* nach dem Ofen *D* oder einem anderen Punkte des Bedarfs geführt. Die Einfallröhren bestehen entweder in ausgepichteten hölzernen Lutten oder in ausgebohrten Holzröhren, oder auch in gußeisernen Röhren; sie haben eine Weite von 15 bis 25 cm und eine Länge von 4 bis 8 m. Der Trichter, durch welchen das Wasser in die Einfallröhre geführt wird, hat bei einer 0,8 bis 1,6 m unter dem Oberwasserspiegel befindlichen Ausmündung circa  $\frac{5}{8}$  mal so viel Weite als die Einfallröhre, es ist folglich der Querschnitt des in diese Röhre eintretenden Wasserstromes  $(\frac{5}{8})^2 = \frac{25}{64}$ , d. i. circa 0,4 von dem Querschnitte dieser Röhre. Damit sich die Luft



beim Niedersinken in der Röhre vom Wasser nicht trenne, sondern mit demselben bis zum Eintritte in die Trommel vermischt bleibe, macht man auch wohl die Einfallröhre unten um  $\frac{1}{5}$  ihrer Weite enger als oben. Die drei oder vier Luftlöcher *A, A*, Fig. 872 (I), durch welche die Luft unmittelbar unter dem Trichterhalse in die Röhre eingesaugt wird, haben innen eine Weite von circa 8 cm, laufen schräg abfallend von außen nach innen, und sind außen etwas erweitert. Statt derselben kann man auch eine einzige ringförmige Oeffnung *AA* (II) anwenden, indem man den Trichter in das offene Ende der Einfallröhre eintreten läßt. Auch kann man zur Regulirung der Aufschlagwassermenge einen conischen Zapfen *Z* in den Trichter hineinschieben. Endlich führt man auch wohl die Luft durch eine conische Röhre *A* (III) ein, welche die Mitte des Trichters einnimmt und über dem Oberwasserspiegel hervorragt.

Man läßt das Wasser bei seinem Eintritte in die Trommel auf eine Bank oder einen durchlöchernten Tisch *K* aufschlagen, nicht allein um es zu beruhigen, sondern auch um ihm die absorbirte Luft zu entziehen. Nach Bunsen soll letztere jedoch noch nicht 2 Proc. des Wasservolumens betragen. Die Trommel besteht entweder in einem gewöhnlichen Holzbottich oder in einem gußeisernen Kasten oder cylindrischem Gefäße. Auf je eine Einfallröhre erhält die Trommel einen Fassungsraum von 0,6 bis 1 cbm, dessen kleinere Hälfte zur Aufnahme des Windes dient. Die Windpressung, welche man durch diese Gebläse erlangt, ist 0,6 bis 1 m Wassersäule, das Gefälle derselben 5 bis 10 m, die Aufschlagwassermenge pro Minute 0,06 bis 0,1 cbm, und die von derselben gelieferte Windmenge pro Minute 0,04 bis 0,12 cbm.

Der Wirkungsgrad dieser Gebläse ist nach D'Aubuisson sowie nach Thibaud und Tardy\*) nur 0,10 bis 0,15; und soll nach neueren Versuchen von Rittinger sogar nur 0,05 betragen\*\*).

Die schönsten Wassertrommelgebläse hat der Verfasser auf der Eisenhütte zu Lauffen am Rheinfall bei Schaffhausen vorgefunden. Mit diesen Gebläsen wurden nicht nur zwei Frisch- und ein Stahlfeuer, sondern auch der Hohofen mit Wind versorgt. Das Gebläse für den letzteren bestand aus fünf gußeisernen Einfallröhren von circa 0,2 m Weite, welche in einem ausgemauerten, mit einer Eisenplatte bedeckten Bassin ausmündeten.

Nach den bekannten Principien der Hydraulik läßt sich die Theorie der Wassertrommelgebläse wie folgt entwickeln. Es sei *a* die Tiefe der Trichtermündung und also auch die der Saugröhren unter dem Oberwasserspiegel,

\*) S. Annales des Mines, T. VIII, und Karstens Archiv, Bd. 8.

\*\*) S. die österreichische Zeitschrift für Berg- und Hüttenwesen, Jahrgang 1856, Nr. 35.

$b$  der durch die Höhe einer Wassersäule gemessene äußere Luftdruck,  $x$  der auf gleiche Weise gemessene Luft- und Wasserdruck an der gedachten Einmündung im Innern der Saugröhre; ferner  $\varepsilon$  das Verhältniß der Dichtigkeit des Wassers zu der der eingesaugten Luft,  $v$  die Geschwindigkeit des Wassers und  $v_1$  die der Luft beim Eintritte in den Raum unter dem Halse des Trichters. Dann ist

$$b + a - x = \frac{v^2}{2g} \dots \dots \dots (1)$$

$$b - x = \frac{v_1^2}{2g\varepsilon} \dots \dots \dots (2)$$

Bezeichnet ferner  $F$  den Querschnitt des Halses oder der Einmündung für das Wasser und  $F_1$  die Summe der Querschnitte der Sauglöcher, sowie  $Q$  das Aufschlagwasser und  $Q_1$  die eingesaugte Windmenge, so ist

$$Q = Fv \dots \dots \dots (3)$$

und

$$Q_1 = F_1 v_1 \dots \dots \dots (4)$$

Ist  $G$  der Querschnitt der Einfallröhre und  $w$  die Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser und die Luft gemeinschaftlich in derselben niedersinken, so gilt auch die Gleichung:

$$Fv + F_1 v_1 = Gw \dots \dots \dots (5)$$

Die Einfallröhre, deren Höhe  $a_1$  von der Einmündung der Sauglöcher bis zu dem Unterwasserspiegel außerhalb der Trommel gemessen wird, ist theils mit Wasser, theils mit Luft erfüllt; nimmt man an, daß das erstere im Ganzen die Höhe  $y$ , und die letztere im Ganzen die Höhe  $z$  einnehme, so können wir

$$y + z = a_1 \text{ und } \frac{y}{z} = \frac{Q}{Q_1}$$

setzen, so daß nun

$$y = \frac{Q a_1}{Q + Q_1} \text{ und } z = \frac{Q_1 a_1}{Q + Q_1} \dots \dots \dots (6)$$

folgt.

Endlich ist; wenn man den Wassermanometerstand oder die Tiefe des Wasserspiegels innerhalb der Trommel unter dem Unterwasserspiegel außerhalb derselben durch  $h_1$  bezeichnet und annimmt, daß das Gefälle  $z$  von den Wasser- und Luftwirbeln aufgezehrt werde, zu setzen

$$Q(x + y - b) + Q_1[x - (b + h_1)] \\ = Q \left( \frac{w^2 - v^2}{2g} + \frac{(v - w)^2}{2g} \right) + \frac{Q_1}{\varepsilon} \left( \frac{w^2 - v_1^2}{2g} + \frac{(v_1 - w)^2}{2g} \right) \quad (7)$$

weil das Wasserquantum  $Q$  beim Niedersinken in der Einfallröhre aus der

Pressung  $x + y$  in die von  $b$  und das Luftquantum  $Q_1$  aus der Pressung  $x$  in die von  $b + h_1$  übergeht, weil ferner hierbei das Wasser mit der Geschwindigkeit  $v$  und die Luft mit der Geschwindigkeit  $v_1$  Zutritt, und beide Geschwindigkeiten plötzlich in die Geschwindigkeit  $w$  übergehen, welche auch zugleich die Geschwindigkeit des Wassers und der Luft beim Austritte aus der Röhre ist.

Giebt man  $Q, Q_1, F$  und  $a$ , so läßt sich nach den Gleichungen (1, 2, 3, 4) berechnen:

$$v = \frac{Q}{F},$$

$$x = b + a - \frac{v^2}{2g},$$

$$v_1 = \sqrt{2g \varepsilon (b - x)},$$

$$F_1 = \frac{Q_1}{v_1}.$$

Ist noch der Querschnitt  $G$  und die Länge  $a_1$  der Einfallröhre gegeben, so bestimmt sich mittelst der Gleichungen (5) und (6)

$$w = \frac{Q + Q_1}{G}$$

$$y = \frac{Q a_1}{Q + Q_1},$$

und mittelst der Gleichung (7) der Manometerstand:

$$h_1 = \frac{Q}{Q_1} \left( y - (b - x) + \frac{w(v - w)}{g} \right) - (b - x) + \frac{w(v_1 - w)}{\varepsilon g}.$$

Das ganze Gefälle des Gebläses ist

$$h = a + a_1,$$

und der Wirkungsgrad desselben:

$$\eta = \frac{Q_1 h_1}{Q h} = \frac{Q_1}{Q} \frac{h_1}{a + a_1}.$$

Um den Wasserstoß beim Eintritte in die eigentliche Einfallröhre zu vermeiden, muß man  $w = v$ , und folglich

$$G = \frac{Q + Q_1}{v} = F + \frac{Q_1}{v}$$

machen.

In der Regel fällt dann auch noch das Glied  $\frac{w(v_1 - w)}{\varepsilon g}$  klein genug aus, um es außer Acht lassen zu können, daher hat man dann einfach:



$$h_1 = \frac{Q}{Q_1} y - \frac{Q + Q_1}{Q_1} (b - x) = \frac{Q^2 a_1}{Q_1 (Q + Q_1)} - \frac{Q + Q_1}{Q_1} (b - x),$$

und

$$\eta = \left( \frac{Q^2 a_1}{Q + Q_1} - (Q + Q_1) (b - x) \right) : Qh = \frac{Q^2 a_1 - (Q + Q_1)^2 (b - x)}{Q (Q + Q_1) h}.$$

Man ersieht aus dieser Formel, daß der Wirkungsgrad eines Wassertrommelgebläses um so größer ausfällt, je größer die Länge  $a_1$  der Einfallröhre, je kleiner also die Tiefe  $a$  der Trichtermündung unter dem Oberwasserspiegel, und je kleiner die Windmenge  $Q_1$  in Hinsicht auf die Wassermenge  $Q$  ist, ferner je mehr sich der innere Luft- und Wasserdruck  $x$  dem äußeren Luftdrucke  $b$  nähert und je mehr das Gebläse Gefälle hat. Ist  $Q_1$  und  $b - x$  sehr klein, so hat man:

$$\eta = \frac{Q a_1}{(Q + Q_1) h}.$$

Beispiel. Ein Wassertrommelgebläse soll bei einem Gefälle  $h = 8$  m und einem Aufschlagquantum  $Q = 0,05$  cbm pro Secunde eine Windmenge  $Q_1 = 0,1$  cbm liefern; welche Pressung wird von dem Winde und welcher Wirkungsgrad von dem Gebläse zu erwarten sein?

Giebt man dem Halse oder der Ausmündung des Trichters eine Weite von  $0,12$  m, also einen Querschnitt von  $0,0113$  qm, so hat man die Geschwindigkeit des Wassers beim Durchgange durch die Mündung

$$v = \frac{Q}{F} = \frac{0,05}{0,0113} = 4,42 \text{ m.}$$

Soll die hydraulische Druckhöhe  $x$  des Wassers an der Mündung nur etwa  $0,34$  m kleiner sein, als die Wasserbarometerhöhe  $b = 10,34$  m, setzt man also  $x = 10$  m voraus, so folgt die Tiefe  $a$  der Trichtermündung unter dem Oberwasserspiegel

$$a = \frac{v^2}{2g} - (b - x) = \frac{4,42^2}{2 \cdot 9,81} - 0,34 = 0,656 \text{ m.}$$

Ferner folgt mit  $\varepsilon = 800$  die Geschwindigkeit der durch die Seitenlöcher strömenden Luft

$$v_1 = \sqrt{2g\varepsilon(b-x)} = \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 800 \cdot 0,34} = 73,05 \text{ m,}$$

und daher der erforderliche Querschnitt der Saugmündungen

$$F_1 = \frac{Q_1}{v_1} = \frac{0,1}{73,05} = 0,00137 \text{ qm.}$$

Giebt man der Einfallröhre einen Durchmesser von  $0,20$  m, also  $0,0314$  qm Querschnitt, so erhält man die Geschwindigkeit der Luft und des Wassers in der Einfallröhre zu

$$w = \frac{Q + Q_1}{G} = \frac{0,15}{0,0314} = 4,78 \text{ m.}$$

Die Länge der Einfallröhre ist

$$a_1 = h - a = 8 - 0,656 = 7,344 \text{ m,}$$

und die Höhe der Wassersäule in derselben

$$y = \frac{Q a_1}{Q + Q_1} = \frac{0,05 \cdot 7,344}{0,15} = 2,448 \text{ m.}$$

Noch ist

$$\frac{w(v-w)}{g} = \frac{4,78(4,42 - 4,78)}{9,81} = -0,176 \text{ m}$$

und

$$\frac{w(v_1-w)}{\varepsilon g} = \frac{4,78(73,05 - 4,78)}{800 \cdot 9,81} = 0,042 \text{ m,}$$

daher folgt der Manometerstand oder die durch eine Wassersäule gemessene Wind-  
pressung:

$$\begin{aligned} h_1 &= \frac{Q}{Q_1} \left[ y - (b-x) + \frac{w(v-w)}{g} \right] - (b-x) + \frac{w(v_1-w)}{\varepsilon g} \\ &= \frac{0,05}{0,1} (2,448 - 0,34 - 0,176) - 0,34 + 0,042 = 0,668 \text{ m,} \end{aligned}$$

und der Wirkungsgrad des Gebläses

$$\eta = \frac{Q_1 h_1}{Q h} = \frac{0,1 \cdot 0,668}{0,05 \cdot 8} = 0,167.$$

In Folge der Nebenhindernisse wird der Nutzeffect aber noch beträchtlich kleiner  
ausfallen.

Anmerkung. In welcher Weise man nieder sinkendes Wasser zur Com-  
pression von Luft verwendet hat, wurde schon in §. 165 gelegentlich der Höll-  
schen Luftmaschine angeführt.

**Dampfstrahlgebläse.** In der neueren Zeit hat man auch die Wir- §. 214.  
kung der Dampfstrahlen dazu benutzt, Luft anzusaugen und in eine gewisse  
Pressung zu versetzen. Während zuerst (1870) von W. Siemens in  
London die Anwendung des Dampfstrahls hierzu benutzt worden ist, haben  
sich insbesondere die Gebrüder Körting in Hannover die Ausführung von  
Dampfstrahlgebläsen für die verschiedensten Zwecke der Technik angelegen  
sein lassen. Die Wirksamkeit dieser Apparate ist derjenigen der im §. 163  
besprochenen Injectoren analog. Auch hier wird der Dampf nach einer  
durch ein conisches Ventil regulirbaren Düse geführt, durch welche er mit  
einer seiner Spannung entsprechenden Geschwindigkeit ausströmt, dabei die  
durch eine größere Anzahl von Saugdüsen hinzutretende Luft mit sich fort-  
reißend und durch ein Abgangrohr fortdrückend. Die hierdurch erzeugte  
Pressung ist zwar immer nur eine sehr geringe, doch empfiehlt sich der  
Apparat vermöge seiner großen Einfachheit der Ausführung, Aufstellung und  
Handhabung in allen Fällen, in denen eine geringe Pressungsdifferenz  
genügt. So sind diese Apparate namentlich zur Grubenventilation, ferner  
als Zugbeförderung der Schornsteine und als Unterwindgebläse für Gas-  
generatoren, Schweiß- und andere Flammöfen vielfach mit Vortheil zur An-  
wendung gekommen, auch zum Absaugen des Gases aus den Retorten der

Gasanstalten hat man sie vortheilhaft verwendet. Ihrer Anwendung als Schmiedegebläse dürfte der bedeutende Feuchtigkeitsgehalt des erzeugten Windes hindernd im Wege stehen, denn wenn die genannten Constructeure auch durch sehr sinnreiche in die Windleitung eingeschaltete Apparate das

Fig. 873.

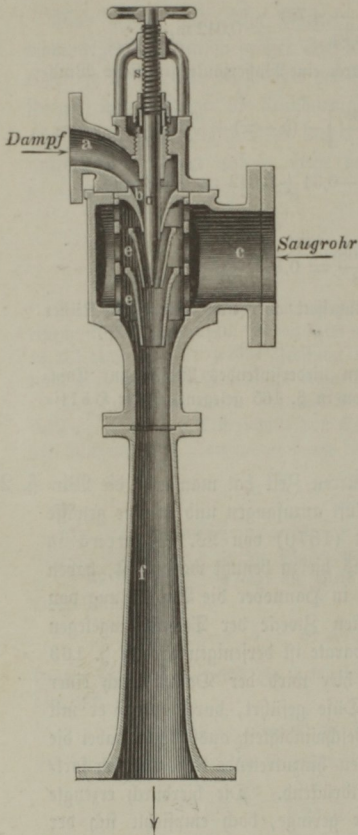
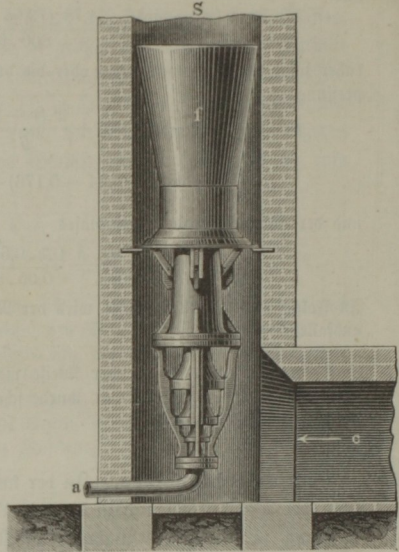


Fig. 874.



mechanisch mitgerissene Condensationswasser bis zu gewissem Grade zurückhalten können, so ist doch der Wind immer noch ein mit Wasserdämpfen gesättigter. Bei der Verwendung dieser Strahlapparate für die Condensatoren der Dampfmaschinen ist es indessen kein Dampfstrahl, sondern der Strahl des Injectionswassers, durch dessen lebendige

Kraft das Vacuum im Condensator erzeugt wird, so daß diese Einrichtung im Wesentlichen mit der Thomson'schen Strahlpumpe (s. S. 163) auf gleichem Principe beruht.

Von den mancherlei Anwendungsarten der Körting'schen Strahlgebläse mögen im Folgenden nur einige der hauptsächlichsten angeführt werden.



Aus Fig. 873 ist die innere Einrichtung eines Strahlgebläses ersichtlich, welchem durch das Rohr *a* der Dampf zugeführt wird, der durch die Düse *b* ausströmt, deren Oeffnung durch den conischen Dorn *d* mittelst der Schraube *s* regulirt werden kann. Die durch das Saugrohr *c* eintretende Luft wird durch die Saugdüsen *ee*, deren Anzahl zuweilen drei, vier und noch mehr beträgt, angesaugt und gelangt mit dem Dampfe zusammen durch das Rohr *f* nach der Windleitung.

Fig. 875.

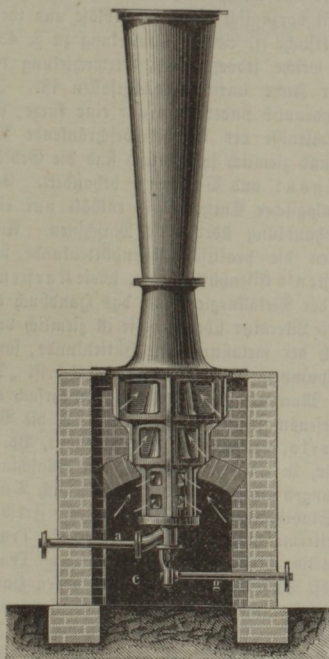
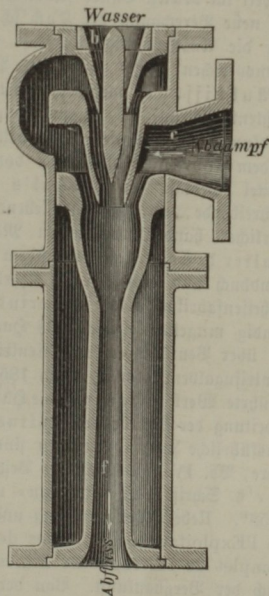


Fig. 876.



In welcher Weise dieser Apparat als Schornsteinventilator Verwendung findet, zeigt Fig. 874, wo das Ansaugen der Feuergase aus dem Fuchscanale *c* geschieht, und der Schornstein *S* als Fortsetzung der Windleitung *f* anzusehen ist. Ebenso zeigt Fig. 875 einen Exhaustor für Gruben, welcher die aus der Strecke *c* hinzutretenden Wetter auszieht. Die Spindel *g* dient hier zur Regulirung des Querschnittes der Dampfdüse.

Schließlich ist noch in Fig. 876 die Einrichtung eines Strahlcondensators dargestellt, bei welchem das durch die Düse *b* eingeführte Injections-

wasser den durch *c* hinzutretenden Abdampf der Dampfmaschine condensirt, worauf das condensirte und eingespritzte Wasser und die dem Wasser beigemengte Luft durch das Rohr *f* fortgedrückt wird, so daß hierdurch die Nothwendigkeit einer besonderen Luft- und Warmwasserpumpe entfällt.

Schlussanmerkung. Da die benutzten einzelnen Abhandlungen über die Gebläse- und Wettermaschinen schon angeführt worden sind, so bleibt nur noch übrig, die hauptsächlichsten Schriften und zumal die vollständigen Werke über diese Maschinen zu citiren. In den älteren Werken über Mechanik ist über Gebläse- und Wettermaschinen nichts oder nur wenig enthalten. Gerstner behandelt im dritten Bande seiner Mechanik vorzüglich die Kastenengebläse und theilt eine neue Berechnung der Koch'schen Versuche (s. Bd. I, Anmerkung zu S. 431) über die Ausströmung der Luft mit, welche jedoch wegen Verwechslung des Hannover'schen Fußes mit dem Pariser Fuße unrichtig ausgefallen ist. In D'Aubuisson's mehrfach citirter Hydraulik findet man nur eine kurze, sich größtentheils auf die Ausströmungsverhältnisse des Windes beschränkende Abhandlung über Gebläse. Ausführlicher und ziemlich systematisch sind die Gebläse in dem Cours des Machines von Rigout und Bergery behandelt. Der Artikel „Gebläse“ in Pechtl's technologischer Encyclopädie enthält nur eine beschreibende und zusammenstellende Abhandlung über diese Maschinen. Ausführlicher handelt von diesen Maschinen die praktische Eisenhüttenkunde von Walter de Saint-Ange, nächstdem Karsten's Eisenhüttenkunde, sowie Karsten's Handbuch und Scheerer's Lehrbuch der Metallurgie, und das Handbuch der Roheisenfabrikation von Valerius. Die Literatur über Gebläse ist ziemlich vollständig mitgetheilt in Kerl's Handbuch der metallurgischen Hüttenkunde, sowie die über Ventilatoren und Centrifugalpumpen in Rittinger's Schrift „Die Centrifugalventilatoren, Wien 1858“. Man sehe ferner das schon mehrfach angeführte Werk v. Hauer's, die Hüttenwesensmaschinen, sowie Ledebur, die Verarbeitung der Metalle und Lottner-Serlo, Leitfaden zur Bergbaukunde, Bd. II. Ausführliche Literaturangaben finden sich in Rühlmann's Allgem. Maschinenlehre, Bd. IV. Vollständige Beschreibungen einiger Gebläse enthält auch Tunner's Schrift „die Stabeisen- und Stahlbereitung in Frischherden, Freiberg 1858“. Ueber Wetterführung und Wettermaschinen handelt Ponson's *Traité de l'Exploitation des Mines de Houille*, Tom. II, sowie Combes' *Traité complet de l'Aérage des Mines*, nebst Supplement, sowie auch dessen Handbuch der Bergbaukunst. Von der Ventilation der Gebäude u. s. w., sowie von den hierbei angewendeten Ventilatoren u. s. w. findet sich eine systematische Zusammenstellung und Beschreibung mit Abbildungen im 21. Jahrgange der allgemeinen Bauzeitung von Förster, Wien 1856. Mehrere wichtige praktische Mittheilungen und Bemerkungen über Gebläsemaschinen enthält Truran's Schrift „The Iron Manufacture of Great-Britain, 1855“. Ueber die Theorie der Ventilatoren ist außer den Schriften von Combes, Redtenbacher, Ponson, Rittinger u. s. w. noch Rejal's Abhandlung „die Berechnung des Nutzeffectes und Construction der Ventilatoren“, im polytechn. Centralblatt 1855, oder in den *Annales des Mines Sér. V, T. VI, 1854* nachzulesen. Siehe ferner Trajesner's theoret. und experiment. Untersuchungen über Wettermaschinen im zweiten Bande der *Mem. de la Société Roy. des Sciences à Liège*, deutsch im Ergänzungsbande der berg- und hüttenmännischen Zeitung von 1844. Ferner in den *Annales des Travaux publics de Belgique*, T. XI (1852 bis 1853):

Recherches expér. sur les Appareils destinés à l'Aérage par Jochams. Auch gehört hierher: Glépin's Mémoire sur les appareils appliqués à la ventilation des Mines, Mons 1844. Ueber verschiedene Systeme von Ventilatoren und Lüftungsmaschinen handelt Armengaud's Génie industriel 1854, auch Dingler's polytechn. Journal, Bd. 133, 1854.

Ein Schiele'sches Flügelgebläse, getrieben von einer Henschel'schen Turbine mit horizontaler Aufstellung, arbeitet auf dem Hammerwerke Mandelholz am Harz, s. Mittheilung des Gewerbevereins im Königreich Hannover 1858. Ueber die Centrifugalgebläse sind besonders anzuführen: Werner, Theorie der Turbinen, Kreiselumpen und Ventilatoren, Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1869 und Fink, Theorie und Construction der Kolben- und Centrifugalpumpen, der Turbinen, Ventilatoren und Erhaufstoren. Berlin 1878.





## Alphabetisches Sachregister.

Die angeführten Ziffern geben die Seitenzahl an.

### A.

- Abfall, 619.  
Abfallen (vom Winde), 709, 748.  
Abfallende Bahn, 349.  
Abkühlung, 1051, 1190.  
Abnutzung, 315.  
Abreißen des Kolbens, 860, 878, 971.  
Absperrventil, 465.  
Abtheilungen, wasserdichte, 684.  
Abtrifft, 694, 707.  
Accumulatoren, 116, 130, 988.  
Ächterlastig, 664.  
Ächtkuppler, 506.  
Adam's Arbüchsen, 507.  
Adhäsionsgewicht, 458.  
Adiabatische Linie, 1197.  
Agudio's Seilbetrieb, 598, 696.  
Allan'sche Couliße, 517, 562.  
Amerikanische Locomotive, 502, 567.  
Anfahrtswagen, 740, 744.  
Ankerseile, — Ketten, 742.  
Anlauf, Auslauf, 543.  
Anluven, 748.  
Anschlag säule, 620.  
Ansaugen, 535.  
Ansteigung, der Bahn, 349.  
Anzahl, der Kolbenspiele, 1169.  
Arbeit, der Gebläse, 1106.  
Archimedische Schraube, 724, 807.  
Archimedische Spirale, 88.  
Arther Bahn, 592.  
Atmosphärische Bahn, 603, 607, 1083.  
Aufbuchten, 677, 679.  
Aufgedüse, 1022.  
Aufhalttriemen, 328.  
Auflanger, 642.  
Aufnehmer, 765.  
Auftrieb, 621.  
Auf- und Abträge, 384.  
Aufzüge, 81, 97, 123, 126, 613, 632.  
Aufzüge, hydraulische, 48.  
Aufzüge, pneumatische, 145, 147.  
Aufzüge, Wirkungsgrad derselben, 150.  
Ausblasen, 1127.  
Ausbläserohr, 464.  
Ausfahren, 208.  
Ausflußmenge, 1156.  
Ausflußcoefficient, 858.  
Auslaßventil, 962.  
Auslauf, 1222.  
Auslaufarren, 320.  
Auslaufwände, 1225.  
Ausleger, 215.  
Außenzylinder, 549.  
Außenhaut, 643.  
Außenrahmen, 490.  
Auspritzhähne, 489.  
Austreten des Dampfes, 535.  
Aus- und Einrückzeuge, 97.  
Ausweichungen, 387.

Arbüchse, 333, 410.  
 Argen, 406.  
 Arhalter, — gabeln, 425.  
 Arholz, 333.  
 Ariale Geschwindigkeit, 727.  
 Arschenkel, 334, 409.  
 Arstod, 331.

**B.**

Baader'sches Gebläse, 1068.  
 Badbord, 755.  
 Badenbremse, 442.  
 Bagger, 997.  
 Baggereimer, 271.  
 Baggerleiter, 280.  
 Baggermaschine, 75, 98, 271, 280, 282,  
 289, 1037.  
 Bagger Schiff, 287.  
 Bahnräumer, 491.  
 Balanceruder, 750.  
 Balanciergewichte, 165.  
 Balancier, hydraulischer, 211, 937.  
 Balanciermaschine, 964.  
 Balancierventile, 835.  
 Balgen, 1052, 1078, 1168.  
 Balgenkopf, 1079.  
 Balkweger, 642.  
 Ballast, 660.  
 Bandage, 404, 405.  
 Bandseile, 165.  
 Bark, 704.  
 Barkholzplanen, 643.  
 Bauchwalzen, 165.  
 Baugrube, 280.  
 Baugrubentwässerung, 996.  
 Bauwinde, 108.  
 Beharrungszustand, 886.  
 Beißzange, 274.  
 Bekleidung, 643.  
 Bergbahnen, 457.  
 Bergfahrt, 576, 693, 714.  
 Berglocomotive, 569.  
 Bermen, 610.  
 Bernier's Winde, 94.  
 Besahnmast, 704.  
 Bessmergebläse, 1132.  
 Bessmerhütten, 123.  
 Bewachsen, der Schiffe, 684.

Bewegung, relative, 12.  
 Bewegung, der Luft, 1050.  
 Bewegung, des Wassers, 782.  
 Bewegungswiderstand, 685.  
 Binder, 620.  
 Bisselarm, — gestell, 507, 568.  
 Blaserohr, 464, 476.  
 Blattfedern, 338.  
 Blindage, 457, 487.  
 Blöcke, 3705.  
 Bobinen, 185.  
 Bockfahn, 261.  
 Bocklahm, 337.  
 Bockmaschinen, 181.  
 Bockschmel, 332.  
 Boden, doppelter, 643.  
 Bodenplanen, 643.  
 Bodenwrangen, 642.  
 Bogenfedern, 424.  
 Bogiegestell, 568.  
 Bohlenpumpe, 906.  
 Bramah's Presse, 107.  
 Bramah's Pumpe, 991.  
 Bramstenge, 703.  
 Bremsberg, 157.  
 Bremse, 74, 113, 122, 152, 182, 328,  
 440, 446, 532.  
 Bremseneinrichtung, selbstthätige, 185.  
 Bremsgehänge, 443.  
 Bremskloß, 442.  
 Brennherde, 1051.  
 Brennstoffaufwand, 1170.  
 Brigg, 705.  
 Bruchschlinge, 937.  
 Brückendurchlässe, 383.  
 Brückenschienen, 369.  
 Bruttotonnengehalt, 655.  
 Buchanan's Schaufelrad, 718.  
 Bürstenbesatz, 608.  
 Buffer, 416, 421, 425.  
 Bufferbohle, 490.  
 Bug, 642.  
 Bugfirboot, 692.  
 Bugspriet, 704.  
 Builder's old measurement, 656.

**C.**

Cagniardelle, 1255.  
 Californiapumpe, 909.



Centnermeile, 316.  
 Centralcurve, 525.  
 Centrifugalgebläse, 1051, 1220.  
 Centrifugalpumpen, 734, 784, 950.  
 Chinesisches Schöpfrad, 790.  
 Chinesische Winde, 84.  
 Clipper, 655.  
 Compaßcorrection, 685.  
 Compositivsystem (Schiffe), 684.  
 Compression, 518, 528, 535, 1124.  
 Compressionspumpe, 533.  
 Compressoren, 1190, 1193.  
 Comprimirte Luft, 304, 1027.  
 Condensator (Strahl-), 1281.  
 Condensatorventil, 962.  
 Condie'sches Dampfhammerystem,  
 301.  
 Construction der Ventilatoren, 1232.  
 Contredampf, 533.  
 Converter, 123.  
 Cornische Wasserhaltungsmaschine, 958.  
 Cornwaller Dampfmaschine, 959.  
 Couliße, 181, 255, 488, 516.  
 Cramptonage, 487.  
 Cycloide, 668, 717.  
 Cylinder, äußere, innere, 485.  
 Cylindergebläse, 1067, 1077, 1081,  
 1173, 1177.  
 Curvenwiderstand, 577.

## D.

Dämme, 384.  
 Dampfbremse, 182.  
 Dampfdom, 462, 466.  
 Dampföhre, 123.  
 Dampfesserspritze, 909, 918.  
 Dampfgetter, 949.  
 Dampfgebläse, 1172, 1177, 1183.  
 Dampföpel, 160, 181.  
 Dampfhammer, 300, 949.  
 Dampfhaspel, 181, 183.  
 Dampftrahn, 217.  
 Dampfklünste, 950.  
 Dampfmaschinenramme, 297, 305.  
 Dampfpumpe, 489, 949.  
 Dampftramme, 297, 949.  
 Dampfrolltrahn, 255, 282.  
 Dampfschiffe, 639, 774.

Dampfsteuermaschinen, 750.  
 Dampfstrahlen, 1052.  
 Dampfstrahlgebläse, 1279.  
 Dampfstrahlpumpe, 465.  
 Dampfwinde, 81.  
 Deckbalken, 642.  
 Deckungskreize, 518.  
 Deichsel, 322.  
 Deplacement, 640, 645, 651.  
 Deplacementscurven, 646.  
 Deplacementscala, 651.  
 Deplacementsstonne, 655.  
 Deutsche Hebelade, 6.  
 Dichtigkeit der Luft, 1051.  
 Differentialflaschenzug, 56, 61.  
 Differentialhaspel, 84.  
 Differentialschraubenwinde, 34.  
 Diffuser, 1225, 1237.  
 Directe Heizfläche, 475.  
 Docken der Schiffe, 680.  
 Dohlen, 617.  
 Doppelsebern, 455.  
 Doppelherzstück, 386.  
 Doppelklappe, 624.  
 Doppelsitzige Ventile, 838.  
 Doppelter Boden, 643, 653.  
 Doppeltwirkende Pumpe, 830, 852,  
 855.  
 Doppeltwirkendes Cylindergebläse, 1081.  
 Drahtseil, 75, 696.  
 Drehbaum, 620, 624.  
 Drehbrücke, 393.  
 Drehgestell, 505.  
 Drehtrahn, 215, 217, 225.  
 Drehscheibe, 392.  
 Drehscheit, 327.  
 Drehschemel, 327, 350, 502.  
 Dreiecksfeder, 416.  
 Drempel, 619.  
 Drops, 154.  
 Druckhebel, 917.  
 Druckpumpe, 849.  
 Druckzüge, 939.  
 Druckventil, 876.  
 Druckwerke, 914.  
 Druckwindfessel, 880.  
 Druckwirkung, 876.  
 Düse, 1069, 1079, 1097, 1099, 1152.  
 Durchbiegung, 418.