

Am stärksten geltend machen sich die bei den starren Gesperren die beiden Formen des sperrenden Körpers, bei welchen einmal eine Drehachse 3 des Ventils in endlicher Ferne liegt, wie beidemal in Fig. 1124, oder als in unendliche Ferne gerückt anzunehmen ist. Im ersteren Falle beschreiben alle Punkte des Ventils Kreise um Punkte der Achse, im anderen gerade Linien von gleicher Länge. Bei den Sperrklinken für starre Elemente ergaben sich hierfür die beiden Formen der Gelenkklinke und des Riegels.

Ausser der kreisförmigen und der geradlinigen Bewegung des Ventils sind aber noch mannigfache andere möglich, indessen nur einzelne davon praktisch werthvoll, am ehesten noch die schraubenförmige Bewegung, wobei wir niedere und höhere Schraubenform zusammenfassen dürfen, da die Zahl der Beispiele gering ist. Hiernach empfiehlt sich eine praktische Eintheilung der beiden Ventilgattungen in je drei Klassen, je nachdem die Ventile kreisförmig, geradlinig oder schraubenförmig bewegt werden. Danach zerfallen wir die Hebungsventile in

1. Klappen oder Gelenkventile,
2. Geradhübig Hubventile, Tellerventile, Rundventile,
3. Schraubenförmig gehende Hubventile,

und die Gleitungsventile in:

1. Hähne oder Drehschieber,
2. Geradhübig Schiebventile,
3. Schraubenförmig gehende Schiebventile.

Diese Eintheilung gibt, wenn sie auch nicht erschöpfend ist, den erwünschten Anhalt, die praktisch wichtigsten Ventile geordnet darzustellen, wenn wir uns gestatten, ungewöhnliche Bewegungsarten an die gewöhnlichen, als sie annähernd, anzuschliessen.

A. Hebungs- oder Hubventile.

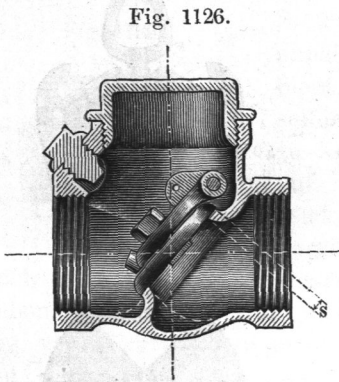
§. 366.

Gelenkventile oder Klappen.

In den Kolbenpumpen, welche, wie wir wissen, Flüssigkeitschaltwerke sind, finden die Klappen oder Gelenkventile sehr häufig Anwendung, vergl. §. 319. Oftmals wird bei ihnen der

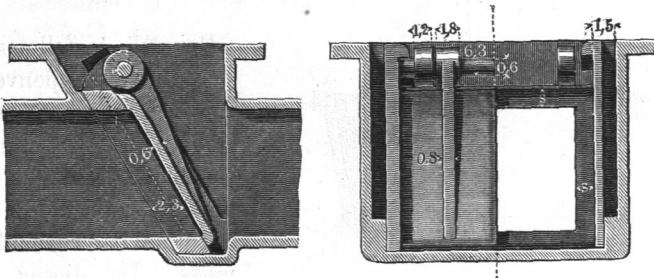
dichte Verschluss durch Einschaltung eines elastisch bildsamen Stoffes, wie Leder, Kautschuk u. dergl., herbeigeführt, vielfach aber auch Metalledichtung angewandt, namentlich, wo die zu fördernden Flüssigkeiten nicht durch harte kleine Körper verunreinigt sind. Schwierig bleibt es immer, die in §. 340 besprochenen Stossverluste, welche die Flüssigkeit beim Durchgang erleidet, klein zu halten; man fügt sich in der Regel darein, dass solche Verluste, namentlich oberhalb der Hebungsventile, stattfinden und vor allem bei tropfbar flüssigem Sperrkörper einen nicht unbedeutenden Arbeitsaufwand erfordern.

Eine Klappe mit Metalledichtung*), bei welcher versucht ist, der durchgehenden Flüssigkeit möglichst wenig Hindernisse entgegenzustellen, zeigt Fig. 1126. Das Gehäuse ist mit Schraubmuffen**) ausgerüstet; der aufgeschraubte Deckel gestattet Be-



sichtigung, ein Schraubenstöpsel bewirkt Hubbegrenzung des Ventils; eine nachgiebige Einlage zwischen Gelenkstück und Dichtungsplatte sichert das gute Anlegen der letzteren. Der Durchfluss würde noch mehr stossfrei werden, wenn man das untere Profil des Durchlasses den punktiert eingetragenen Linien folgen liesse.

Eine andere Klappe mit Metall-
dichtung bei rechteckigem
Durchlass zeigt Fig. 1127. Ventil und Sitz bestehen aus Bronze.
Der Ventilsitz wird durch zwei schmiedeiserne Keile festgehalten,



*) Pratt's sog. Geradwegsklappe. **) Nach Standmaass, S. 1012.

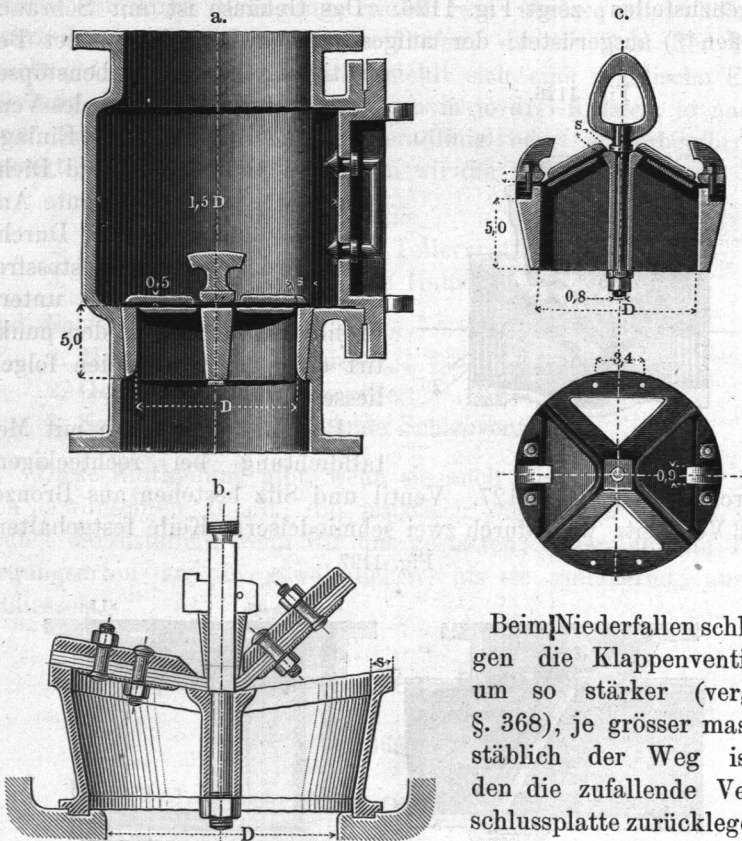
das Gehäuse durch einen hier weggelassenen Deckel geschlossen. Der Klappenachse gibt man in ihren beiden Lagern lothrecht zum Ventilsitz etwas Spiel, damit sich die Schlussfläche gut anlegen kann. Klappen der dargestellten Art sind bei Luftpumpen für Dampfmaschinen sowie für Vakuumpfannen im Gebrauch.

Für die Sitzbreite s erhält man brauchbare Werthe, wenn man bei der Lichtweite D des Sitzes nimmt:

$$s = 4 + \sqrt{D} \quad \dots \dots \dots (401)$$

Bei rechteckigem Durchlass wird hierin statt D die kleinere Rechteckseite eingesetzt.

Fig. 1123.



Beim Niederfallen schlagen die Klappenventile um so stärker (vergl. §. 368), je grösser massstäblich der Weg ist, den die zufallende Verschlussplatte zurücklegen muss. Da dieser Weg

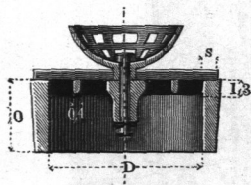
bei denselben Verhältnissen der Abmessungen proportional der wirklichen Grösse des Ventiles ist, sucht man die letztere da-

durch zu vermindern, dass man die Klappe in zwei oder mehrere auflöst.

Eine Doppelklappe in ihrem Gehäuse, für Schachtpumpen geeignet, zeigt Fig. 1128 a. Zur Linderung dient eine Lederplatte, zwischen eiserne Platten geschraubt, manchmal auch genietet. Die Ventilkastenthür folgt innen der Ründung des Kastens, um die Wasserstösse klein zu halten, und ist um Gehänge drehbar. Die Fanghörner des Ventils gestatten den Klappen 60° Oeffnung. b Doppelklappe etwas anderer Bauart, ebenfalls bei Schachtpumpen angewandt*); die Dichtungsplatte besteht aus drei Lederschichten. c vierfache Klappe. Die eingeschriebenen Verhältnisszahlen beziehen sich auf die Einheit s.

Fig. 1129 runde Kautschukklappe, bei Luftpumpen der Dampfmaschinen in vielfach bewährtem Gebrauch (vergl. auch

Fig. 1129.



S. 905). Die Klappe bewegt sich nur annähernd in kreisförmigen Bahnen; sie biegt sich nämlich beim Aufgehen schüsselförmig und wickelt oder rollt sich so zu sagen etwas auf ihren Fangtrichter auf. Ihrer hierfür erforderlichen Biegsamkeit wegen muss sie aber im Sitz durch ein Gitter gestützt werden; den-

noch muss man ihr, je nach der Grösse, 20 bis 30 mm Dicke geben. Neuerdings will man den Kautschuk hier durch die sog. vulkanisirte Faser ersetzen, welche angeblich für ihre Platten nur $\frac{1}{3}$ der Dicke der gleichgrossen Kautschukplatte erfordert**).

Das eben erwähnte Aufwickeln der Ventilplatte ist vollständig ausgebildet bei dem ledernen Rollschützen für rückschlächtige Wasserräder, Fig. 1130 a (a. f. S.), wobei die Annäherung an die kreisförmige Bewegung der Klappe nur von den, nahe beim Wicklungspunkt liegenden Querschnitten der Klappe gilt. Sehr gut benutzt ist das Verfahren des Aufwickelns bei dem aus steifen hölzernen Dauben zusammengesetzten sog. Vorhangschützen von Caméré***), Fig. 1130 b (a. f. S.). Das ganze Ventil besteht

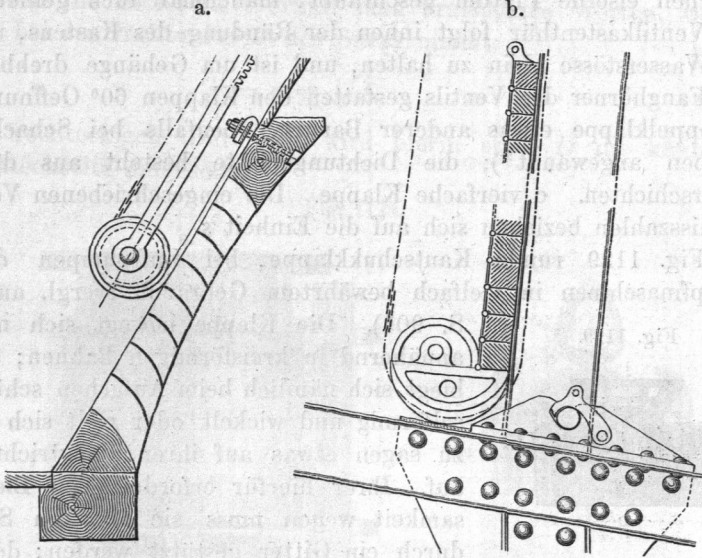
*) S. Riedler, Indikatorversuche an Pumpen und Wasserhaltungsmaschinen, München 1881, S. 34.

**) Geliefert von der *Vulcanized Fibre Company* in Neuyork, vertreten in England durch Mosses & Mitchell, Chiswell Street, London.

***)) Ingenieur en chef des Ponts et Chaussées in Frankreich. Die Franzosen haben den Wehr- und Schützenbau in hervorragender Weise ausgebildet.

hier aus einer Reihe von Klappen, welche durch bronzene Gelenkbänder von hier nur schematisch skizzirter Bauart zusammengehalten werden.

Fig. 1130.



Schöne Ausführung an dem Seeschleusenwerk in Genf (Passerelle de la Machine), wo vierzig solcher Vorhangschützen neben einander den rechten Rhonearm abzuschliessen vermögen. Das Aufrollen des Vorhangs wird mittelst der in der Figur angedeuteten Kette, die von einer fahrbaren Treibwinde gezogen wird, bewirkt. Bei gänzlichem Freilegen einer Reihe von Oeffnungen wird auch der Anschlagpfosten, der, wie dargestellt, unten gelenkig befestigt ist, niedergelegt, was mittelst einer zweiten Kette ausgeführt wird. Die Breite des einzelnen Vorhangs ist 1,12 m, Abstand der Gelenkbänder von Mitte zu Mitte 700 mm, Zahl der Dauben 39, Höhe jeder derselben 78 mm, Gesamthöhe des Vorhangs 3,345 m, Dicke der obersten Daube 60, der untersten 80 mm.

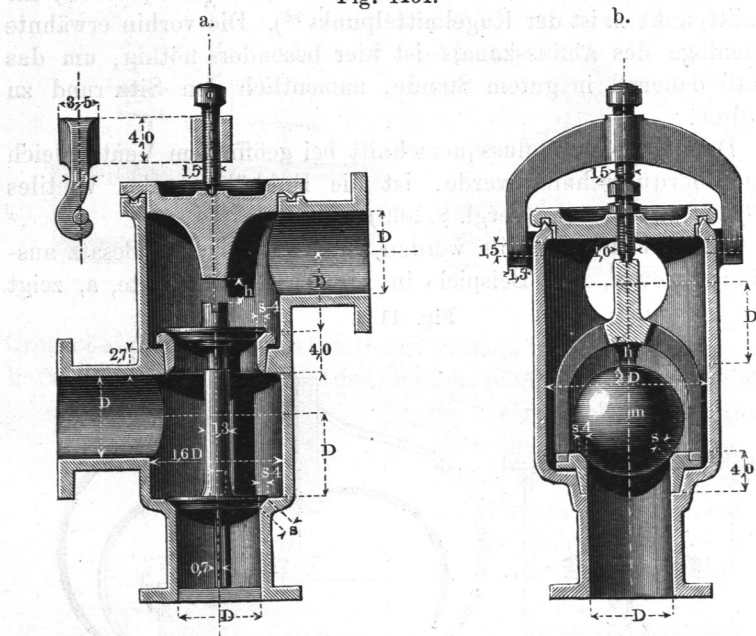
Das ausgezeichnete Genfer Wehrwerk, von welchem die hier berührte Schützenreihe nur einen kleinen Theil bildet, soll nach seiner 1889 bevorstehenden Fertigstellung laut einem interkantonalen Vertrag den Spiegel des Genfer Sees zwischen den Ständen 1,30 und 1,90 m des Genfer Rhonepegels — genauer des sog. Niton-Steines — halten. Im laufenden Jahre (1888), wo das Wehrwerk noch nicht vollendet ist, wurde bei heftigem Wasserzuwachs im Juni 1,95 m P. N. erreicht, aber nicht überschritten. Zwischen Oktober und Mai wird demselben Vertrag gemäss das ganze Vorhangwehr geschlossen gehalten. Uebelstände haben sich im Gebrauch des Vorhangwehrs gemäss den von mir an Ort und Stelle eingeholten Erkundigungen nicht herausgestellt.

§. 367.

Selbstthätige Rundventile.

Unter den geradlinig gehenden Hebungsventilen sind vielleicht am meisten die Kegelventile angewandt, wenigstens für kleinere Ausführungen. Zwei solche zeigt Fig. 1131 a in einer

Fig. 1131.



für Speisepumpen zweckmässigen Anordnung. Als Material dient, um dem Anrosten vorzubeugen, Bronze. Für das untere, das Saugventil, ist ein gusseiserner Ventilsitz angegeben. Will man auch hier Bronze anwenden, so kann man die Anschlussflächen beider Sitze so ausbohren, dass sie einem und demselben Kegelmantel angehören. Die Breite s der Dichtungsfläche kann nach (401) gewählt werden; auch beziehen sich auf diese Zahl wieder die beigeschriebenen Verhältnisszahlen. Gibt man der Projektion des Spiegelringes die Breite:

$$s_1 = s - 4 = \sqrt{D} \quad (402)$$

so fallen, wie üblich ist, die kleinen Ventile schärfer zugespitzt aus, als die grösseren. Beim Entwerfen des Ventilkastens ist

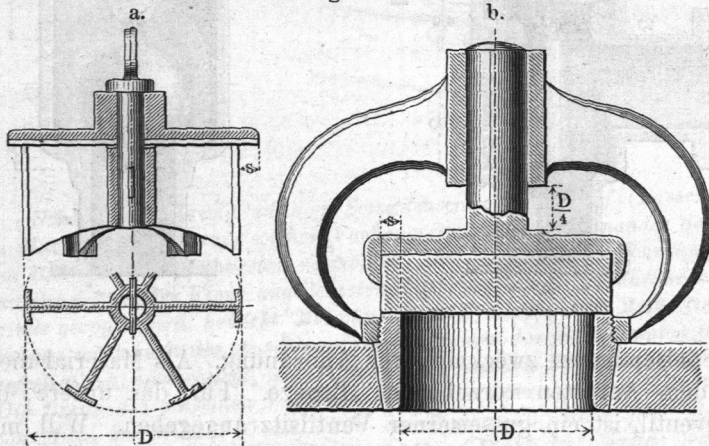
darauf zu achten, dass der etwa seitlich gelegene Abfluss oberhalb jedes Ventiles genügend hoch über den Ventilscheitel kommt, damit der Rückstrom das Ventil nicht zur Seite schleudern und unter Umständen festklemmen kann*). Der hier gezeichnete Deckelverschluss bedarf keiner Dichtungsmittel.

Fig. b Kugelventil. Sitzbreite s und Projektion s_1 , wie vorhin. Behufs Auffindung des passenden Kugeldurchmessers errichte man auf der Mitte der Spiegelschnitte Senkrechten; ihr Schnittpunkt m ist der Kugelmittelpunkt**). Die vorhin erwähnte Höhenlage des Abflusskanals ist hier besonders nöthig, um das Ventil dauernd in gutem Stande, namentlich den Sitz rund zu erhalten.

Damit der Durchflussquerschnitt bei geöffnetem Ventil gleich dem Rohrquerschnitt werde, ist die Hubhöhe h des Ventiles $= \frac{1}{4} D$ zu nehmen (vergl. §. 369).

Auch die Rundventile werden öfter mit weichem Besatz ausgeführt, wovon zwei Beispiele in Fig. 1132. Das erste, a, zeigt

Fig. 1132.



ein Ventil für Grubenpumpen mit Lederbesatz; zur Geradföhrung dienen Rippen, welche als Erweiterung und darauf folgende Auskehlung eines runden Föhrungsstiftes anzusehen, auch bei Kegelventilen sehr üblich sind. b Rundventil mit Kautschuk-

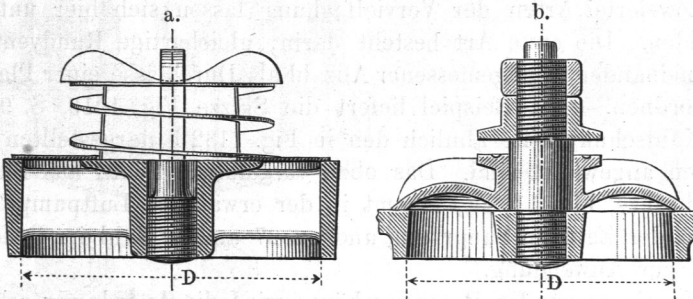
*) Vergl. Z. D. Ingenieure 1886, S. 97, wo so eingebaute Ventile Schollventile genannt werden.

**) Eine vorzügliche Einrichtung zum Abdrehen von Ventilkugeln ist die Weidmann'sche, s. Uhland, Prakt. Maschinenkonstrukteur 1870, S. 83, Taf. 24.

besatz; sehr ähnliche Ventile finden sich an den Pumpen von Gaskill in zahlreichen Ausführungen benutzt; alle metallischen Theile Bronze*).

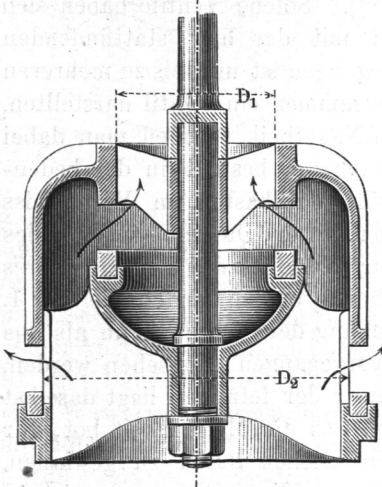
Häufig theilt man bei den selbstthätigen Rundventilen die Sitz- oder Spiegelfläche in zwei Theile, so bei dem Ringventil Fig. 1133 a, welches der Luftpumpe einer Corlissmaschine von

Fig. 1133.



Creuzot angehört. Hier ist statt des weichen Schlussstoffes ein sehr harter angewandt. Der Ventil Sitz besteht nämlich aus gewöhnlicher,

Fig. 1134.



die eigentliche Ventilplatte aber aus Phosphorbronze; die Platte wird durch eine starke flachwindige Schraubenfeder in die Schlusslage gedrängt. Fig. b zeigt ein anderes bronzenes Ringventil für Luftpumpen der Dampfmaschinen, auf englischen Seedampfern in vielbewährtem Gebrauch. Fig. 1134 Glockenventil, für Schachtpumpen viel benutzt; die beiden ringförmigen Sitzflächen sind hier in verschiedenen Ebenen angebracht. Als Dichtungstoff dient Eichenholz, mit der Hirnseite nach oben. Der Durchlass, welcher bei b

wesentlich nur am äusseren Ringe vor sich ging, findet hier am äusseren wie am inneren Sitzring statt. Der Ventilhub h , welcher

*) S. Engineering and Mining Journal, Neuyork 1886, April, S. 285.

einen Durchflussquerschnitt $\pi/4 D^2$ gestatten soll, fällt deshalb kleiner aus als vorhin, nämlich $= 1/4 D^2 : (D_1 + D_2)$.

Das Bestreben, die Hubhöhe der Ventile in Pumpwerken klein zu halten, hat auch bei den Rundventilen zu der im vorigen Paragraphen erwähnten Vervielfachung der Ventile für einen und denselben Durchflusskanal geführt und eine beträchtliche Zahl von mehrfachen Ventilen entstehen lassen.

Zweierlei Arten der Vervielfachung lassen sich hier unterscheiden. Die erste Art besteht darin, gleichartige Rundventile nebeneinander in angemessener Anzahl als Durchlässe einer Platte anzuordnen. Ein Beispiel liefert die Skizze Fig. 1016, S. 938, wo Kautschukventile ähnlich den in Fig. 1132 b dargestellten in Reihen angewandt sind. Das oben vorgeführte Ventil aus Phosphorbronze, Fig. 1133 a, kommt in der erwähnten Luftpumpe zu 38 an der Zahl im Saugraum, und zu 27 an der Zahl im Druckraum zur Anwendung.

In einem runden Pumpengehäuse wird die Anordnung schon schwieriger, zumal die Ventile auf gemeinschaftlichem, zum Herausheben geeigneten Sitz anzubringen sind. Fig. 1135 a zeigt ein 19faches Ventil aus dem Heidt-Schacht bei Hermsdorf*), b ein 21faches Kugelventil (beidemale ohne den Ventilkasten) aus dem Josephschacht in Frohnsdorf**). Solche Ventile haben sich ganz gut bewährt, weshalb man mit der hier stattfindenden Stromtheilung weiter und weiter gegangen ist und bis zu mehreren Hunderten von Ventilkugeln, die zusammen ein Ventil darstellten, gelangt ist. Fig. b lässt aber den Nachtheil, welchen man dabei in den Kauf nehmen muss, erkennen; er besteht in der bedeutenden Grösse, welche Ventil und Ventilkasten im Verhältniss zum Leitungsrohr erhalten müssen. Der Durchmesser D_k des Ventilkastens verhält sich hier zur Weite D des Leitungsrohres wie 500 mm : 184 mm, die Querschnitte beider danach wie 7,4 : 1.

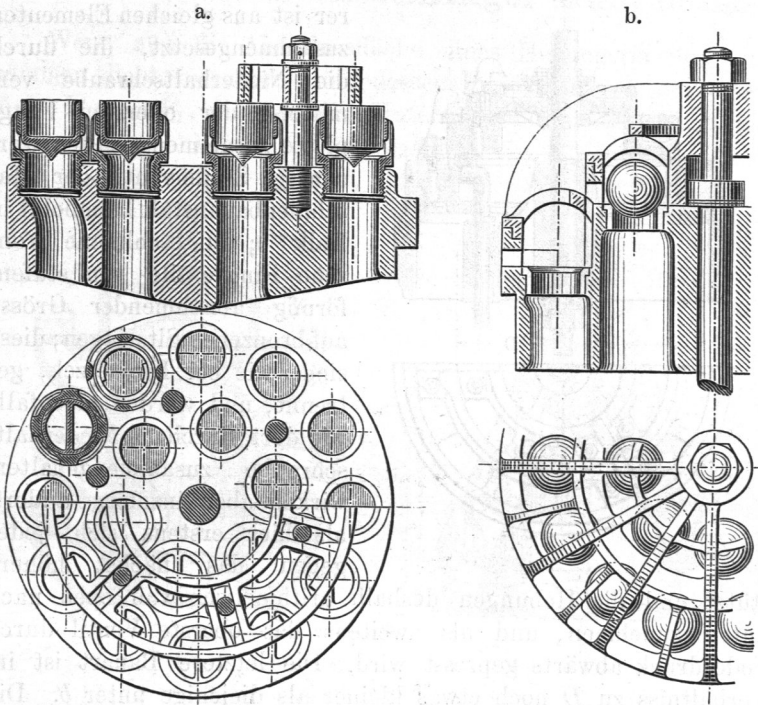
Die zweite Art der Vervielfachung der Ventile kann als aus dem Glockenventil Fig. 1134 hervorgegangen angesehen werden. Die nach innen gelegene Ausströmung der letzteren liegt daselbst oberhalb der äusseren; dies ist es, was die Möglichkeit bot, für die zweite Ausströmung den erforderlichen Raum zu gewinnen. Eine leichte Andeutung der Benutzung dieses Umstandes ist in der erhöhten Lage der inneren Kugelreihe bei dem Ventil

*) S. Riedler, Indikatorversuche etc. S. 27.

**) S. Riedler, Indikatorversuche etc. Blatt 11.

Fig. 1135 b zu erblicken. Indem man nun dieses Uebereinanderlegen der Durchflussöffnungen mehrfacher Ventile zum Grund-

Fig. 1135.



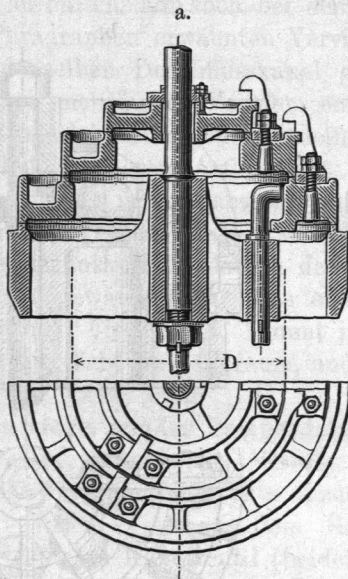
satz erhob, gelangte man bei den vielfachen Rundventilen zu hohen kegelförmigen oder konoidischen Ventilträgern mit ihren zahlreichen Einzelsitzen, bei Zugrundelegung der Ringventile aber zu den Stufenventilen*), in welchen Ringventile in angemessener Anzahl übereinander angeordnet werden. Fig. 1136 (a.f. S.) stellt drei Bauarten von Stufenventilen dar. a Stufenventil der grossen Wasserhaltungsmaschine der Grube Scharley-Tiefbau (1 m Pumpendurchmesser**); gusseiserne glockenähnliche Ringventile von stufenweis abnehmender Grösse sitzen hier unmittelbar eines

*) Das sprachlich ganz falsch gebildete und auch gänzlich entbehrliche Fremdwort „Etagen“-Ventil sollte man wohl aufgeben.

**) S. Riedler, Indikatorversuche etc. S. 21.

auf dem anderen. b Stufenventil von Thometzek *); sehr bewährt; geliderte ebene Ringventile von gleicher Grösse sitzen auf über-

Fig. 1136.



einander geordneten Spiegel-
flächen am Ventilsitz; letzter-
er ist aus gleichen Elementen
zusammengesetzt, die durch
die Niederhaltschraube ver-
mittelt der obersten Fang-
platte zusammengehalten wer-
den. c Stufenventil der Ma-
schinenbauanstalt Humboldt in
Kalk **); aufgeschliffene bron-
zene Ringventile von stufen-
förmig abnehmender Grösse
auf bronzenen Sitzringen; diese
sind, wie bei Thometzek, ge-
trennt, und werden, ebenfalls
wie dort, durch die Niederhalt-
schraube zusammengehalten,
wirken aber insofern anders,
als hier erstens sich jedes
gegen das nächst höhere

stützt und die Hebungen deshalb arithmetisch von oben nach unten zunehmen, und als zweitens das oberste Ventil durch Federdruck abwärts gepresst wird. Die letztere Bauart ist im Verhältniss zu D noch etwas kleiner als diejenige unter *b*. Die vorstehend dargestellten Stufenventile sind für Wasserpumpen bestimmt. Das Stufenventil eignet sich indessen auch ganz gut für Gebläse und zwar in einer der Maschinenbauanstalt Humboldt ***) patentirten Form, bei welcher die kegelförmigen Sitzkörper für Saug- und Druckventil konaxial ineinanderstecken (s. Waldästel am soeben a. O.).

*) Direktor Thometzek in Bonn hat meines Wissens zuerst die Stufen-Ringventile (1875) angegeben; seine Bauart derselben hat sich sehr bewährt und rasch verbreitet.

**) Eine sehr gute Zusammenstellung von Bauarten mehrfacher Ringventile, dabei zwölf Stufenventile, hat Ingenieur Waldästel unter dem Titel: „Ueber Ringventile für Pumpen und Gebläse“ in der Z. D. Ingenieure 1886, S. 935 gegeben.

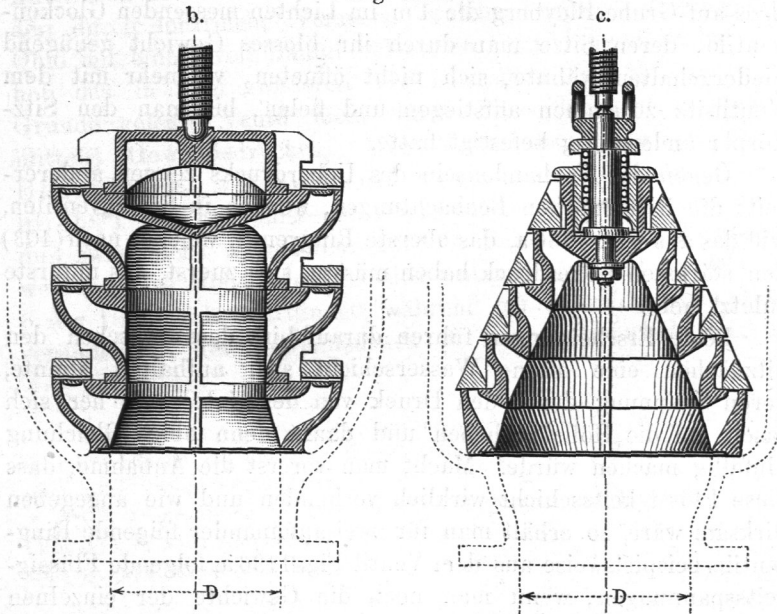
***) D. R. P. 33103.

§. 368.

Der Ueberdruck selbstthätiger Hubventile.

Wenn man die Abschlussfläche eines Hebungsventiles vollkommen dicht voraussetzt und dessen Projektion von der Ober-
säule her $= F_1$, die von der Untersäule her $= F$ ist, so hat

Fig. 1136.



man für den Augenblick des Gleichgewichts zwischen den Pressungen der beiden Säulen dicht vor der Hebung des Ventiles $pF = p_1 F_1$, wenn p und p_1 die zu den Flächen gehörigen Flächendrücke sind und das Gewicht des Ventilkörpers vernachlässigt oder als anderweitig aufgehoben angesehen wird. Aus der Gleichung kommt $(p - p_1) : p_1 = (F_1 - F) : F$ oder, wenn das Verhältniss $F_1 : F = \alpha$ gesetzt wird:

$$\frac{p - p_1}{p_1} = \alpha - 1 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (403)$$

Der Druck $p - p_1$ wird der Ueberdruck, das Verhältniss $(p - p_1) : p_1$ das Ueberdruckverhältniss oder auch kurz ebenfalls der Ueberdruck des Ventils genannt. Man hat nach demselben

vielfach die Brauchbarkeit verschiedener Ventilgattungen beurtheilt und berechnet und musste daraus unter anderem für das Glockenventil, Fig. 1134, ungünstige Schlüsse ziehen. Versuche an Pumpen grosser und kleiner Abmessungen haben aber gezeigt, dass der Ueberdruck nur in ganz geringem Maasse, wenn überhaupt, vorhanden sei*). Von anderer Seite wird das Vorhandensein des Ueberdruckes festgehalten**), immerhin auch dann als geringwerthiger bezeichnet, als obige Formel angibt.

Für Vorhandensein des Ueberdruckes scheint zu sprechen, dass auf Grube Bleyberg die 1 m im Lichten messenden Glockenventile, deren Sitze man durch ihr blosses Gewicht genügend niedergehalten währte, sich nicht öffneten, vielmehr mit dem Ventilsitz zusammen aufstiegen und fielen, bis man den Sitzkörper anderweitig befestigt hatte.

Gegen das Vorhandensein des Ueberdrucks zeugen andererseits die Riedler'schen Beobachtungen, wonach in Stufenventilen, wie das aus Fig. 1136 a, das oberste Ringventil, welches nach (403) den stärksten Ueberdruck haben müsste, sich zuerst, das unterste zuletzt hebt.

Beide Erscheinungen führen darauf hin, dass zwischen den Sitzflächen eine dünne Wasserschicht sich aufhalten könnte, deren Spannung durch den Druck von der Untersäule her sich rasch auf die Höhe p_1 heben und damit denn obige Gleichung hinfällig machen würde. Macht man vorerst die Annahme, dass diese Flüssigkeitsschicht wirklich vorhanden und wie angegeben wirksam wäre, so erhält man für zwei aufeinander folgende Ringventile, beispielsweise aus dem Ventil Fig. 1136 a, folgende Flüssigkeitsspannungen, wenn man noch die Gewichte der einzelnen Ventile, oben beginnend, mit G_1 und G_2 , ihre Projektionen mit F_1 und F_2 einführt:

$$p' = p_1 + \frac{G_1}{F_1} \quad \text{und} \quad p'' = p_1 + \frac{G_1 + G_2}{F_1 + F_2} \quad \dots \quad (404)$$

Nun zeigt sich bei Ermittlung der Ventilgewichte und Ventilflächen, dass unter Umständen $G_2:F_2$ grösser ist, als $G_1:F_1$,

*) Namentlich ginge dies aus den sehr schönen und zahlreichen Versuchen von Riedler, siehe die schon oben angezogene Schrift Indikatorversuche an Pumpen etc., hervor.

**) Siehe die eingehenden und umfangreichen Mittheilungen von Prof. C. Bach in der Z. D. Ingenieure 1886: Versuche zur Klarstellung der Bewegung selbstthätiger Pumpenventile.

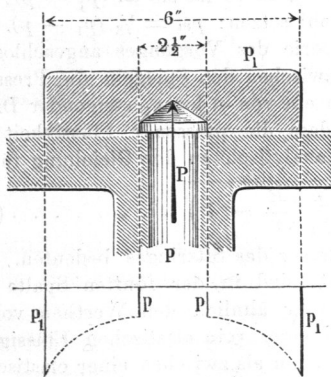
dann aber auch das ganze zweite Glied in dem Ausdruck für p''^*), wonach sodann p' die Widerstände zuerst überwinden muss. In dem Bleyberger Falle ist dagegen F_2 sehr viel grösser als F_1 , so dass dort p'' kleiner ausfällt als p' , somit sich das Aufsteigen des Ventilsitzes erklärt.

Das wirkliche Verhalten der Flüssigkeitsreste zwischen den Dichtungsspiegeln mag vielleicht nicht genau so sein, wie soeben vorausgesetzt, nähert sich aber wahrscheinlich den gemachten Annahmen in hohem Grade an. Dies scheint bestätigt zu werden durch lehrreiche Versuche, welche Professor Robinson in Ohio mit einem von Dampf belasteten Ventil angestellt hat. Er hob das in zwei grösseren Versuchsreihen den Messungen zu Grunde gelegte Ventil nicht durch Flüssigkeitsdruck, sondern mittelst Gewichtsdruckes. Die Versuche ergaben einen Ueberdruck, welcher weit unter dem Werthe $p_1 - p$ blieb**). Die Ergebnisse der Robinson'schen Versuche lassen sich nun zwar nicht unmittelbar auf die Pumpenventile übertragen, weil hier das Heben des Ventiles unter Steigerung des Druckes p der Untersäule stattfindet, während bei den Versuchen p unveränderlich, der Gewichtsdruck P nur veränderlich war und

*) Bei dem Ventil Fig. 1136 a wachsen die Verhältnisse zwischen Gewicht und Unterfläche bei den drei Ringen rund wie 50:76:85, wenn man von oben nach unten fortschreitet.

**) S. Transactions of the Am. Soc. of Mechanical Engineers 1882/83 (Vol. IV), S. 150, Robinson, Back pressure on valves, or the Equilibrium line by experiment and theory for broad seated valves. — Das Versuchs-

Fig. 1137.



ventil, Fig. 1137, hatte einen ebenen kreisringförmigen Sitz von 6" äusserem und 2,1" innerem Durchmesser, war oben mit Dampf vom Drucke p_1 , unten mit atm. Druck p belastet. p' bezeichnet in folgender Tafel den auf die Projektion der Muschel bezogenen Flächendruck, welcher aus der das Ventil hebenden Kraft P abzuleiten war, ferner a den Flächeninhalt, d den Durchmesser desjenigen Kreises, für welchen $a(p_1 - p) = P$ ist. Diesen Kreis nennt Robinson die Gleichgewichtslinie; derselbe ist stets weit kleiner, als die obere Projektion des Ventils.

man wohl nicht ohne weiteres das Eine für das Andere setzen darf. Folgt man indessen der von Robinson den Versuchen angeschlossenen Theorie, so gelangt man in der That zu dem, was oben nur vorläufig angenommen wurde, nämlich, dass sich bei Steigerung von p auf die Grösse p_1 zwischen den Spiegelflächen

$p_1 - p$ Pfund, Quadratzoll	p' Pfund, Quadratzoll	a Quadratzoll	d Zoll	d' Zoll
5	8	5,6	2,6	2,53
10	17	5,8	2,7	2,85
15	26	6,0	2,8	2,92
20	36	6,2	2,8	3,02
25	46	6,4	2,9	3,09
30	57	6,6	2,9	3,14
35	69	6,8	2,9	3,19
40	81	7,0	3,0	3,22
45	95	7,3	3,0	3,25
50	112	7,8	3,1	3,27
55	129	8,2	3,2	3,29
60	150	8,7	3,3	3,31
65	172	9,2	3,4	3,33
70	198	9,8	3,5	3,34
75	230	10,5	3,7	3,35

Die Zahlen unter a und d sind abgerundet. Man kann aus der Tafel den stattfindenden Ueberdruck leicht entnehmen. Bei $p_1 - p = 45$ Pfd. beträgt derselbe, da $d = 3 = \frac{1}{2} \cdot 6''$ ist, den vierten Theil von $p_1 - p$; bei $p_1 - p = 75$ ist er $= 0,38 (p_1 - p)$. Das Gesetz, nach welchem die Spannung zwischen die Spiegelflächen von der Grösse p_1 auf p herab abnimmt, ist nicht einfach. Die dasselbe darstellende Kurve ist nach der Abszissenachse hin gebogen, wie in Fig. 1137 angedeutet ist. Was die mittlere Spannung p_m betrifft, so ist diese nach der Tabelle bei $p_1 - p = 5$ von der Grösse $p_m = (p_1 - p) : 4,43$; bei $p_1 - p = 75$ ist sie $= (p_1 - p) : 2,36$. Für grobe Annäherungen kann man wohl setzen: $p_m = \frac{1}{3} (p_1 - p)$. An diese Versuche hat Robinson eine Theorie des Vorganges angeschlossen. Er nimmt an, dass am äusseren Rand zwischen den Spiegeln die Pressung p_1 , am inneren diejenige p , dazwischen ein von p bis p_1 steigender Druck herrsche. Unter der Voraussetzung, dass die pressende Flüssigkeit unzusammendrückbar sei, gelangt er rein analytisch zu der Gleichung für d :

$$d' = 2r \sqrt{\frac{R}{r} - \frac{p}{p_1} \left(\frac{R}{r} - 1 \right)} \dots \dots \dots (405)$$

worin auch R und r die beiden Halbmesser des Sitzringes bedeuten. Die Werthe d' , welche die Gleichung liefert, sind in der fünften Spalte der Tafel zusammengestellt. Sie wachsen sehr ähnlich den Werthen von d , sind aber nach Robinson's Ansicht bei einer rein elastischen Flüssigkeit 10 bis 15 Prozent zu gross. Der Dampf kann als zwischen einer elastischen und einer unelastischen Flüssigkeit stehend angesehen werden.

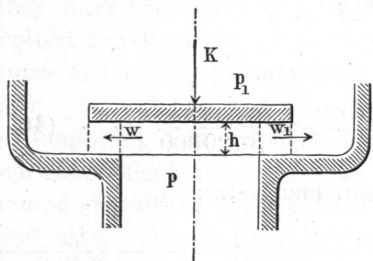
die Spannung p_1 herstellen müsse, indem Gleichung (405) für $p = p_1$ den Werth $d' = 2r$, d. i. Ueberdruck Null liefert. Damit würde denn Riedler's Schlussfolgerung, die er daraus zieht, dass der Indikator einen Ueberdruck nicht anzeigt, als richtig bestätigt sein. Auf jeden Fall leiten die vorhandenen Versuchsergebnisse dahin, dass der Ueberdruck, wenn überhaupt vorhanden, nicht gross sein kann und deshalb bei den üblichen Bauarten der selbstthätigen Ventile vernachlässigt werden darf. Die Robinson'schen Versuche und die daran geknüpfte Theorie gestatten auch, mit einer gewissen Genauigkeit den Druck zu ermitteln, bei welchem ein Sicherheitsventil sich zu heben beginnt.

§. 369.

Schliessungsdruck selbstthätiger Hubventile.

Die selbstthätigen Hebungsventile öffnen sich nach dem Vorstehenden leicht, wenn sie von der Untersäule her einen Druck erfahren, welcher denjenigen der Obersäule etwas übersteigt. Bei ihrer Verwendung in Pumpen sollen sie sich aber auch rasch wieder schliessen, sobald Hubwechsel des Kolbens eintritt. Dies gilt vor allem, worauf auch Riedler hinweist, von den Saugventilen, weil, wenn deren Schliessung verspätet eintritt, der bereits

Fig. 1138.



in Bewegung befindliche Kolben die zu hebende Flüssigkeitssäule mit Stoss treffen muss. Man hat deshalb den Saugventilen vor allem in dieser Beziehung Aufmerksamkeit zu widmen, wie sich auch bei der oben erwähnten Luftpumpe von Creuzot zeigt, indem diese nämlich 38 Saugventile neben 27 Druckventilen aufweist.

Damit die selbstthätige Auflüftung nicht zu hoch ausfalle und die Schliessung rasch vor sich gehe, soll das Ventil mit einem gewissen Druck K belastet sein, welcher entweder durch das Gewicht des Ventilkörpers, oder durch eine Feder, oder durch beides zusammen bewirkt wird. Derselbe ist hier zu ermitteln.

Wir haben bei dem in vorstehender Figur dargestellten ebenen Hebungsventil für den Druck der Untersäule:

$$p = p_1 + \frac{K}{F_1} = p_1 + q \quad \dots \quad (406)$$

wobei $p - p_1 = q$ den Schliessungsdruck auf den qmm (einen Flächendruck) bezeichnet. Bei der Höhe h und dem Umfang u des das Ventil einschliessenden Cylindermantels haben wir

$$w_1 h u = F v,$$

wenn w_1 die Abströmungsschnelle am äusseren Ventilrand, v die Zuströmungsschnelle in der Untersäule bezeichnet. Nun ist, wenn noch w die Abströmungsschnelle am inneren Ventilrand bedeutet, $w_1 = w \sqrt{F:F_1}$, das ist $w_1 = w:\sqrt{\alpha}$. Man hat aber:

$$w = \sqrt{2gh'} = \sqrt{2g1000q}$$

(da der Druck auf den qm = 1000 000 q = 10 000 . $h' : 10$ ist), also:

$$w_1 = \sqrt{\frac{2g1000q}{\alpha}}.$$

Dies eingesetzt, gibt

$$h u \sqrt{\frac{2g1000q}{\alpha}} = F v.$$

Nun wird verlangt, dass w und w_1 nicht zu gross ausfallen sollen, was sich auch so fassen lässt, dass $h u$ in einem voraus beurtheilbaren Verhältniss zu F stehen solle, welches Verhältniss gleich oder kleiner als 1 gefunden wird. $h u = \beta F$ einführend, erhalten wir

$$\beta \sqrt{\frac{2g1000q}{\alpha}} = v$$

oder, indem wir nun g mit 9,809 einsetzen,

$$q = \frac{\alpha v^2}{\beta^2 19618} = \frac{0,000051 \alpha v^2}{\beta^2} \sim \frac{\alpha}{\beta^2} \frac{v^2}{20000} \quad \dots \quad (407)$$

Man erhält aus dieser Formel, wenn man setzt:

$$\begin{array}{cccc} \beta = & 1 & \frac{3}{4} & \frac{1}{2} & \frac{1}{4} \\ q = & 0,00006 \alpha v^2 & 0,000107 \alpha v^2 & 0,00024 \alpha v^2 & 0,00096 \alpha v^2 \end{array}$$

worin v mit dem Maximum seines, während des Kolbenlaufes eintretenden Werthes einzuführen ist. Für numerische Ausrechnungen bedürfen wir noch der Werthe von α . Man hat für dieselben, wenn man die Sitzbreite s und, bei Kegelventilen, die Projektionsbreite s_1 aus (401) und (402) benutzt, was folgt.

Durchmesser $D =$		50	100	150	200	250	300	400
Sitzbreite $s =$		11	14	16	18	20	21	24
Projektion $s_1 =$		7	10	12	14	16	17	20
Kegelventil $\alpha =$		1,65	1,44	1,36	1,31	1,27	1,24	1,21
Planventil $\alpha =$		2,17	1,64	1,44	1,39	1,35	1,30	1,25

Hiermit können wir nun den Schliessungsdruck an Beispielen ermitteln.

1. *Beispiel.* Für ein Kegelventil von 100 mm unterem Durchmesser bedarf es, wenn die grösste Schnelle v in der Untersäule $= 2$ m und die Durchlassgrösse $hu = F$, also $\beta = 1$ werden soll, eines Schliessungs-Flächendrucks $q = 0,00006 \cdot 1,44 \cdot 4 = 0,0003456$ kg auf den qmm der Fläche F_1 , also eines Gesamtdrucks $K = \pi/4 (100 + 2 \cdot 10)^2 \cdot 0,0003456 = 11309,7 \cdot 0,0003456 = 3,91$ kg.

2. *Beispiel.* Beim Planventil für denselben inneren Durchmesser ist α mit 1,64 statt 1,44 einzuführen, womit $K = (1,64 : 1,44) 3,91 = 4,45$ kg.

Für Ringventile fällt das Berechnungsverfahren ähnlich aus und ist aus dem hier Durchgeführten abzuleiten. Unsere Formel (407) kann nur als ein annähernder Ausdruck gelten, da eine besonders einfache Ventilform zu Grunde gelegt ist, auch die durch die Strahlverbreiterung entstehende Druckverminderung unberücksichtigt geblieben ist. Immerhin zeigt sich, dass K oft recht gross gemacht werden muss.

Bei vorstehender Berechnung ist die lebendige Kraft der Wassersäule, welche durch den Kolben fortgeschaltet wird, nicht näher in Betracht gezogen worden. Diese lebendige Kraft kann aber unter Umständen ein Ventil noch offen halten, während der Kolben den Rückweg schon weit angetreten hat. Dies zeigte ich unter anderm deutlich an den grossen Pumpen der Grube Bleyberg, von welchen auf Seite 899 bemerkt wurde, dass sie den Füllungsgrad 1,04 gezeigt hätten. Wird das auf diese Weise bewirkte Offenhalten z. B. des Steigventils einer Tauchkolbenpumpe absichtlich herbeigeführt, indem man der Steigwassersäule eine entsprechende Schnelle ertheilt (enges Rohr), so kann es dahin gebracht werden, dass das Steigventil sich gar nicht mehr schliesst und deshalb auch ganz weggelassen werden kann. Dies hat zu der einventiligen Pumpe von Edmond Henry geführt, welche nur das Saugventil, kein Steigventil hat*). Wir können

*) S. Revue industrielle 1888, September, S. 342, wo eine vollständige Theorie dieser Pumpe gegeben ist.

dieses Wasserschaltwerk als ein Seitenstück zu dem auf S. 647 dargestellten Langen'schen Schwungradschaltwerk, Fig. 730 und 731 ansehen. Auch hier wird dem zu schaltenden Körper *a* eine so grosse lebendige Kraft beim Schalten ertheilt, dass er nur eine ganz geringe Verminderung der Fortschreitungschnelle erleidet, während der Schalter ausholt.

§. 370.

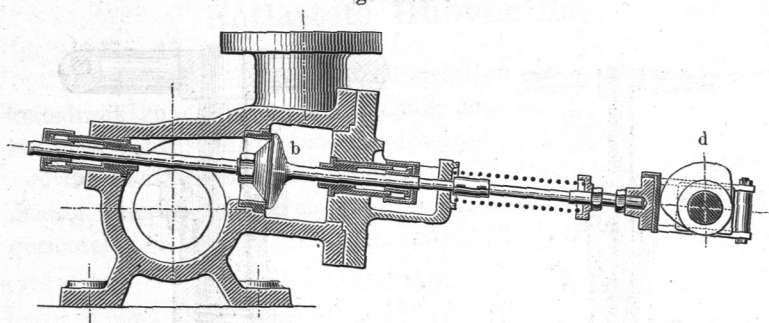
Gesteuerte Hebungsventile für Pumpen.

Aus dem Vorstehenden geht hervor und die in den letzten Jahren sehr zahlreich angestellten Versuche bestätigen es, dass man bei richtiger Belastung der Ventile, verbunden mit kleiner Hubhöhe derselben, die Flüssigkeitsstösse in Pumpen sehr vermindern und selbst für hohe Kolbenschnellen auf ein völlig unschädliches Maass herabzuziehen vermag. Die Hubverminderung mittelst der Vervielfachung der Ventile bringt es indessen mit sich, dass man ihr zuliebe die Abmessungen der Ventile sehr gross wählen muss. Man hat aus diesem Grunde wiederholt schon zu einem anderen Auskunftsmittel gegriffen, demjenigen nämlich, die Selbstthätigkeit der Ventile aufzugeben und sie zwangsläufig zu betreiben. Die beste Form scheint die zu sein, die Eröffnung selbstthätig vor sich gehen zu lassen, die Schliessung aber, als die am ersten Störungen verursachende Bewegung, durch ein Steuerungsgetriebe bewirken zu lassen. Bei Anwendung dieses Auskunftsmittels können die Ventile wieder klein gehalten werden, was in den meisten Fällen, wo es sich um grosse, starke Pumpwerke handelt, die erforderliche Zuthat an Triebwerk aufwiegt, vor allem da, wo Drehbewegung gegeben ist. Sehr lehrreiche Mittheilungen über den Gegenstand hat neuerdings Prof. Riedler veröffentlicht*). Fig. 1139 stellt ein Riedler'sches gesteuertes Druckventil der Wasserhaltungsmaschine am Wartinbergschacht dar. Der umlaufende Daumen *d* schliesst das Ventil *b* beim Hubwechsel rechtzeitig und lässt es beim Beginn der Druckbewegung sich vermöge des Druckes der Untersäule öffnen; Belastung *K* wegen Allmählichkeit der Eröffnung wird durch eine Schraubenfeder ausgeübt. Der Gang dieser und ähnlicher Ma-

*) S. Z. D. Ingenieure 1888, S. 481, Riedler, Unterirdische Wasserhaltungsmaschinen mit gesteuerten Ventilen.

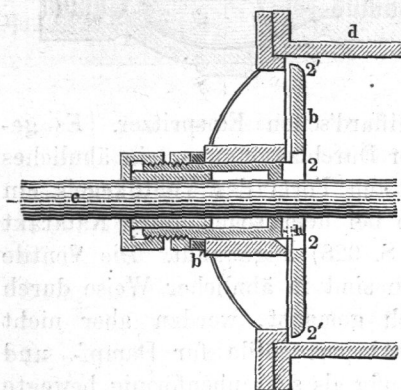
schinen hat sich als höchst befriedigend erwiesen. Wegen anderer Einzelheiten verweise ich auf die angeführte Quelle.

Fig. 1139.



Bei Gebläsen, namentlich solchen für hohen Druck, benutzt man ebenfalls jetzt vielfach Steuerung an Hubventilen, vor allem am Saugventil, welches, wie oben erwähnt wurde, der zwangsläufigen Führung am meisten bedarf. Fig. 1140 stellt die sehr einfache Betriebsweise des Ventiles *b* dar*).

Fig. 1140.



Die Kolbenstange *d* nimmt vermittelt der Reibung ihrer Stopfbüchse das mit letzterer aus einem Stück bestehende Ventil jedesmal bei dem Beginn eines Hubes um die Hubhöhe *h* mit, das eine mal beim Beginn des Saugens, das andere mal bei dem des Drückens. Vorbilder zu dieser Einrichtung kann man in gewissen physikalischen Luftpumpen als vorhanden erblicken.

§. 371.

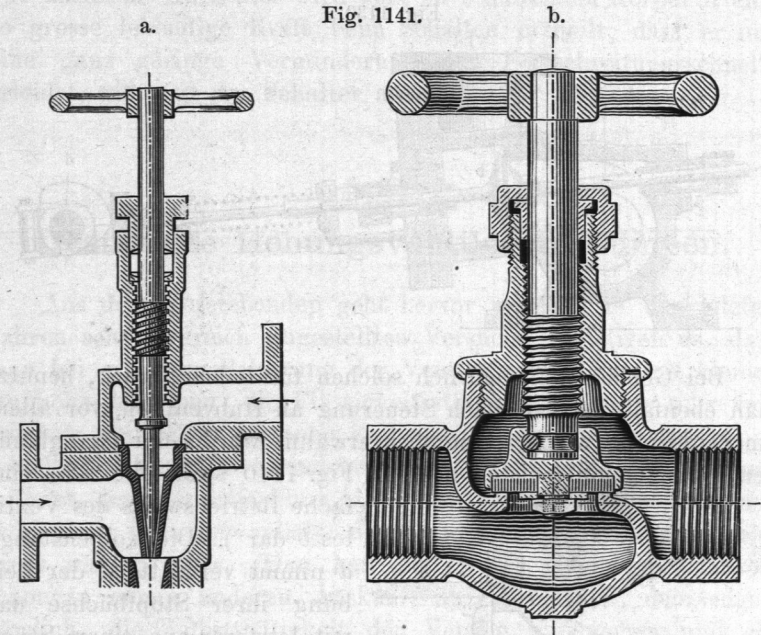
Schraubenförmig gehende Hubventile.

Die Bewegung eines Hubventiles in Schraubenlinien ist nicht so häufig wie die, bei den selbstthätigen Hubventilen sich ungezwungen anbietende geradlinige Bewegung; dafür ist sie aber um

*) An Luftpumpen von P. Blanchod & Cie in Vevey angewandt.

so mehr gebräuchlich bei Hubventilen, welche von Hand gestellt werden sollen. Fig. 1141 a zeigt ein Kegelventil mit Schrauben-

Fig. 1141.



bewegung, angewandt beim Giffard'schen Einspritzer. Es gestattet sehr feine Einstellung der Durchlassöffnung; ein ähnliches Stellventil, wegen der zugespitzten Form des Ventilkegels ein Nadelhahn genannt, findet man bei dem sogenannten Katarakt der Hubdampfmaschinen (vergl. S. 928) angewandt. Die Ventile an Gasregulatoren oder -Reglern sind in ähnlicher Weise durch konische Zuspitzung empfindlich gemacht, werden aber nicht durch Schrauben eingestellt. Absperrventile für Dampf- und Wasserleitungen werden sehr häufig als schraubenförmig bewegte Hubventile hergestellt. Ein Beispiel führt Fig. 1141 b vor. So lange das Ventil seinen Sitz nicht berührt, findet beim Heben wie Senken schraubenförmige Fortbewegung statt, die dann beim Anpressen der Liderung an den Sitz aufhört. Hier in unserm Beispiel ist die Liderungsplatte aus Asbestpappe hergestellt gedacht. Ventile wie das vorliegende nennt man Niederschraubhähne, und wenn sie, wie hier annähernd der Fall ist, im Mitteltheil des Gehäuses kugelig gestaltet sind, auch wohl Kugelhähne. Sie sind in ungemein grosser Zahl für Dampf- wie Wasserleitungen im Gebrauch.

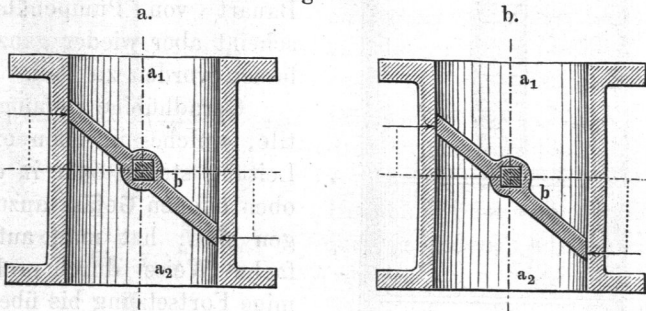
§. 372.

Entlastete Hubventile.

Die Aufgabe, ein unselbstthätiges Hebungsventil vom Flüssigkeitsdruck zu entlasten, wird häufig gestellt, wo leichtes Betreiben des Ventils durch äusseres Eingreifen stattfinden soll.

Bei den Gelenkventilen gelingt die Entlastung verhältnissmässig leicht durch Vereinigung zweier gleichen, entgegengesetzt gerichteten Klappen zur sogenannten Drosselklappe, Fig. 1142.

Fig. 1142.

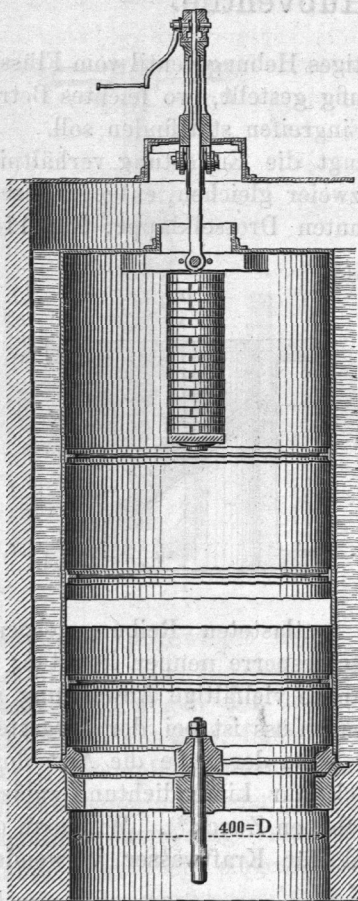


Sie ist das Seitenstück zu dem entlasteten Reibungsgesperre §. 250, welches wir deshalb Drosselgesperre nennen konnten; in Dampfmaschinen hat sie die bekannte vielfältige Anwendung als Regelungsventil gefunden. Ihr Verschluss ist bei der dargestellten Bauart mangelhaft, da in der Nähe der Nabe die Anschlussfläche kugelig sein muss, demnach nur Liniendichtung zulässt; er genügt indessen für den angegebenen Zweck*). Will man die Drosselklappe als Regelungsventil für Kraftwasser verwenden,

*) Die Revue industrielle hat unlängst (1888, 26. Mai, S. 205) bei einer längeren Besprechung der Drosselklappe die Bemerkung gebracht, dass die Dichtungsfläche so zu legen sei, wie Fig. 1142 b andeutet, um die Entlastung zu sichern. Beachtet man aber die, nach Robinson's wohlbegründeter Annahme (S. 1117) auf die Schlussflächen wirkenden Flüssigkeitspressungen, so erkennt man, dass diese nunmehr stark auf Eröffnung der Klappe hinwirken, wie in der Figur skizzirt ist. Eine derartige Einwirkung findet allerdings auch bei der obigen Anordnung statt, aber in weit geringerem Grade, und hört auf, sobald die Klappe nur mit feinem Spalt geöffnet wird. In diesem letzteren Falle tritt bei der Anordnung Fig. b ein starkes Drehmoment, welches auf Eröffnung hinwirkt, ein.

wie bei Turbinen wohl geschieht, so darf man nicht vergessen, dass sie dann grosse Stossverluste mit sich bringt (vergl. S. 340).

Fig. 1143.



Auch für selbstthätige Klappen mit ebenflächigem Sitz hat man die Entlastung nach Art der Drosselklappe versucht, und zwar schon früh, indem man dabei die Gegenklappe etwas kleiner liess, als die Hauptklappe, so dass Entlastung bis auf $\frac{3}{4}$ oder $\frac{7}{8}$ eintrat*). Diese Bauart von Pumpenklappen scheint aber wieder ganz verlassen worden zu sein.

Geradhubige Hebungsventile, welche in oben offener Leitung stehen oder in einem oben offenen Gefäss anzubringen sind, hat man auf einfache Weise durch rohrförmige Fortsetzung bis über den Flüssigkeitsspiegel entlastet. Ein auf diese Weise entlastetes Kegelventil für einen Schleusenumlauf (vergl. Fig. 993 bei b_1' und b_2') stellt Fig. 1143 dar. Dieses von Baumeister Cramer erfundene Ventil hat einen, aus Eisenblech hergestellten, das Oberwasser überragenden cylindrischen Mantel, dessen

äusserer Durchmesser gleich dem des Ventilkegels ist; das nicht unbedeutende Gewicht des Ventilkörpers wird durch Gegengewichte bis auf einen kleinen Rest ausgeglichen**).

*) S. Bélidor, *Architecture hydraulique*, Paris 1739, Bd. II; diese Klappen bestanden aus Messing und hatten Metalledichtung.

**) S. *Annales des Ponts et Chaussées*, 6me série, T. XII, 1886, II Semestre S. 248, Fontaine, Ing. en chef des P. et Ch., Note sur les vannes cylindriques des écluses du canal du centre. In demselben Bande findet sich S. 550 ein Einspruch wegen früherer Erfindung des Ventils seitens

Wollte man die Cramer'sche Bauart auf Ventile, die unter hohem Druck stehen, in praktischer Form übertragen, so könnte

Fig. 1144.

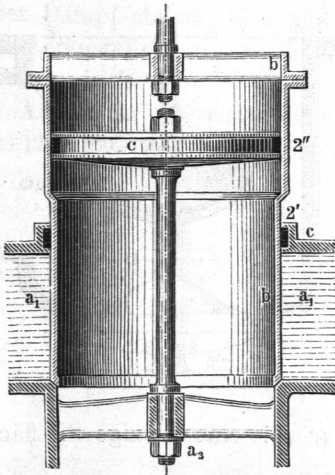
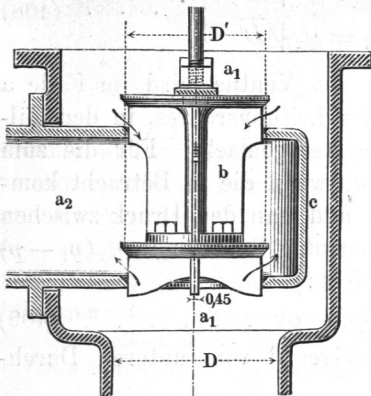


Fig. 1145 a.



dies unter Anwendung zweier Stopfbüchsen, einer äusseren und einer inneren, wie in Fig. 1144 angedeutet, geschehen, was aber zu grosse Umständlichkeiten mit sich bringt. Man hat für Hubventile, die unter Hochdruck stehen, eine bessere Bauform gefunden, darin bestehend, dass, wie bei der Drosselklappe, zwei entgegengesetzt gerichtete Hubventile vereinigt werden. Man nennt die so erhaltenen Ventile Doppelsitzventile. Fig. 1145 zeigt drei Formen derselben. a Dockenventil, b Rohrventil (beide durch Hornblower im vorigen Jahrhundert erfunden), c Glockenventil (von Gros); a zeigt deutlich die Entstehung aus zwei einander entgegen gerichteten Kegelventilen, b und c sind andere Gestaltungen derselben Hauptanlage.

Werden die Projektionen der beiden Sitzringe gerade ineinander gelegt, wie bei b und c dargestellt, so ist die dem Ueberdruck $p_1 - p$ allein ausgesetzte Projektion die Summe der beiden einzelnen. Man kann aber, wie in den Ver. Staaten

des Ingenieurs Clavenaud, Direktors des städtischen Dienstes in Lyon, worin Herr Clavenaud angibt, schon 1875/76 als Schüler der École des P. et Ch. derartige Ventile entworfen zu haben (vergl. aber die Anmerkung auf S. 1129). Das oben dargestellte Ventil ist als Umlaufventil einer Schleuse schon vor 1880 in Deutschland, und zwar durch Baumeister E. Cramer an der Bürgerwerderschleuse in Breslau nach eigenem Entwurf ausgeführt worden (s. Zeitschrift für Bauwesen 1880, S. 155). Herr Cramer geht also Herrn Fontaine thatsächlich vor (vergl. auch S. 1129).

bei allen drei Bauarten beliebt ist, auch die beiden einzelnen Projektionen übereinander bringen, wie bei a dargestellt ist,

Fig. 1145 b.

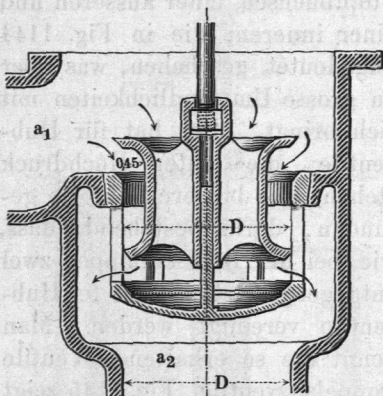
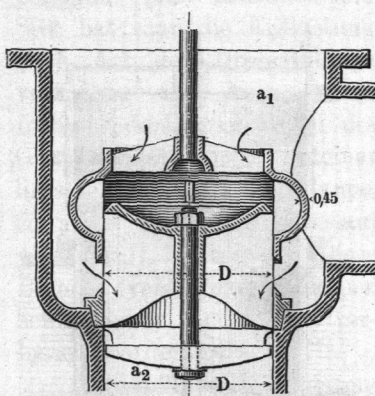


Fig. 1145 c.



worauf denn der Druck $p_1 - p$ nur für eine einzige Sitzfläche in Rechnung kommt.

Man macht bei den vorliegenden Doppelsitzventilen

$$\left. \begin{aligned} \text{die Sitzbreite } s &= \frac{1}{2}(4 + \sqrt{D'}) \\ \text{und deren Projektion } s_1 &= \frac{1}{2}\sqrt{D'} \end{aligned} \right\} \dots (408)$$

Der mittlere Durchmesser D' des Ventils wird im Falle a etwa $\approx 0,8$ vom Durchmesser D des Leitungsrohres, in den Fällen b und c gleich diesem Durchmesser gemacht. Für die zum Heben erforderliche Kraft hat man, wenn die in Betracht kommende Projektionsbreite $= s_1'$ ist, und man den Druck zwischen den Spiegelflächen gemäss der Anmerkung S. 1117 mit $\frac{1}{3}(p_1 - p)$ einführt, abgesehen vom Ventilgewicht:

$$P' = \pi D' s_1'^{\frac{2}{3}} (p_1 - p) \dots (409)$$

während bei einem einfachen Kegelventil vom unteren Durchmesser D sein würde:

$$P = [\pi/4 D^2 + \frac{2}{3} s_1 \pi (D + s_1)] (p_1 - p) \dots (410)$$

P fällt verhältnissmässig sehr gross, P' immerhin auch nicht ganz unbedeutend aus.

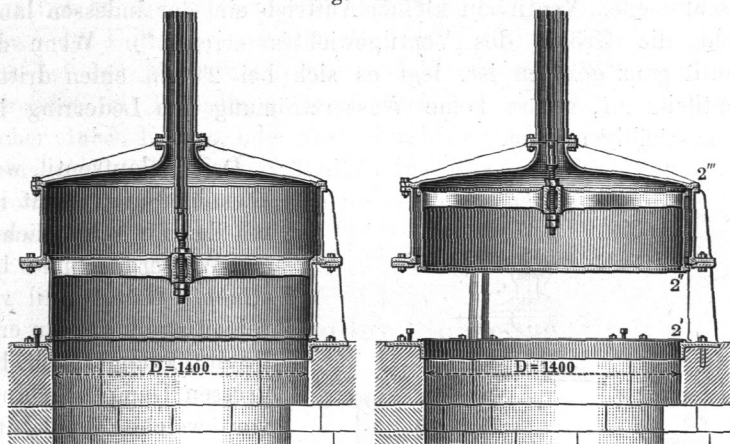
Beispiel. $D' = 300$ gibt bei der Bauart a für s_1' den Werth $\frac{1}{2} \sqrt{300} = 0,5 \cdot 17,32 \approx 8,5$. Ist nun $p_1 - p =$ dem Druck von 4 at, d. i. $= 0,04$, so kommt $P' = \pi 300 \cdot 8,5 \cdot \frac{2}{3} \cdot 0,04 \approx 214$ kg. Für das einfache Ventil ergäbe sich zunächst $D = D' : 0,8 = 300 : 0,8 = 375$ mm und

hiermit $s_1 = \sqrt{375} = 19,36 \sim 19 \text{ mm.}$ Damit kommt $P = [\pi/4 \cdot 375^2 + 2/3 \cdot 19 \pi (375 + 19)] \cdot 0,04 = (110\,467 + 15\,682) \cdot 0,04 \sim 5046 \text{ kg,}$ wonach P' rund $1/24 P$ ist.

Es ist sehr empfehlenswerth, bei Doppelsitzventilen, welche unter Dampf stehen, Sitz und Ventilkörper aus demselben Baustoff herzustellen, um ungleiche Wärmedehnung beider zu verhüten.

Auch für Wasserabschluss passen die Doppelsitzventile. Fig. 1146 stellt ein solches in seiner Anwendung auf einen

Fig. 1146.

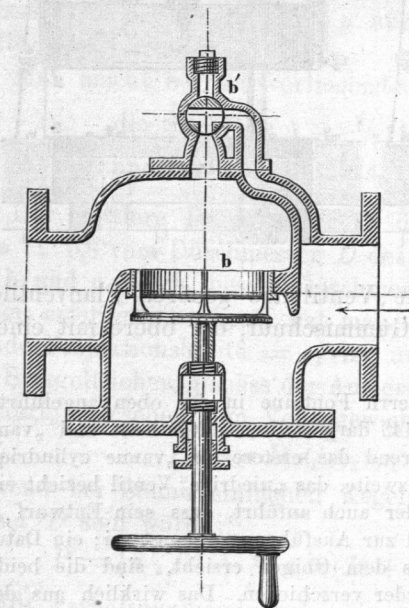


Schleusenumlauf dar*). Beide Ventilsitze gehören Planventilen an; der untere ist mit einer Gummischnur, der obere mit einem

*) Dieses Ventil wird von Herrn Fontaine in der oben angeführten Quelle gleich nach dem in Fig. 1143 dargestellten mitgetheilt und „vanne cylindrique basse“ genannt, während das erstere als „vanne cylindrique haute“ bezeichnet wird. Auf das zweite, das „niedrige“ Ventil bezieht sich die Einrede Herrn Clavenaud's, der auch anführt, dass sein Entwurf im Hafen von Colon am Panamakanal zur Ausführung gelangt sei; ein Datum gibt er nicht an. Wie man aus dem Obigen ersieht, sind die beiden Ventilbauarten gänzlich von einander verschieden. Das wirklich aus dem „hohen“ abzuleitende „niedrige“ Ventil müsste nach Fig. 1144 gestaltet sein, wobei wegen der geringen Druckhöhe die innere Stopfbüchse als überflüssig wegfallen könnte. Es bliebe dann die äussere Stopfbüchse allein übrig. Statt dieser hat offenbar Herr Fontaine die Liderung bei 2'' gesetzt, ist aber dabei zu dem nicht mehr neuen Doppelsitzventil gelangt, während Herr Clavenaud letzteres unmittelbar angewandt hat. Ganz zweifellos hat hiernach Herr Cramer als der erste Erfinder des „hohen“ Ventiles zu gelten.

flachen Lederring gelidert, welcher an dem, das Ventil überdeckenden, feststehenden Mantel befestigt ist. Aus der Haube dieses Mantels geht ein, die Ventilstange umhüllendes Rohr nach oben bis über den Wasserspiegel. Das Ventil selbst ist ein Rohrventil (Fig. 1145 b), welches zum Unterschied von dem oben besprochenen auswendig statt inwendig mit der Obersäule in Verkehr steht. Diese Zuleitungsweise hat auch schon Hornblower benutzt. Ihr zufolge tritt, da überdies der Lederbesatz bei 2" auch noch biegsam ist, zudem die Projektionen der beiden Ventilspiegel ineinander liegen, ohne sich gegenseitig zu berühren, bei geschlossenem Ventil ein kleiner Auftrieb ein, der indessen lange nicht die Grösse des Ventilgewichtes erreicht*). Wenn das Ventil ganz gezogen ist, legt es sich bei 2" an einen dritten Ventilsitz an, sodass keine Wasserströmung den Lederring bei 2" beschädigen kann.

Fig. 1147.



Aitken's selbstthätigem Dampfabschliesser**), Fig. 1147 gefunden. Das Absperrventil *b*, welches mittelst Schraubenspindel

Das Umlaufventil, welches hier angewandt ist, um das für sehr mächtigen Wasserdurchfluss bestimmte Hauptventil vor seiner Eröffnung zu entlasten, kommt auch bei grossen Dampfmaschinen vor, welche Doppelsitzventile zu Steuerungsventilen haben. Neben diesen, oftmals auch auf diesen, bringt man ganz kleine Doppelsitzventile an, welche zuerst Dampf unter das Hauptventil strömen lassen und es dadurch entlasten, ehe dessen Anhebung beginnt. Eine andere Verwendung hat das Umlaufventil in

*) Er berechnet sich zu rund 240 kg.

**) Aitken's Patent automatic steam stop.

abwärts von seinem Sitz entfernt werden kann, wird, bevor dies geschieht, mittelst des Umlaufventils b' entlastet. Es sitzt lose, und nach oben frei beweglich auf seiner Schraubenspindel. Tritt nun in der Leitung vom Ventil zur Dampfverbrauchsstelle ein Bruch oder eine übertriebene Dampfentladung ein, so wirft der nachströmende Dampf das Ventil in die Schlussstellung.

Entlastung eines Hebungsventils kann auch durch Druck der gesperrten Flüssigkeit auf einen mit dem Ventil verbundenen Kolben erzielt werden. Eine gewöhnliche Ventilstange dient schon als ein solcher Entlastungskolben; man hat dieselbe gelegentlich so viel verdickt oder erweitert, dass eine beabsichtigte Grösse der Entlastung eintrat (Hofmann). Kolbenentlastung wird auch bei den Minderungsventilen (Reduzirventilen*) gewöhnlich verbunden mit Entlastung durch Gewichte an Hebeln, oder mit solcher durch Federn, oder auch durch Gegendruck einer Quecksilbersäule (Schäffer und Budenberg) in mannigfachen Formen angewandt. Auf diese Ventile näher einzugehen, fehlt es hier an Raum.

B. Gleitungs- oder Schiebventile.

§. 373.

Hähne und Drehschieber.

Bei den drehbaren Gleitungsventilen wird der Ventilspiegel sehr häufig kegelförmig gestaltet, damit ein blosses Nachschieben des Ventilkörpers nach der Kegelspitze hin eine Anpressung des Ventils an seinen Sitz bewirken könne. Das Ventil heisst dann ein Hahn. Fig. 1148 (a. f. S.) zeigt zwei Formen des gebräuchlichen konischen Hahns; der Ventilkörper heisst Hahnschlüssel, auch Kükén. Man macht die Durchlassöffnung des Hahnschlüssels bei grösseren Ausführungen überhöht, um den Durchmesser des Schlüssels klein halten zu können; der Querschnitt der Oeffnung wird dabei gleich dem Rohrquerschnitt $\pi/4 D^2$ genommen. Eine (durch Versuche von Edwards) erprobte Grösse des Anzugs des Hahnkegels ist $1/3$ an jeder Seite. Für die Wanddicke δ des

*) Das K. Patentamt hat für Reduzirventil die Bezeichnung Druckminderungsventil amtlich eingeführt; das Bestimmungswort Druck kann, wie bei „Reduzirventil“ selbst, wohl noch weggelassen werden.