

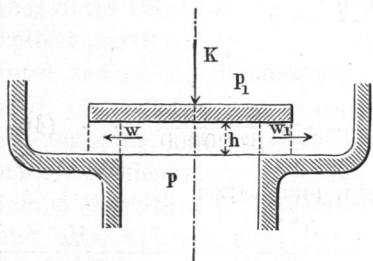
die Spannung p_1 herstellen müsse, indem Gleichung (405) für $p = p_1$ den Werth $d' = 2r$, d. i. Ueberdruck Null liefert. Damit würde denn Riedler's Schlussfolgerung, die er daraus zieht, dass der Indikator einen Ueberdruck nicht anzeigt, als richtig bestätigt sein. Auf jeden Fall leiten die vorhandenen 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.