Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 59/60 (1912)
Heft: 2

Artikel: Hydraulische Druckregulatoren
Autor: Dubs, R. / Utard, A.
DOI: https://doi.org/10.5169/seals-29917

Nutzungsbedingungen
Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften auf E-Periodica. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Zeitschriften und ist nicht verantwortlich für deren Inhalte. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern beziehungsweise den externen Rechteinhabern. Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen sowie auf Social Media-Kanälen oder Webseiten ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. Mehr erfahren

Conditions d'utilisation
L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. La reproduction d'images dans des publications imprimées ou en ligne ainsi que sur des canaux de médias sociaux ou des sites web n'est autorisée qu'avec l'accord préalable des détenteurs des droits. En savoir plus

Terms of use
The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. Publishing images in print and online publications, as well as on social media channels or websites, is only permitted with the prior consent of the rights holders. Find out more

Download PDF: 03.02.2026

ETH-Bibliothek Zürich, E-Periodica, https://www.e-periodica.ch

Hydraulische Druckregulatoren.

Von Dipl. Ing. *R. Dubs* und Dr. Ing. *A. Utard.*

(Fortsetzung.)

4. Synchronschieber und Seitenauslass.

Um bei sehr langen Rohrleitungen gegen alle Eventualitäten geschützt zu sein, fand man somit bis vor ungefähr einem Jahrzehnt keinen andern Ausweg, als die Anwendung von Synchronschiebern. Es sind dies Konstruktionsteile, die einen Auslasschieber in gleichem Masse öffnen, als sich der Leitapparatquerschnitt verengt; sie bewirken also bei stets gleicher Wasserzuführung nur die Verteilung zwischen Leerschuss und Leitschaufeln. Der grosse Nachteil dieser Synchronschieber besteht darin, dass von ökonomischem Wasserverbrauch keine Rede sein kann, sodass sie mit Recht als Wasserverschwender bezeichnet werden.

Diesem Uebelstand hilft eine Konstruktion ab, die in neuer Zeit fast ausschliesslich in Anwendung kommt. Nach schnellem Oeffnen des Schiebers wird durch diese Konstruktion ein so langsamer Schluss des Auslasschiebers bewirkt, dass keine wesentliche und störende Druckerhöhung mehr eintreten kann. Solche Auslasschieber bezeichnet man mit Neben- oder Seitenauslass.

c) Theoretische Untersuchung des durch den Seitenauslass auf die Turbinenregulierung ausgeübten Einflusses.

Da die Seitenauslässe erst seit verhältnismässig kurzer Zeit gebaut werden, ist man bei deren Inbetriebsetzung noch auf das Ausprobieren angewiesen, weil infolge des Fehlens einer eingehenden Theorie hierüber, keine bestimmten Leitregeln für deren Anordnung befolgt werden können. Infolgedessen blieb noch eine gewisse Unsicherheit und Unklarheit bestehen, da bloss durch eine theoretische Untersuchung die ganze Nutzbarkeit und der Anwendungsbereich dieser Konstruktion genau festgestellt werden kann. Im folgenden soll daher der Einfluss des Nebenauslasses auf die Regulierung ermittelt und dessen günstigste Wirkungsweise festgestellt werden.

Die Verhältnisse sind von drei zum Teil von einander unabhängigen Gesichtspunkten aus zu untersuchen:

α) Es soll vor allem die Druckerhöhung innerhalb eines bestimmten zulässigen Masses gehalten werden.

β) Der Verlauf der L-Kurve soll den von einer präzisen Regulierung gestellten Anforderungen entsprechen.

γ) Zulezt muss auch die Wirtschaftlichkeit des Betriebes, bezüglich des durch den Seitenauslass entweichenden Arbeitswassers, im Auge behalten werden.

Es leuchtet sofort ein, dass diese Postulate keineswegs immer im Einklang stehende Folgen bedingen.

α) Verringerung der Druckschwankungen durch den Seitenauslass.

Bei Anwendung eines Seitenauslasses sind die Strömungsverhältnisse des Arbeitswassers etwas verändert, sodass wir uns vor allem über den neuen Zustand Klarheit verschaffen müssen.

Die f_1'-Kurve, d. h. die Kurve der augenblicklichen Eröffnungen des Leitapparates gestattet allein genommen noch kein Urteil über die gerade vorhandene Fliessgeschwindigkeit im Zuleitungsrohr; es muss vielmehr noch in jedem Zeitpunkte die Oeffnung f_1'' des Seitenauslasses bekannt sein. Die Geschwindigkeit im Zuleitungsrohre ist nämlich der gesamten Ausflusswassermenge direkt proportional und es ist klar, dass es für letztere völlig belanglos ist, ob das Wasser durch die Turbine oder einen seitlichen Auslass entweicht. Es kommt somit bei der Betrachtung der Trägheitserscheinungen die Veränderung des Gesamtaustrittsquerschnittes f in Betracht, wobei

$$f = f_1' + f_1'' \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (20)$$

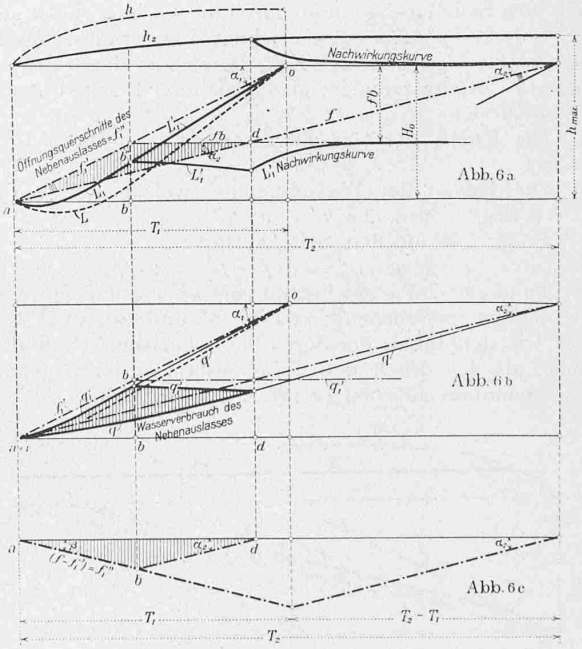
zu setzen ist.

Wir können alsdann die Verhältnisse beim Seitenauslass an Hand von Gleichung (27) „die Beeinflussung des Reguliervorganges“ und der entsprechenden Gleichung des Schliessvorganges (siehe Druckschwankungen Gleichung 11) untersuchen, wenn die damals gemachte Voraussetzung, nämlich lineare Verstellung des Gesamtaustrittsquerschnittes f, zutrifft. Es müsste also auch hier $\frac{d\,f}{d\,t}$ konstant sein.

Dieser Fall soll somit zuerst betrachtet werden.

Es sei verlangt, dass ein bestimmter Wert von h nicht überschritten werden dürfe; dieses h ist somit unser neues h_{max}. Wir können daher nach Gleichung (15) „die Beeinflussung des Reguliervorganges“ sofort für das in Betracht kommende $z_{max} = \frac{h_{max}}{H_0}$ den entsprechenden Wert von $m = \frac{c_1\,L}{g\,T\,H_0}$ berechnen. Da nun am Ausdruck $\frac{c_1\,L}{g\,H_0}$ durch Einführung eines Seitenauslasses nichts geändert wird, so betrifft die Veränderung von m nur den Wert von T. Wir erhalten somit den Betrag der Gesamtschlusszeit T_2 d. h. der Schlusszeit, die ohne Auslass jenen vorgeschriebenen kleinern Wert von h_{max} nach sich ziehen würde. Die entsprechende Schlusslinie gibt uns jederzeit den Wert von $f = f_1' + f_1''$ an. Wenn wir die ursprüngliche Schluss-f_1'-Linie auch einzeichnen, so ergibt die Differenz beider Ordinaten sofort den Betrag der benötigten Seitenöffnungen (Abbildung 6).

Wird nun die Turbine von $a = 1$ bis $b = 0$ innerhalb der ursprünglichen Schlusszeit T_1 geschlossen, so muss der Seitenauslass andauernd öffnen, bis die Turbinenleitschaufeln völlig zu sind. Von $b = 0$ ab schliesst jedoch der Seitenauslass mit der Schliessgeschwindigkeit, die der Gesamtschlusszeit T_2 entspricht; eine andere Geschwindigkeit in der Abnahme des Gesamtquerschnittes f würde nämlich ein anderes h_{max} bedingen. Da nun nach beendigter Leitschaufelverstellung f_1' konst. bleibt, so muss in der Gleichung $f = f_1' + f_1''$ die Abnahme von f_1'' gleich der vorgeschriebenen Abnahme von f verlaufen, d. h. der Auslass schliesst mit derselben Geschwindigkeit, mit der vorher der Gesamtquerschnitt $(f_1' + f_1'')$ abnahm; somit hat seine Schlusslinie ebenfalls den Neigungswinkel α_2.



Das erforderliche Verhalten des Seitenauslasses während des ganzen Schliessvorganges wird besonders deutlich, wenn wir seine Oeffnungsquerschnitte nämlich $f - f_1' = f_1''$ auf horizontaler Basis herunter abtragen (siehe Abbildung 6, c). Es zeigt sich dann, dass in der Regel die Schliessgeschwindigkeit des Seitenauslasses verschieden von seiner Oeffnungsgeschwindigkeit ausfällt. Beide verhalten sich nach Abbildung 6, c wie:

$$\frac{tg\,\alpha_2}{tg\,\beta} = \frac{T_1}{T_2 - T_1} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (21)$$

Bei allen Füllungen muss der Seitenauslass dieselbe Oeffnungs- bezw. Schliessgeschwindigkeit aufweisen. Seine Oeffnungs- und Schlusslinien müssen somit stets denselben Neigungswinkel α_2 und β_1 besitzen; deren Grössen aus Gleichung (21) oder durch Konstruktion nach Abbildung 6 ermittelt werden können. Die Wirkungsweise des Seitenauslasses für partiellen Schluss lässt sich daher ebenfalls leicht graphisch darstellen. Solange der Leitapparat schliesst, muss der Nebenauslass öffnen, entsprechend dem Winkel β. Vom Punkte b ab, d. h. dem Zeitpunkt, wo der Leitapparat mit dem Schliessen aufhört, schliesst der Seitenauslass mit dem Neigungswinkel α_2. Es sei nun bei Punkt d der Nebenauslass geschlossen; dieser Punkt ist bezeichnet durch den Schnitt der f-Gesamt-Schlusslinie mit der fb Linie, d. h der im Abstand der neuen Leitschaufelöffnung fb von der obersten Abszissenaxe gezogenen Horizontalen. Dann gilt bis dahin die h_2-Kurve, denn es findet bis d immer noch eine gleichmässige Abnahme des Gesamtaustrittquerschnittes f statt. Von d ab tritt jedoch die Nachwirkungskurve für die entsprechende Endfüllung b ein (s. Pfarr Gleichung 742 u. 744). In dieser Betrachtung wurde von dem möglichen, ja sogar wahrscheinlichen Eintritt des Rücköffnens vollständig abgesehen; der Schliessvorgang ist für sich allein betrachtet, sodass die Regulierung nach bewerkstelligter Verengung des Austrittsquerschnittes völlig stillstehend gedacht ist. Auf den Einfluss des Seitenauslasses beim Oeffnen bezw. Rücköffnen, wird erst in einem spätern Abschnitt näher eingegangen werden.

Entsprechend der Druckkurve nimmt auch die Leistungskurve von a bis b den Verlauf, der dem neuen Druck, also der h_2-Kurve entspricht; somit liegt sie näher der f_1'-Linie als die ursprüngliche [in der Abbildung 6, a einpunktierte] L-Kurve, die beim Schliessen ohne Seitenauslass gilt. Von b bis d ist die L_1'-Kurve fast horizontal, denn der Leitapparatquerschnitt f_1' ist konstant und der Druck h_2 steigt nur noch langsam an. Von d ab gilt auch hier die Nachwirkungsskurve.

Wie gross ist nun die Wassermenge, die hierbei durch den Seitenauslass und durch die Turbine selbst geht?

Sobald die q-Kurven gezeichnet sind, ist dieses Wasserquantum für eine beliebige Zeit, bezeichnet durch den Ausdruck $\int q \cdot dt$; dasselbe ist also gleich der Fläche unter der betr. q-Kurve.

Die Kurve der Gesamtwassermenge ergibt sich aus $q = v_2 f$.

Die Kurve der Wassermenge, welche der Turbine zufliesst ergibt, sich aus $q_1' = v \cdot f_1'$.

Somit gilt für den Seitenauslass:

$$q_1'' = q - q_1' = v(f - f_1') = v \cdot f_1''. \quad . \quad . \quad (22)$$

Im allgemeinen weichen nun die q-Kurven nicht wesentlich von der entsprechenden f-Linie ab und es genügt somit, wenn wir den Inhalt der durch die Schlusslinien gebildeten Fläche, als das durch den Seitenauslass verloren gehende Wasserquantum ansehen (vergl. Abbildung 6, b).

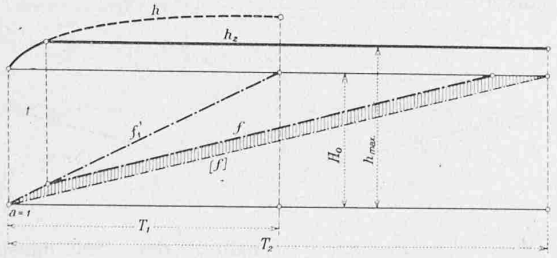


Abbildung 7.

Etwas rationeller wäre die Arbeitsweise des Seitenauslasses, wenn er nicht sofort eingreifen würde, sondern erst in dem Augenblick, wo die h_1-Kurve den zulässigen Betrag des neuen h_{max} erreicht (Abbildung 7). Wenn in diesem Punkt der Nebenauslass in Funktion tritt, so geht von da ab die h-Kurve in horizontaler Richtung weiter. Es könnte dann die in Abbildung 7 schraffierte Fläche an Wasser gespart werden; dies hat aber selbstredend kaum praktische Bedeutung.

Das erste Erfordernis eines Seitenauslasses ist jedenfalls seine sichere und zuverlässige Arbeitsweise, da sich sonst der erwartete Vorteil sogar ins Gegenteil verkehren kann. Man nehme z. B. nur den Fall an, dass der Seitenauslass noch schliesst im Augenblick, wo die Regulierung nach einem Wiederöffnen die Leitschaufeln zumacht; so käme dies einer künstlichen Verringerung der Schlusszeit gleich, der Enddruck würde alsdann noch höher ausfallen, als den Verhältnissen ohne Seitenauslass entspricht. An dieser Stelle muss allerdings bemerkt werden, dass auch bei vollständig zuverlässig arbeitendem Seitenauslass selbst neuerer Konstruktion, der oben erwähnte Uebelstand eintreten kann, sofern Belastungen und Entlastungen so rasch aufeinander folgen, dass der Seitenauslass nie zum vollständigen Schliessen kommt. Beim Uebergang der wiedergeöffneten Turbine auf den Schliessvorgang vergeht nämlich noch eine geraume Zeit, während welcher der Katarakt des Seitenauslasses das Schliessen desselben besorgt und der Seitenauslass somit nicht sofort mit dem Wiederöffnen beginnen kann.

In diesem Falle ist es dann möglich, dass trotz Seitenausslass grosse Druckschwankungen eintreten.

Was den Anwendungsbereich des Seitenauslasses gegen Druckerhöhung anbelangt, so gibt uns die Kurve der h_{max} in Abhängigkeit von T einen Fingerzeig. Bei kleiner Schlusszeit, also da wo die Verhältnisse einer Verbesserung bedürfen, ist eine verhältnismässig geringe Vergrösserung von T vom grössten Einfluss; und diese künstliche Vergrösserung von T ist eben durch einen Seitenauslass leicht zu erreichen.

Bezeichnet f_1' den maximalen Austrittsquerschnitt des Leitapparates f_1'' denjenigen des Seitenauslasses und T die totale Schlusszeit der Turbine, so ist bei voller Entlastung die zur Berechnung der Drucksteigerung massgebende Rohrleitungsschlusszeit $\mathfrak{T}$ zu berechnen aus der Beziehung:

$$\mathfrak{T} = \frac{f_1'}{f_1' - f_1''} \cdot T. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (23)$$

Wie man leicht erkennt, ist für $f_1' = f_1''$ (d. h. vollständiger Synchronismus) $\mathfrak{T} = \infty$; der Druckanstieg wird dann zu Null, d. h. der Druck bleibt konstant, was physikalisch leicht erklärlich ist, da die in Bewegung befindliche Wassermasse keine Verzögerung erfährt.

β. Die Beeinflussung der Leistungskurve, also des ganzen Reguliervorganges durch den Seitenauslass.

Sobald wir die Verhältnisse vom Standpunkt einer möglichst günstigen Gestaltung der Arbeitskurve aus betrachten, schwebt uns selbstredend das durch den Seitenauslass anzustrebende Ziel vor Augen, eine möglichst schnelle Anpassung der Leistung an diejenige zu erreichen, die momentan im Betriebe verlangt und vom Regulator vorgeschrieben wird.

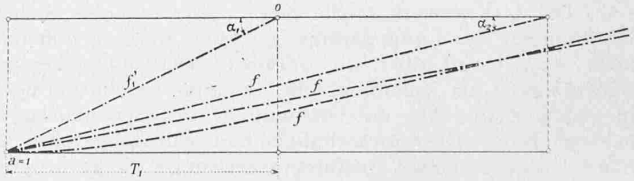


Abbildung 8.

Hierbei steht es uns jederzeit frei, unter dem vorgeschriebenen h_{max} zu bleiben. Wir können somit der Gesamtschlusslinie f jede uns passende Form geben, nur darf sie zwecks Einhaltung von h_{max} keineswegs steiler verlaufen als dem Winkel α_2 entspricht (Abbildung 8). Da nämlich eine direkte Abhängigkeit der Neigung der Schlusslinie ($\triangleright \alpha_2$) von der Gesamtschliesszeit T_2 besteht, welch letztere

aber ihrerseits ein bestimmtes h_{max} bedingt, so kann man direkt einem jeden Winkel α_2 das entsprechende h_{max} zugeordnet denken.

Eine weitere Einschränkung in der Wahl der f-Linie dürfte wohl dadurch gegeben sein, dass auch im ersten Augenblick, in welchem wegen der Stabilität des Reglers eine möglichst schnelle Abnahme der Leistung gewünscht wird, doch höchstens eine synchrone Bewegung des Auslasschiebers zulässig ist. Hierdurch behält man im Anfang gleiche Rohrgeschwindigkeit bei; durch schnelleres Oeffnen des Seitenauslasses könnte man zwar die L-Kurve bedeutend günstiger gestalten, man würde dann aber die Rohrgeschwindigkeit künstlich vergrössern.

Bestimmung der zur Erzielung einer vorgeschriebenen L-Kurve erforderlichen f_1'- und f-Linie.

Die vom Gesichtspunkt einer günstigeren Gestaltung der Druckverhältnisse sich ergebende L-Linie zeichnet sich, wie aus dem vorhergehenden Abschnitt leicht zu ersehen ist, gegen die ursprüngliche höchst vorteilhaft aus. Wo diese Besserung der Leistungskurve trotzdem nicht genügt, könnte man der L-Kurve die erwünschte Form vorschreiben und rückwärts die f_1'-Kurve, d. h. die Oeffnungs- oder Schliesskurve und die f_1''-Kurve, d. h. die Auslasskurve konstruieren.

Wir müssen allgemein drei f-Kurven auseinanderhalten, nämlich:

f_1' = die Schliesskurve der Turbine selbst;
f_1'' = die Schliesskurve des Seitenauslasses;
f = die Gesamtschliesskurve, welche für die Berechnung der h-Kurve in Betracht kommt. Es ist somit:

$$f = f_1' + f_1'' \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (24)$$

Dementsprechend haben wir auch drei $q \cong c$-Kurven, nämlich q_1', q_1'' und q. Es ist dann wieder:

$$q = q_1' + q_1'' \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (25)$$

Ebenso ergeben sich dann auch naturgemäss drei L-Kurven, nämlich L_1', L_1'' und L. Auch hier ist:

$$L = L_1' + L_1'' \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (26)$$

In einigen nächstfolgenden Abbildungen ist dann noch die L-Kurve, wie sie ohne Seitenauslass verlaufen würde, eingezeichnet.

Zwischen den oben angeführten Grössen bestehen nun folgende Beziehungen:

$$L_1' = f_1' \, v \, \gamma \, \frac{v^2}{2\,g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (27)$$

oder: $$L_1' = f_1' \, v \, \gamma \, h \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (28)$$

Aus Gleichung 27 folgt dann:

$$v = \sqrt[3]{\frac{2\,g\,L_1'}{f_1'\,\gamma}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (29)$$

Ferner ist:

$$h = \infty \frac{v^2}{2\,g} = \frac{\sqrt[3]{\left(\frac{2\,g\,L_1'}{f_1'\,\gamma}\right)^2}}{2\,g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (30)$$

und aus Gleichung 28 folgt auch noch:

$$f_1' = \frac{L_1'}{\gamma\,h\sqrt{2\,g\,h}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (31)$$

Es ist ferner nach der Kontinuitätsgleichung:

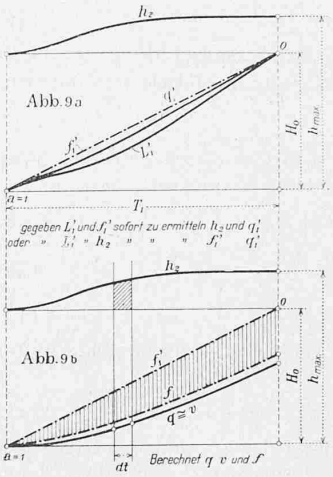
$$q = c\,F = \frac{L}{\gamma h} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (32)$$

oder entsprechend:

$$q = \frac{L\,2\,g}{\gamma} \sqrt[3]{\left(\frac{\gamma\,f}{2\,g\,L}\right)^2} = \sqrt[3]{\frac{2\,g\,L\,f^2}{\gamma}} \quad . \quad . \quad (33)$$

Vorgeschrieben sei nun die L_1'-Kurve und gesucht die f_1'- und f_1''-Linie. Ohne weitere Angaben ist aber diese Aufgabe unbestimmt, da eine Menge zusammengehöriger f_1'- und f-Linien dieser obigen Linie entsprechen, d. h. die verlangte L_1'-Kurve ergeben. Um eine neue Basis für die Rechnung zu gewinnen, kann man entweder eine passende Annahme über den Verlauf der f_1'-Werte treffen, z. B. irgend eine lineare f_1'-Linie; dem entspricht dann eine bestimmte f_1''-Kurve und eine h_2-Kurve oder aber man bestimmt von vornherein neben der L_1'-Kurve auch die h_2-Kurve; hieraus ergibt sich dann der Verlauf von f_1' und f_1''.

Die Reihenfolge der Auffindung der Kurven ist also folgende: Es sei gegeben L_1' und f_1' (Abbildung 9a), dann ist nach Gleichung 30:



$$h = h_2 = \frac{\sqrt[3]{\left(\frac{L_1'\,2\,g}{\gamma\,f_1'}\right)^2}}{2\,g}$$

aus welcher Beziehung sich durch punktweise Konstruktion die h_2-Kurve ergibt.

Oder es sei gegeben L_1' und h_2; dann erhalten wir nach Gleichung 31:

$$f_1' = \frac{L_1'}{\gamma\,h_2\sqrt{2\,g\,h_2}}$$

Dementsprechend findet man dann sofort $v = v_2$ aus Gleichung 29 und q_1' und c_1' aus Gleichung 33 (siehe Abbildung 9a). Wir müssen nun noch die Werte von v, q und f ermitteln, um den Betrag $f_1'' = f - f_1'$ konstruieren zu können.

Zu diesem Zweck gehen wir von der allgemeinen Differentialgleichung der ideellen Druckschwankungen, d. h. der *ohne* Berücksichtigung der Elastizität aufgestellten Gleichung aus [1]).

Diese berücksichtigt, auf den vorliegenden Fall angewandt, die ganze, durch die Turbine und den Nebenauslass abgeleitete Arbeit; sie drückt in mathematischer Form den Gedanken aus, dass die in einem bestimmten Zeitteilchen von dem Rohrinhalt abgegebene Energie $d\,A_R$ sich während dieser Zeit dt als Zunahme der ausgeleiteten Energie $L\,dt$ gegenüber der am Rohranfang eingeleiteten $L\,e\,dt$ vorfinden muss.

Diese Differentialgleichung lautet:

$$L\,e\,dt + d\,A_R = L\,dt \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (34)$$

Nun ist die in die Leitung eingeleitete Leistung $L\,e$ gleich dem Gewicht $F\,c\,\gamma$ der sekundlich durchfliessenden Wassermenge mal dem Gesamtgefälle H_o. Wir haben hierbei die Geschwindigkeit des Wassers im Rohre mit c bezeichnet, weil sie der Gesamtausflussöffnung f aus Seitenauslass und Leitapparatquerschnitt entspricht.

Die lebendige Kraft der ganzen im Rohre befindlichen Wassermasse $\frac{F\,L\,\gamma}{g}$, welche mit der Geschwindigkeit c behaftet ist, ist ausgedrückt durch:

$$A_R = \frac{F\,L\,\gamma}{g}\,\frac{c^2}{2}$$

Für die Geschwindigkeitsänderung dc gilt dann:

$$d\,A_R = \frac{F\,L\,\gamma}{g}\,c\,dc.$$

Setzt man diese Werte in Gleichung 34 ein, so folgt:

$$F\,c\,\gamma\,H_o\,dt + F\,c\,\frac{L}{g}\,\gamma\,dc = L\,dt \quad . \quad . \quad (35)$$

oder auch:

$$\frac{L\,c\,dc}{g} - \left[\frac{L}{\gamma\,F} - H_o\,c\right] dt = 0 \quad . \quad . \quad (36)$$

Setzen wir dann hierin nach Gleichung 32:

$$L = F\,c\,\gamma\,h,$$

so erhalten wir:

$$dc = \frac{g}{L}\,(h - H_o)\,dt \text{ (wo } h = h_2) \quad . \quad (36\,a)$$

das ist aber dieselbe Gleichung, die wir schon früher auf anderem Wege abgeleitet haben (vergl. Gleichung 6).

Die c-Kurve ist demnach derart zu ermitteln, dass man für jeden vertikalen Streifen den Inhalt unter der h_2-Kurve ausplanimetriert, nämlich $\int (h_2 - H_o)\,dt$ bildet

[1]) Siehe „Druckschwankungen", (Gleichung 10) und „Allgemeine Theorie", Anhang, I. Teil, (Gleichung 6).

und dann diesen Inhalt in die obige Gleichung einsetzt (siehe Abb. 9 b). Die q-Kurve deckt sich bei entsprechender Wahl des Masstabes mit der c-Linie; denn es ist: $q = Fc = c$ konstant.

Da dann ferner:

$$\frac{q}{q_1'} = \frac{f}{f_1'} \text{ oder } f = \frac{q}{q_1'} f_1' \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (37)$$

so ist damit die Gesamtschliesskurve aufgefunden; die Oeffnungs- und Schliesskurve des Seitenauslasses ist eindeutig bestimmt durch:

$$f_1'' = f - f_1'.$$

Es kann aber auch f sofort ermittelt werden, ohne den Umweg über c und q benützen zu müssen; denn es ist:

$$c = \frac{q}{F}\ ; \text{ somit } dc = \frac{dq}{F} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (38)$$

Ebenso: $$q = f \frac{q_1'}{f_1'} \text{ also: } dq = df \frac{q_1'}{f_1'} \quad . \quad . \quad . \quad (39)$$

Somit ist: $$dc = df \frac{q_1'}{F f_1'} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (40)$$

Setzen wir dann diesen Wert von dc in Gleichung 36a ein, so folgt:

$$df = \frac{g\,F}{L} \frac{f_1'}{q_1'} (h - H_0)\, dt \quad . \quad . \quad (41)$$

Hierbei kann die Zeichnung der q- und c-Kurve gespart werden, was die Rechnung vereinfacht, ohne dass dabei eine Ungenauigkeit hineinkommt. (Schluss folgt.)

Erweiterungs- und Umbauten im Gaswerk der Stadt Zürich in Schlieren.

In seiner Sitzung vom 9. Dezember 1911 bewilligte der Grosse Stadtrat einen Kredit von 1 025 000 Fr. für erforderliche Erneuerungsbauten im Gaswerk Schlieren, mit dem Hand in Hand zugleich die neuerdings notwendig gewordene Vergrösserung des Werkes und die Ergänzung der bei der ersten Anlage erstellten Kohlen- und Kokstransportanlagen erfolgen wird. Der dafür vom Gaswerk aufgestellte Kostenvoranschlag beläuft sich auf 1 040 000 Fr., von denen 15 000 Fr. als voraussichtlicher Erlös für Absatz von Altmaterial in Abzug gebracht werden konnten. Der stadträtliche Voranschlag vom Jahre 1896 sah für einen Ausbau des Werkes bis zu einer maximalen Leistungsfähigkeit von 100 000 m^3 Gas in 24 Stunden einen Betrag von 7 800 000 Fr. vor, welchem bis Ende 1907 für den Ausbau des Werkes auf die erforderliche Leistungsfähigkeit von 130 000 m^3 täglich, weitere Kreditbewilligungen im Betrage von 3 361 000 Fr. folgten.

Für diese letzte im Jahre 1907 vollendete Erweiterung [1]) wurde ein modernes Ofensystem mit vertikalen Retorten in Anwendung gebracht, das sich im Laufe dieser Jahre vorzüglich bewährt hat und der Stadt grosse Ersparnisse eintrug.

Als die Jahre 1908, 1909 und 1910 eine weitere Zunahme des Gaskonsums von je 10,58 %, 6,66 % und 6,55 % gegenüber dem Vorjahre brachten und daher auch weiterhin mit einer Zunahme von 3 bis 5 % zu rechnen sein wird, musste an eine weitere Vergrösserung der Leistungsfähigkeit des Werkes gedacht werden. Da aber zugleich umfangreiche Erneuerungsbauten an den erst erstellten Cozeöfen in Aussicht standen, erschien es am zweckmässigsten, diese Arbeiten zu vereinigen, d. h. an Stelle der erst erstellten, reparaturbedürftigen Cozeofenbatterie (Oefen mit Schrägretorten) ein neues, leistungsfähigeres Ofensystem aufzustellen.

Dieses neue *Vertikalofen-System* unterscheidet sich von dem bisherigen dadurch, dass:

1. je 18 Retorten in einem Ofen vereinigt sind,
2. je 3 Retorten auf einmal mit Kohlen beschickt und
3. auch je 3 Retorten auf einmal entladen werden können.

Diese Manipulation geschieht nicht mehr durch Handbetrieb, sondern auf hydraulischem Wege.

Die für einen solchen Umbau ausgearbeiteten Projekte hatten das erfreuliche Ergebnis, dass mit Hülfe der weiter verbesserten Vertikalöfen die Möglichkeit besteht, in dem bestehenden Ofenhause an Stelle der ersten Cozeofenbatterie eine Vertikalofenbatterie von der doppelten Leistungsfähigkeit der Cozeofenbatterie zu erstellen, ohne dass dadurch beschränkte räumliche Verhältnisse entstehen. Durch diese Umbaute wird die Ofenanlage des Gaswerkes auf eine tägliche Leistungsfähigkeit von 150 000 m^3 gebracht.

[1]) Siehe unsere Darstellung in Band LIV, Seite 131 u ff.

Da sich die im Jahre 1907 erstellte Anlage zur Entleerung der Kohlenwagen durch Kippen derselben vorzüglich bewährt hat, wurde mit dieser Umbaute die Anlage eines weitern Waggonkippers für die erst erstellte Anlage vereinigt. Es wird dann in Zukunft die Möglichkeit bestehen, die durch den Kipper in einen Trichter entleerte Kohle entweder der Ofenanlage direkt oder der bestehenden Kohlenförderanlage zuzuführen, welch letztere zum Transport der Kohle in die Magazine und von diesen auf die Oefen, wie bisher beibehalten wird. Durch diese Einrichtung wird das vom sanitären Standpunkte aus, infolge der anstrengenden Arbeit und der starken Kohlenstaub-Entwicklung verwerfliche Abladen der grossen Kohlenquantitäten von Hand beseitigt und zugleich eine wesentliche Ersparnis an Arbeitslöhnen erzielt. Die neue Kipperkonstruktion wird gegenüber dem bestehenden Waggonkipper den grossen Vorteil bieten, dass die Eisenbahnwagen von beiden Seiten in denselben Trichter entleert werden können, eine Anordnung, die deshalb erforderlich wird, weil die hier zur Verwendung gelangenden Eisenbahnwagen meistens nur auf *einer* Stirnseite eine aufklappbare Wand, auf der andern aber ein Bremserhäuschen haben. Die Wagen mussten daher bisher immer auf einer Drehscheibe in die zum Kippen erforderliche Stellung gebracht werden, wenn sie verkehrt in den Zug einrangiert gewesen waren.

Was den Kokstransport anbelangt, so wird er bei diesem neuen Ofensystem für den Horizontaltransport in gleicher Weise durch eine Browersche Transportrinne stattfinden, dagegen wird statt der aufsteigenden schrägen Transportrinne ein sogen. Schrägaufzug erstellt. Dieser besteht darin, dass ein Füllwagen von grösserem Inhalte sich auf einer schiefen Ebene beständig auf- und abwärts bewegt und sich jeweilen an seiner tiefsten Stelle mit Koks automatisch füllt und ebenso an der höchsten Stelle automatisch entleert.

Dies sind die wesentlichen Unterschiede der neuen Anlage gegenüber den vor vier Jahren erstellten Einrichtungen für die erste Anlage von Vertikalöfen.

Die für die umgebaute Anlage, im Vergleich mit den Cozeöfen aufgestellte Rentabilitätsberechnung weist Nettoersparnisse durch die neue Anlage von 175 000 Fr. auf, die hauptsächlich durch die Kohlenersparnis infolge der grössern Gasausbeute und durch die Ersparnis an Arbeitslöhnen erzielt werden.

Von ganz besonderem Interesse ist es zu wissen, dass der in den Vertikalöfen erzeugte Teer ein dünnflüssigeres und reineres Produkt darstellt, als jenes, das in den andern Ofensystemen erhalten wird. Dieser Umstand führte zu Versuchen, Vertikalofenteer zum Betriebe von Dieselmotoren zu verwenden, die auch von Gebr. Sulzer in Winterthur mit gutem Erfolg durchgeführt wurden. Es besteht daher auch die Absicht, die neu zu erstellende kalorische Zentrale des städtischen Elektrizitätswerkes mit Dieselmotoren auszurüsten und solche durch den im Gaswerk gewonnenen Vertikalofenteer zu betreiben.

Miscellanea.

Telephonverbindung New York-Denver über 3300 km. Durch die „American Telephone and Telegraph Co" ist vor Kurzem eine fast durchwegs oberirdisch verlaufende Telephonverbindung New York-Denver über Chicago und Omaha eröffnet worden, die als erste grössere Etappe (rund 3300 *km*) einer zukünftigen, rund 5400 *km* betragenden Telephonverbindung New York-San Franzisko anzusehen ist. Die neue Telephonverbindung New York-Denver verwirklicht zum Teil eine bessere Ausnützung anderer ohnedies bestehender Stromkreise auf Grund der Bildung sog. Kunstkreise; dabei handelt es sich im Prinzip stets um die Bildung dritter Stromkreise aus zwei bestehenden. So verwendet die Verbindung New York-Denver Kunstkreise zwischen New York und Chicago einerseits und zwischen Omaha und Denver anderseits, während die Verbindung von Chicago nach Omaha als Doppelleitung neu angelegt wurde. Sowohl in die neue Doppelleitung Chicago-Omaha, wie auch in die bestehenden übrigen Leitungsteile sind Pupin-Spulen eingebaut worden, d. h. Spulen mit relativ hoher Selbstinduktion, die dem auf die Lautübertragung nachteiligen Einfluss der Kapazität langer Leitungen entgegenwirkt. Solche Pupin-Spulen sind unseres Wissens in der Schweiz in oberirdischen Telephonleitungen noch nie verwendet worden; dagegen kamen sie zur Anwendung bei dem internationalen, im Jahre 1906 zwischen Romanshorn und Friedrichshafen verlegten Bodenseekabel, für die Telephonverbindung Zürich-München. (Näheres über dieses Bodenseekabel in Bd. L, S. 26).