

Zeitschrift:	Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber:	Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band:	99/100 (1932)
Heft:	18
Artikel:	Untersuchung über die Grösse des Durchflusskoeffizienten von Venturidüsen
Autor:	Engler, A.
DOI:	https://doi.org/10.5169/seals-45486

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: 22.01.2026

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

INHALT: Untersuchung über die Grösse des Durchflusskoeffizienten von Venturidüsen. — Der junge Maschinen-Ingenieur in der Praxis. — Wettbewerb für ein Krematorium beim Friedhof Nordheim in Zürich. — Zum Uebergang der Rheinschiffahrt auf den Kembser Kanal. — Zur Ausstellung „Der neue Schubau“ im Zürcher Kunstgewerbemuseum. — Korrespondenz. — Mitteilungen: Gewinnung und Verwendung von Graphit. Wasser-Enteisenungsanlagen aus Eternit. Pumpenakkumulatorwerk Lac Blanc und Lac Noir, Vogesen. Eidgenössische Technische Hochschule. Die Fliegersiedlung Randolph-Field. „Maison de France“, Paris. Eine fahrbare Erdbohrmaschine. Schweizer. Ingenieur- und Architekten-Verein. — Necrologie: Rudolf Zurlinden. — Wettbewerbe: Sekundarschulhaus Oberwinterthur. — Literatur. — Mitteilungen der Vereine.

Untersuchung über die Grösse des Durchflusskoeffizienten von Venturidüsen.

Von Dipl. Ing. A. ENGLER, Betriebsdirektor der Nordostschweizerischen Kraftwerke A.-G. Baden.

Die Eichung der beim Kraftwerk Wäggital für die Betriebswassermessung in die Druckleitungen der Turbinen und Pumpen eingebauten Venturidüsen¹⁾ bot recht überraschende Resultate. Bei der Eichung der Pumpendüsen zeigte sich die interessante Abhängigkeit des Durchflusskoeffizienten von der Wassermenge und von der Grösse der Öffnung des der Düse vorgebauten Drosselventils, bei der Eichung der Turbinendüsen überraschte der verhältnismässig kleine Wert des festgestellten Durchflusskoeffizienten, nachdem man bei diesen grosskalibrigen und glatt bearbeiteten Düsen einen nur ganz wenig von der Einheit abweichenden Wert erwartet hatte. Diese Resultate, wie auch die Mitteilung einer Reihe von weitem Versuchsergebnissen durch die Firma Bopp & Reuther, boten die Veranlassung zu vorliegenden allgemeinen Untersuchungen über die Grösse des Durchflusskoeffizienten von Venturidüsen.

Diese Untersuchungen befassen sich nicht mit dem individuellen Verlauf des Durchflusskoeffizienten einer bestimmten Venturidüse, d. h. mit der Abhängigkeit des Durchflusskoeffizienten von der Durchflussmenge. Es ist ja allgemein bekannt, dass der Durchflusskoeffizient bei grösseren Wassermengen einem bestimmten konstanten Grenzwert zustrebt, der für die betreffende Düse charakteristisch ist, und dass der Koeffizient bei den kleinen Durchflussmengen, die für die Wassermessung in den meisten Fällen praktisch nicht mehr in Betracht fallen, stark abfällt. Im folgenden ist unter dem Durchflusskoeffizienten stets nur der erwähnte konstante Grenzwert verstanden, der für die praktische Wassermessung allein in Frage kommt.

Die Berechnung des Druckabfalles in einer Venturidüse stützt sich auf den Satz von Bernoulli, wonach die Summe der Energie der Lage, der Druckenergie und der kinetischen Energie in einem Querschnitt vor der Düse gleich ist der Summe dieser Energie in einem Querschnitt hinter der Düse plus der zwischen beiden Querschnitten infolge Reibung, Wirbelung usw. „verlorenen“ Energie.

$$h_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \alpha_1 \frac{v_1^2}{2g} = h_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \alpha_2 \frac{v_2^2}{2g} + \zeta \alpha_2 \frac{v_2^2}{2g}$$

α = Verhältnis der wahren kinetischen Energie zur Energie der mittleren Geschwindigkeit.

ζ = Verlustkoeffizient.

Setzt man $h_1 = h_2$ und $\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha$, so ist die Druckdifferenz zwischen den beiden Querschnitten vor und hinter der Düse

$$\Delta h = \frac{p_1}{\gamma} - \frac{p_2}{\gamma} = \alpha \left(\frac{v_2^2}{2g} - \frac{v_1^2}{2g} + \zeta \frac{v_2^2}{2g} \right) = \alpha \frac{Q^2}{2g} \frac{1}{F_2^2} \left[1 - \left(\frac{F_2}{F_1} \right)^2 + \zeta \right]$$

Daraus berechnet sich die Wassermenge zu

$$Q = \frac{1}{\sqrt{\alpha \left[1 - \left(\frac{F_2}{F_1} \right)^2 + \zeta \right]}} F_2 \sqrt{2g \Delta h}$$

Vernachlässigt man die ungleiche Geschwindigkeitsverteilung und die Strömungsverluste, d. h. setzt man $\alpha = 1$ und $\zeta = 0$, so erhält man für reibungslose Flüssigkeit die theoretische Wassermenge:

$$Q_0 = \frac{1}{\sqrt{1 - \left(\frac{F_2}{F_1} \right)^2}} F_2 \sqrt{2g \Delta h}$$

¹⁾ Vergl. S. 86 und 107 lfd. Bandes (13./27. Februar 1932). Das Erscheinen des vorliegenden Aufsatzes ist mit Einverständnis des Autors bis nach Veröffentlichung des hier erwähnten zurückgelegt worden. Red.

Als Durchflusskoeffizient μ bezeichnet man das Verhältnis der wirklichen Wassermenge zur theoretischen Wassermenge.

$$\mu = \frac{Q}{Q_0} = \frac{\sqrt{1 - \left(\frac{F_2}{F_1} \right)^2}}{\sqrt{\alpha \left[1 - \left(\frac{F_2}{F_1} \right)^2 + \zeta \right]}}$$

Für die Turbinendüse Rempen ist z. B.:

$$\left(\frac{F_2}{F_1} \right)^2 = \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^4 = \left(\frac{1,00}{1,45} \right)^4 = 0,226$$

Den Wert α würde man zu höchstens 1,05 schätzen und den Wert ζ zu 0,01. Daraus ergäbe sich ein Durchflusskoeffizient

$$\mu = \frac{\sqrt{1 - 0,226}}{\sqrt{1,05 \left(1 - 0,226 + 0,01 \right)}} = \frac{\sqrt{0,774}}{\sqrt{1,05 \cdot 0,784}} = 0,97$$

Die Eichung ergab aber nur einen Wert von $\mu = 0,897$.

Dieser grosse Unterschied wurde erst durch den Einfluss des der Düse vorgebauten Krümmers zu erklären gesucht mit der Begründung, dass der vorgebaute Krümmer eine sehr ungleichmässige Strömung im Düseneintrittsquerchnitt bedinge und damit den Wert α abnormal erhöhe und μ vermindere. Nun hat aber inzwischen Ing. Hans Müller in seiner Dissertation nachgewiesen, dass Venturidüsen unmittelbar vorgebaute Krümmern auf den Durchflusskoeffizienten praktisch keinen Einfluss ausüben. Ing. Müller untersuchte im hydraulischen Institut der Techn. Hochschule München drei Venturimeter mit 101,4 mm Eintrittsdurchmesser und verschiedenen Austrittsdurchmessern sowohl bei Einbau in gerader Rohrleitung, als auch bei Einbau unmittelbar hinter einfacher und hinter doppeltem Krümmer und konnte keinen Einfluss von praktischer Bedeutung auf die Grösse des Durchflusskoeffizienten finden.

Der kleine Wert des Durchflusskoeffizienten kann also nicht auf einen abnormal grossen Wert α , hervorgerufen durch die ungleiche Geschwindigkeitsverteilung infolge des Krümmers, zurückgeführt werden, da ja, wie die Versuche Müllers zeigen, der vorgebaute Krümmer ohne Einfluss auf die Grösse des Durchflusskoeffizienten ist. Hieraus müsste man schliessen, dass die Verluste in der Düse grösser sind, als man auf Grund der normalen Reibungsverluste berechnet. Um ein $\mu = 0,897$ zu erhalten, müsste

$$\zeta = \left[1 - \left(\frac{F_2}{F_1} \right)^2 \right] \left(\frac{1}{\mu^2 \alpha} - 1 \right) = 0,141$$

werden statt 0,01, d. h. rd. 14 mal grösser als die normale Berechnung der Reibungsverluste ergibt, was äusserst unwahrscheinlich ist für eine glatt bearbeitete Düse.

Dass in einer Düse so grosse Verluste tatsächlich auch nicht auftreten, haben die Versuche an den Venturimessern des Kraftwerkes Vernayaz erwiesen. Nach Mitteilung der Firma Bopp & Reuther hat man dort durch Messungen festgestellt, dass der Verlust im ganzen Venturimeter (Düse und Auslaufkonus zusammen) beträchtlich kleiner ist als der Verlust, den man nach obiger Darstellung aus dem Durchflusskoeffizienten für die Düse allein berechnen würde.

Da also der kleine Wert des Durchflusskoeffizienten weder aus einem abnormalen Wert des Koeffizienten α , noch des Koeffizienten ζ zu erklären ist, bleibt nur noch die Vermutung übrig, es könnte der im einen oder andern oder in beiden Messquerschnitten gemessene Druck nicht der Annahme entsprechen, auf die sich die Berechnung der Wassermenge stützt.

In Abb. 1 sind nun die hydraulischen Verhältnisse an einer Venturidüse dargestellt: Die Horizontale a—a stellt die statische Drucklinie dar. Zieht man von der statischen Drucklinie die Reibungsverluste ab, so erhält man die Energielinie b—c—d—e. Die Energielinie vor der Düse ist eine Gerade b—c, deren Neigung dem Reibungsgefälle in der Rohrleitung vom Durchmesser d_1 entspricht. Die Energielinie hinter der Düse ist ebenfalls eine Gerade d—e, deren Neigung dem Reibungsgefälle in der Rohrleitung vom Durchmesser d_2 entspricht. Die Differenz der Energielinienhöhe vor und hinter der Düse, also die Höhendifferenz zwischen den Punkten c und d der Energielinie stellt den eigentlichen Energieverlust in der Düse dar. Zieht man von der Energielinie die Geschwindigkeitshöhe ab, so erhält man die theoretische Drucklinie f—g—h—i. Die Drucklinie vor der Düse ist eine Gerade f—g, parallel der Energielinie b—c, verschoben um die Geschwindigkeitshöhe im Einlaufrohr; die Drucklinie hinter der Düse ist eine Gerade h—i parallel der Energielinie d—e, verschoben um die Geschwindigkeitshöhe im Auslaufrohr. Zur Berechnung der Wassermenge bedient man sich nun der Druckdifferenz zwischen den Punkten g und h, die sich zu:

$$\Delta h_R = a_2 \frac{v_2^2}{2g} - a_1 \frac{v_1^2}{2g} + \zeta a_2 \frac{v_2^2}{2g}$$

oder unter Annahme von $a_1 = a_2 = a$ zu:

$$\Delta h_R = a \left[\frac{v_2^2}{2g} - \frac{v_1^2}{2g} + \zeta \frac{v_2^2}{2g} \right]$$

berechnet.

Wenn nun aber die effektive Drucklinie von der theoretischen Drucklinie aus irgend einem Grunde abweicht, so stimmt die gemessene Druckdifferenz mit der berechneten nicht überein, was sich in einem abnormalen Wert des Durchflusskoeffizienten ausdrücken muss. Man kann z. B. vermuten, dass sich vor der Düse eine gewisse Stauwirkung bemerkbar macht, die ein Ansteigen der Drucklinie bewirkt, oder dass sich hinter der Düse eine Absenkung der Drucklinie zeigt, was z. B. der Fall sein könnte, wenn Kontraktion vorhanden wäre, d. h. wenn sich der Strahl von der Düsenwand ablösen würde.

Um diese Verhältnisse feststellen zu können, müsste man vor und hinter einer Venturidüse in kurzen Abständen Piezometerrohre anschliessen und damit den Verlauf der Drucklinie messen. An einer Anlage mit hohem Betriebsdruck ist es aber nicht möglich, solche Piezometerrohre anzuschliessen. Dagegen konnte man am 10. August 1927 an den Turbinendüsen Siebnen und Rempen folgende Messungen durchführen. Vermittelst vorhandener Manometeranschlüsse und von vier Differentialmanometern war es möglich, außer der zur Messung der Wassermenge dienenden Druckdifferenz zwischen den beiden Messquerschnitten A und B der Venturidüse die Druckdifferenz zwischen einem 600, bzw. 780 mm vor dem Eintrittsquerschnitt A liegenden Querschnitt C und dem Querschnitt A, zwischen dem Austrittsquerschnitt B und einem 2535, bzw. 2410 mm dahinterliegenden Querschnitt D, sowie zwischen den Querschnitten C und D gleichzeitig zu messen. Bei der Turbinendüse Rempen erfolgte sogar noch die Messung zwischen dem Eintrittsquerschnitt A und einem Punkt E am Beginn der Wölbung der parabolischen Düse. Damit war es möglich, wenigstens die

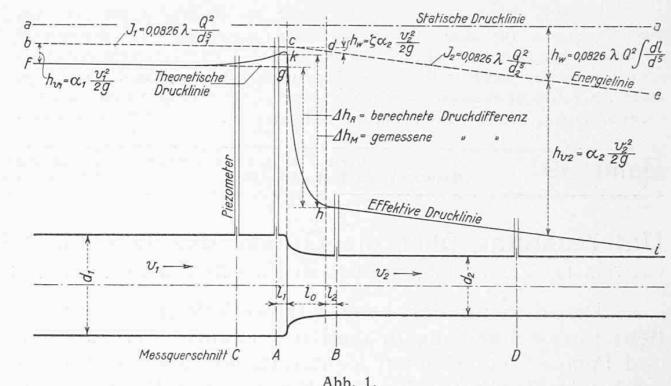


Abb. 1.

relative Lage einiger Punkte der Drucklinie vor und hinter der Düse festzustellen.

Das Versuchsergebnis ist in den Abb. 2 und 3 dargestellt. Als Differentialmanometer dienten z. T. solche mit Quecksilber (Hg), z. T. solche mit Acetylen-Tetrabromid (ATB) als Sperflüssigkeit.

Die Messungen geben nun das interessante Resultat, dass die Druckdifferenz auf der viel längeren Strecke C—D beträchtlich kleiner ist als auf der Strecke A—B. Die Druckdifferenzmessung zwischen B und D ergibt einen Druckabfall, der sich mit den aus den Reibungsverlusten im Auslaufrohr berechneten Werten sehr gut deckt, was beweist, dass die Druckverhältnisse im Auslaufrohr hinter der Düse normal sind, dass also dort die Drucklinie dem theoretischen Verlauf entspricht. Dagegen ergibt die Messung zwischen C und A einen ganz beträchtlichen Druckanstieg, womit also das Vorhandensein einer Stauwirkung vor der Düse erwiesen ist. Im Messquerschnitt A ist der Druckanstieg noch nicht vollendet, denn die Messung der Druckdifferenz zwischen A—E ergibt einen weiteren Druckanstieg.

Im Falle der Turbinendüse Rempen beträgt die Geschwindigkeitshöhe $v_1^2/2g$ im Einlaufrohr 23,6 % der

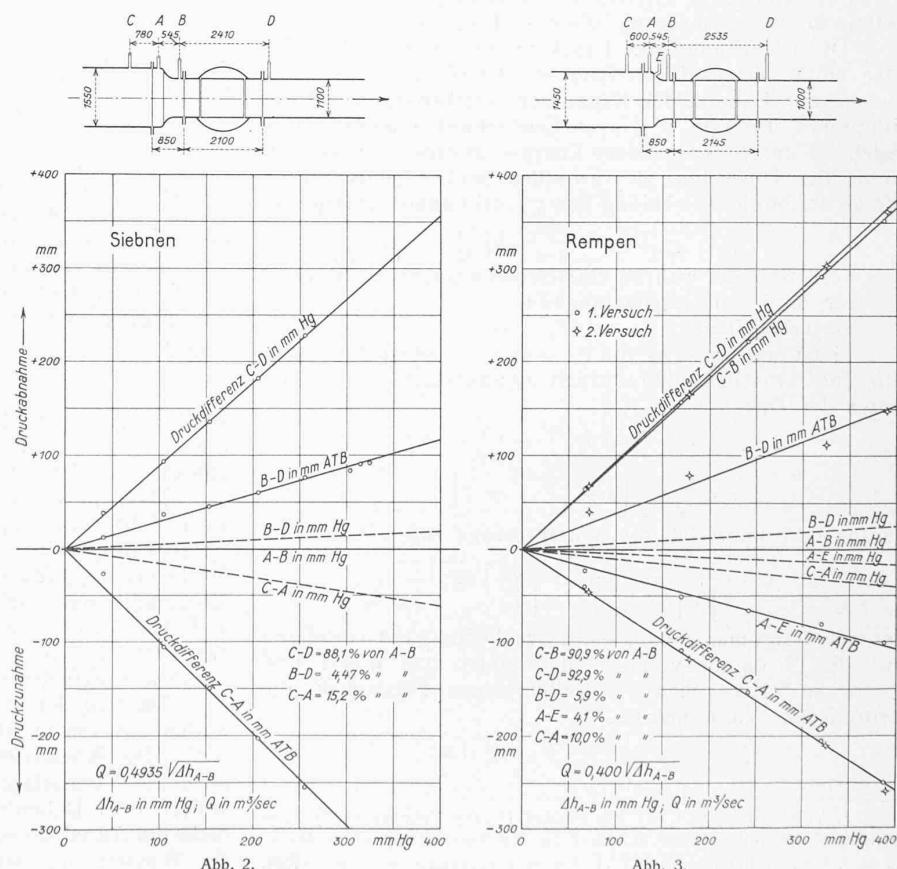


Abb. 2.

Abb. 3.

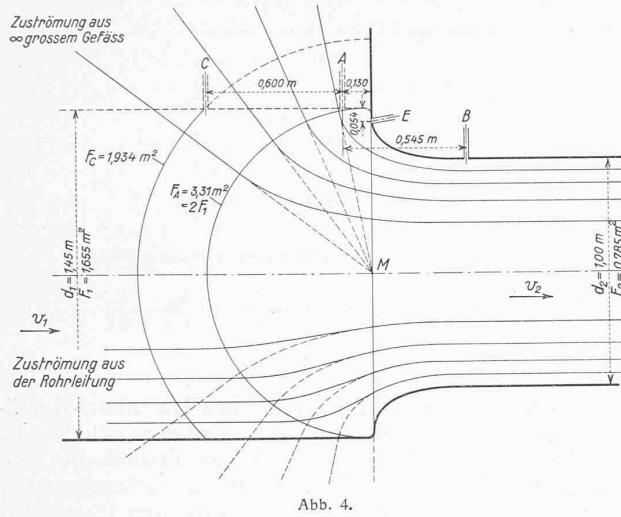


Abb. 4.

an der Düse gemessenen Druckdifferenz A—B. Der Druckanstieg C—A beträgt aber bereits 10 % der Druckdifferenz A—B, der Druckanstieg A—E weitere 4,1 %, sodass also der gesamte Druckanstieg C—E 14,1 % von A—B oder 60 % von der Geschwindigkeitshöhe $v_1^2/2g$ ausmacht. Die Stauwirkung am Rohrrand vor der Düse ist also auf alle Fälle ganz beträchtlich. Das Maximum des Druckanstieges ist vermutlich zwischen den Punkten A und E, in der Kehle zwischen dem Einlaufrohr und der Düse zu suchen.

Dieser Druckanstieg vor der Düse lässt sich nun folgendermassen erklären: In der Abb. 4 ist der Verlauf der Stromlinien in einem Meridianschnitt der Düse dargestellt und zwar in der oberen Hälfte für den Fall, dass die Zuströmung zur Düse aus einem unendlich grossen Gefäss erfolge, und in der unteren Hälfte für die Zuströmung aus einem zylindrisch begrenzten, konzentrischen Rohr. An der Stelle, wo die Düse in die Wand des Gefässes übergeht, erfolgt die Zuströmung zur Düse radial nach dem Schnittpunkt M der Düsenaxe mit der Gefässwand. Die Querschnittsfläche dieser Zuströmung ist eine Halbkugel vom Durchmesser d_1 ; deren Oberfläche beträgt $F_A = \frac{\pi}{2} d_1^2$ und ist doppelt so gross wie der Normalquerschnitt des Einlaufrohres $F_1 = \frac{\pi}{4} d_1^2$. Beim Eintritt in die Düse ist also bei Zuströmung aus dem unendlich grossen Gefäss die Geschwindigkeit nur halb so gross wie im Einlaufrohr.

Die Druckdifferenz zwischen einem Punkt der Halbkugel vom Durchmesser d_1 und dem Austrittsquerschnitt B der Düse beträgt also:

$$\Delta h = \frac{v_2^2 - v_A^2}{2g} = \frac{Q^2}{2g} \left[\frac{1}{F_2^2} - \frac{1}{F_A^2} \right] = \frac{Q^2}{2g F_2^2} \left[1 - \left(\frac{F_2}{F_A} \right)^2 \right]$$

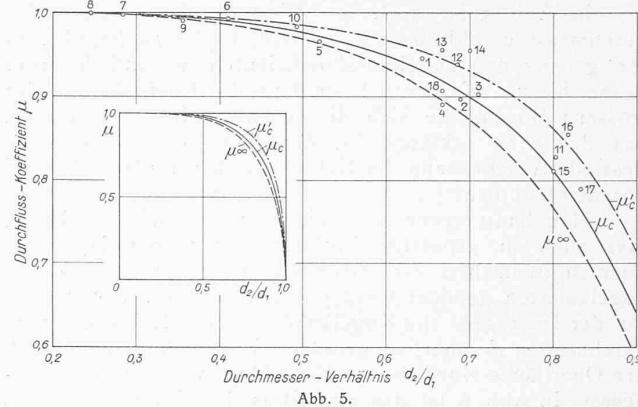
$$= \frac{Q^2}{2g F_2^2} \left[1 - \left(\frac{F_2}{2F_1} \right)^2 \right] = \frac{Q^2}{2g F_2^2} \left[1 - \frac{1}{4} \left(\frac{F_2}{F_1} \right)^2 \right]$$

wenn man von Strömungsverlust und ungleicher Geschwindigkeitsverteilung in der Düse absieht. Daraus berechnet sich die theoretische Wassermenge zu:

$$Q_0 = \frac{1}{\sqrt{1 - \frac{1}{4} \left(\frac{F_2}{F_1} \right)^2}} F_2 \sqrt{2g \Delta h}$$

Die wirkliche Wassermenge Q wird etwas kleiner sein, das Verhältnis $Q:Q_0$ ist wieder der Durchflusskoeffizient. Erfahrungsgemäss ist dieser bei grossen, glatten Düsen, die in glatter Wand eingesetzt sind, praktisch gleich 1, sodass Q gleich Q_0 gesetzt werden kann.

Bei der Zuströmung zur Düse aus einem Rohr vom Durchmesser d_1 wird unmittelbar vor dem Düseneintritt eine Umlenkung der Wasserfäden stattfinden, derart, dass die Strömung ähnlich verläuft wie aus dem unendlich grossen Gefäss. Für die Zuströmung aus dem Rohr vom



Durchmesser d_1 wird die Wassermenge berechnet nach:

$$Q = \mu \sqrt{\frac{1}{1 - \left(\frac{F_2}{F_1} \right)^2}} F_2 \sqrt{2g \Delta h}$$

Da die Messtelle A aber angenähert auf der Halbkugelfläche vom Durchmesser d_1 liegt, ist eigentlich:

$$Q = \sqrt{\frac{1}{1 - \frac{1}{4} \left(\frac{F_2}{F_1} \right)^2}} F_2 \sqrt{2g \Delta h}$$

Durch Gleichsetzen der beiden Formeln erhält man:

$$\mu = \mu_c = \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{F_2}{F_1} \right)^2}{1 - \frac{1}{4} \left(\frac{F_2}{F_1} \right)^2}} = \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^4}{1 - \frac{1}{4} \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^4}}$$

Das heisst: der Durchflusskoeffizient μ ist vom Durchmesserverhältnis $d_2:d_1 = \delta$ abhängig.

Für kleinere Werte von δ wird der Wert $\delta^4 = y$ so klein, dass die Formel durch Reihenentwicklung vereinfacht werden kann in:

$$\mu_c = \sqrt{\frac{1-y}{1-qy}} = \sqrt{1-y} \sqrt{\frac{1}{1-qy}} \sim \left(1 - \frac{y}{2} \right) \left(1 + \frac{qy}{2} \right)$$

$$\sim 1 - \frac{y}{2} + \frac{qy}{2} - \frac{q}{4} y^2 \quad \text{oder da } \frac{q}{4} y^2 \sim 0:$$

$$\sim 1 - \frac{y}{2} (1 - q)$$

für $q = 1/4$ ist:

$$\mu_c \sim 1 - \frac{3}{8} y = 1 - 0,375 \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^4$$

Diese angenäherte Berechnung ergibt eine genügende Uebereinstimmung mit der richtigen Formel bis zu Werten von $d_2:d_1 = 0,5$.

In Abb. 5 ist der berechnete Durchflusskoeffizient μ_c in Abhängigkeit vom Durchmesser-Verhältnis dargestellt. In dem selben Diagramm sind sämtliche dem Berichterstatter zugänglichen, durch Eichung ermittelten Durchflusskoeffizienten verschiedener Düsen eingetragen, die in Tabelle 1 zusammengestellt sind. Die Werte gruppieren sich mit relativ kleinen Abweichungen um die berechnete Kurve, insbesondere die Durchflusskoeffizienten der im Kraftwerk Wäggital verwendeten Venturidüsen zeigen eine sehr gute Uebereinstimmung.

Für den Durchflusskoeffizienten lässt sich noch ein unterer Grenzwert berechnen. Unter der Annahme, dass an irgend einer Stelle vor der Düse das Wasser stagniert, d. h. die Geschwindigkeit v_1 und damit die Geschwindigkeitshöhe $v_1^2/2g = 0$ werden, was für die Kehle zwischen Einlaufrohr und Düse wahrscheinlich zutreffen wird, berechnet sich die Wassermenge aus der Druckdifferenz zwischen diesem Punkt und dem Auslaufquerschnitt B zu:

$$Q = F_2 \sqrt{2g \Delta h}$$

Die Wassermenge wird aber aus der Formel berechnet:

$$Q = \mu \sqrt{\frac{1}{1 - \left(\frac{F_2}{F_1} \right)^2}} F_2 \sqrt{2g \Delta h}$$

daraus ist aber:

$$\mu = \mu_\infty = \sqrt{1 - \left(\frac{F_2}{F_1} \right)^2} = \sqrt{1 - \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^4}$$

In Abb. 5 ist auch der Wert μ_∞ in Funktion des Durchmesserverhältnisses dargestellt. In der Tat liegt keiner der gemessenen Durchflusskoeffizienten wesentlich unter dieser Kurve. Es sind besonders die Koeffizienten der grösseren Düsen, die sich dieser untern Kurve annähern, was damit zu erklären ist, dass bei grossen Düsen die Messtelle A sehr nahe der Kehle zwischen Einlaufrohr und Düseneintritt liegt.

Man kann ferner mit einiger Annäherung annehmen, dass auch in grösserer Entfernung von der Düse die Querschnittsflächen der Strömung im Einlaufrohr durch Kugelkalotten gebildet werden (siehe Abb. 6). Unmittelbar vor der Düse geht die Kugelkalotte in die Halbkugel vom Durchmesser d_1 über, in grösserer Entfernung nähert sich ihre Oberfläche einer ebenen Kreisfläche vom selben Durchmesser. In Abb. 6 ist das Verhältnis der Kalottenfläche F_k zur Kreisfläche F_1 in Abhängigkeit der Entfernung von der Düse dargestellt. Für die Entfernung o ist $\varphi = \frac{F_k}{F_1} = 2$, für eine Entfernung vom doppelten Durchmesser des Einlaufrohres ist φ schon praktisch = 1. Man kann auch das den beiden Flächen entsprechende Verhältnis der Geschwindigkeitshöhen darstellen; für einen Abstand von $2d_1$ vor der Düse ist dieses Verhältnis ähnlich 1 und für den Abstand o , d. h. unmittelbar vor der Düse, ist es = 0,25.

Bei kleineren Düsen ist die Messtelle A vom Düseneintritt in einer Entfernung von etwa $d_1/4$. Dort ist das Verhältnis:

$$\varphi = \frac{F_k}{F_1} \sim 1,4 \quad \text{und} \quad \left(\frac{F_k}{F_1} \right)^2 \sim 2, \quad F_k^2 = 2 F_1^2$$

Daher ist für kleinere Düsen:

$$Q = \frac{1}{\sqrt{1 - \frac{1}{2} \left(\frac{F_2}{F_1} \right)^2}} F_2 \sqrt{2g \Delta h}$$

nach der Venturiformel setzt man aber:

$$Q = \mu \frac{1}{\sqrt{1 - \left(\frac{F_2}{F_1} \right)^2}} F_2 \sqrt{2g \Delta h}$$

daraus ist:

$$\mu = \mu_c' = \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{F_2}{F_1} \right)^2}{1 - \frac{1}{2} \left(\frac{F_2}{F_1} \right)^2}} = \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^4}{1 - \frac{1}{2} \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^4}}$$

für d_2/d_1 kleiner als 0,5 ist $\mu_c' \sim 1 - 0,25 (d_2/d_1)^4$

Die Kurve μ_c' ist ebenfalls in Abb. 5 dargestellt; man sieht, dass nur einige kleinere Düsen grössere Durchflusskoeffizienten aufweisen, als die obere Kurve angibt.

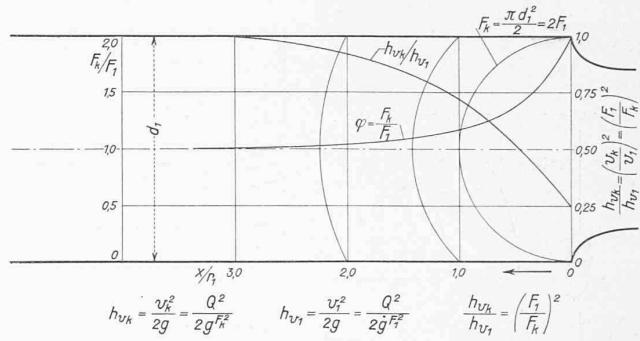


Abb. 6.

Die Abweichungen der gemessenen Durchfluss-Koeffizienten von den berechneten Kurven erklären sich daraus, dass die Druckabnahmestellen auf der Einlaufseite sich nicht genau an den für die Berechnung vorausgesetzten Stellen befinden und dass die verschiedenen Düsen auf verschiedene Arten geeicht wurden. Teils wurden die Düsen durch Behältermessung, teils durch Ueberfallmessung, teils durch Salzmessung und teils nach dem Verfasser unbekannten Messmethoden geeicht.

Die Kurve μ_c kann aber doch als wahrscheinlichster Mittelwert für den Durchflusskoeffizienten in Abhängigkeit vom Durchmesserverhältnis angesehen werden.

Um für grosse und für kleine Düsen des selben Durchmesserverhältnisses möglichst gleich grosse Durchflusskoeffizienten zu erhalten, sollte für alle Düsen das Verhältnis der Entfernung zwischen der vordern Druckabnahmestelle und dem Düseneintritt zum Eintrittsdurchmesser d_1 konstant gehalten werden, damit sich die Druckabnahmestelle immer an der selben Stelle der Druckanstiegskurve vor der Düse befindet. Bei den heutigen Ausführungen ist aus konstruktiven Gründen der Abstand der Druckabnahmestelle vom Düseneintritt bei kleinen und grossen Düsen dem absoluten Werte nach nahezu gleich gross, bei kleinen Düsen also im Verhältnis zum Eintrittsdurchmesser grösser als bei grossen Düsen. Da der Druckanstieg unmittelbar an der Düse am grössten ist, erklärt sich nach vorstehenden Ausführungen, dass die kleinen Düsen bei gleichem Durchmesserverhältnis $d_2 : d_1$ im allgemeinen einen grösseren Durchflusskoeffizienten haben als die grossen Düsen.

Tabelle I. Zusammenstellung der Durchflusskoeffizienten verschiedener Venturidüsen

Nr.	Bezeichnung	d_1 mm	d_2 mm	d_2/d_1	μ	Eichung	Beschreibung
1	Rempen, Pumpendüse	700	450	0,643	0,9446	Ueberfall	Bericht über die Eichung vom August 1925
2	" Turbinendüse	1450	1000	0,689	0,897	"	" " " " Januar 1925
3	Siebnen	1550	1100	0,710	0,902	"	" " " Turbinenabnahmeversuche vom Juli 1927
4	B. & R. Modelldüse	300	200	0,667	0,890	"	" " " Modellversuche September 1923
5	B. & R. Venturimeter	25	13	0,520	0,965	Behälter	Broschüre Germer 1923
6	" "	250	102,5	0,410	0,993	"	
7	" "	1250	354,7	0,284	0,997	Ueberfall	Dissertation Hans Müller über den Einfluss von Krümmern auf die Anzeige von Venturimetern
8	" "	101,4	25,0	0,246	0,985	Behälter	
9	" "	101,4	36,1	0,356	0,990	"	Brief Bopp & Reuther vom 1. Juni 1927
10	" "	101,4	50,0	0,493	0,983	"	
11	Vernayaz	700	562	0,803	0,828	?	Wasserbaulaboratorium an der E. T. H.
12	Soracaba	1850	1269,3	0,685	0,938	Salz u. Behälter	
13	B. & R. Venturimeter	300	200	0,667	0,955	?	Wasserbaulaboratorium an der E. T. H.
14	" "	200	140	0,700	0,955	?	
15	" "	750	600	0,800	0,811	?	Wasserbaulaboratorium an der E. T. H.
16	" "	550	450	0,818	0,855	?	
17	" "	900	750	0,833	0,790	?	Wasserbaulaboratorium an der E. T. H.
18	" "	1500	1000	0,667	0,906	Schirm	