Das höchstzulässige Sauggefälle von Wasserturbinen

Autor(en): **Ackeret, J.**

Objekttyp: **Article**

Zeitschrift: **Schweizerische Bauzeitung**

Band (Jahr): **91/92 (1928)**

Heft 11

PDF erstellt am: **12.07.2024**

Persistenter Link: https://doi.org/10.5169/seals-42465

Band 91. Nachdruck von Text oder Abbildungen ist nur mit Zustimmung der Redaktion und nur mit genauer Quellenangabe gestattet. **Nr. 11**

Das höchstzulässige Sauggefälle von Wasserturbinen.

Von Obering. J. ACKERET, Zürich.

Die Frage des höchstzulässigen Sauggefälles für Wasserturbinen ist in neuerer Zeit akut geworden. Man hat sich natürlich von jeher davor gehütet, Sauggefälle von 8 oder 9 m zu verwenden, weil man Störungen befürchtete, ähnlich wie bei Pumpen, wo eben der Barometerstand der Ansaughöhe eine natürliche Grenze setzt. Als man nun aber bei der Entwicklung schnellaufender Räder (Kaplan- und Propeller-Turbinen) bemerkte, dass auch bei Saughöhen von 2 oder 3 m, die als harmlos galten, Schwierigkeiten auftraten, da war es klar, dass die sogen. statische Saughöhe (Niveaudifferenz von Unterkante Laufrad bis Unterwasserspiegel) nicht das wahre Mass der Gefahr bildet. Man kam auf diese Weise dazu, die „dynamische Saughöhe" sorgfältig zu berücksichtigen.

Das Wasser tritt mit ziemlicher Geschwindigkeit aus dem Laufrad, im allgemeinen um so schneller, je grösser die spezifische Drehzahl n_s ist. Bei sehr schnellaufenden Rädern ist die im Laufradaustritts-Querschnitt vorhandene Energie bis zu 50 % der insgesamt zur Verfügung stehenden. Würde das Wasser ins Unterwasser stürzen, so wäre der Wirkungsgrad der Turbine keinesfalls höher als 50 % (von dem allfälligen Verlust an statischer Saughöhe, dem „Freihängen" ganz abgesehen). Durch Anwendung eines schlanken Diffusors mit schwacher Krümmung, der sich in Stromrichtung erweitert, gelingt es aber, wie bekannt, einen grossen Teil der eben erwähnten Austritts-Energie zurückzugewinnen. Unter dem Laufrad macht sich diese Energie-Rückgewinnung als eine Absenkung des Druckes bemerkbar, als eine Erhöhung des im Rade wirksamen Gefälles.

Setzen wir für die Austrittsgeschwindigkeit c_m in üblicher Weise:

$$c_m = k_{c_m} \sqrt{2\,g\,H_0}$$

(H_0 = Totalgefälle). Die Geschwindigkeitshöhe ist $\frac{c_m^2}{2g}$ oder $k_{c_m}^2 H_0$. Das Saugrohr gewinnt davon den Teil $\eta_s k_{c_m}^2 H_0$ zurück, wo η_s den Saugrohrwirkungsgrad (etwa von der Grössenordnung 0,6 bis 0,8) bedeutet. Der Druck am Laufrad-Austritt ist somit um $H_s + \eta_s k_{c_m}^2 H_0$ geringer (H_s = Saughöhe), als der am Saugrohraustritt herrschende barometrische Druck B (etwa in m Wassersäule gemessen).

Nun kann offenbar der Druck unter dem Laufrad nicht tiefer sinken, als auf den sehr geringen Dampfspannungsdruck des Wassers, der etwa 10 bis 20 cm Wassersäule bei normalen Wassertemperaturen beträgt, weil sonst das Wasser zu kochen anfinge (Hohlraumbildung oder Kavitation).

Vernachlässigen wir den Dampfspannungsdruck, so muss angenähert sein:

$$B - H_s - \eta_s k_{c_m}^2 H_0 = 0 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

Für das höchstzulässige Sauggefälle erhalten wir jetzt daraus den Wert:

$$H_s = B - \eta_s k_{c_m}^2 H_0 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1a)$$

Bei Kenntnis des Werts η_s, die man sich unschwer verschaffen kann, wäre für jeden Turbinentyp das Problem gelöst, da k_{c_m} mit den Daten der Turbine gegeben ist.

Aber die Sache ist bei weitem nicht so einfach. Wer nur mit Gleichung (1a) rechnet, kann sehr unangenehme Ueberraschungen erleben. Es ist in der Tat ja keineswegs ausgemacht, dass der Druck unmittelbar hinter dem Laufrad der tiefste in der Turbine überhaupt vorkommende ist. Wir dürfen dabei nur nicht bei der üblichen „eindimensionalen" Turbinentheorie stehen bleiben, sondern müssen uns die Kraftwirkungen an den einzelnen Turbinenschaufeln selbst klarlegen. Offenbar ist diese Abkehr umso einschneidender, je weniger Schaufeln das Rad hat.

Eine vollständige Theorie der Kaplanräder gibt es noch nicht, aber eine sehr brauchbare Annäherung wird durch den Begriff des *Flügelgitters* geschaffen. Wir denken uns das Rad mit einem koaxialen Zylinder geschnitten und den Schnitt abgewickelt. Dann entsteht die Abb. 1, das sich von den üblichen Schaufelschnitten nur durch das kleinere Verhältnis l/T unterscheidet. Es gilt nun zu untersuchen, ob irgendwo auf diesen Schnitten der Druck besonders tief sinkt. Ist die Teilung sehr gross, so wirkt die einzelne Schaufel als „Flügel" im Sinne der Aerodynamik, und man kommt mit den Methoden dieser neuerdings sehr entwickelten Wissenschaft zu brauchbaren Schlüssen, wenn man die Wirkungen der übrigen Flügel als kleine Störungen betrachtet. Darin liegt der Wert der verschiedenen schon entstandenen Gittertheorien, dass sie vom Einzelflügel verhältnismässig sicher zum Gitter hinüberführen und Druckverteilungen, Grösse und Richtung der resultierenden Schaufelkräfte usw. zu berechnen gestatten.

Leider ist im Falle schnellaufender Räder für grössere Gefälle die Voraussetzung l/T = klein schlecht erfüllt; man kommt im Gegenteil auf $l/T \sim = 1$ zurück. Da wird die exakte Rechnung schon schwierig und zeitraubend und man wird, nicht zum Schaden übrigens, auf den experimentellen Weg gedrängt.

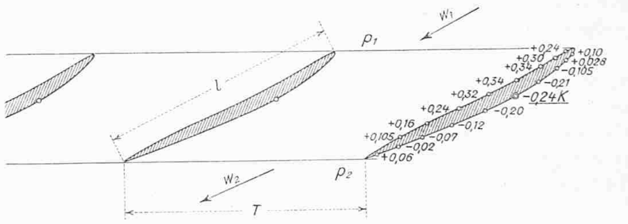

Abb. 1. Schaufelschnitte (Schaufelgitter) einer Propeller-Turbine.

Dieser Weg ist in einer Untersuchung beschritten worden, die in der eben erschienenen 3. Lieferung der Ergebnisse der Aerodynamischen Versuchsanstalt zu Göttingen[1]) mitgeteilt wird und die von turbinentechnischer Seite angeregt wurde. Wir greifen aus den zahlreichen Druckverteilungsmessungen eine typische heraus und verweisen im übrigen auf das Buch.

In Abbildung 1 rechts ist der Unter- bezw. Ueberdruck an verschiedenen Stellen der Schaufel angeschrieben, verglichen mit dem Druck p_2 hinter dem Schaufelgitter, also am Anfang des Saugrohres. Man sieht sofort, dass der Druck keineswegs monoton vom Druck vor dem Gitter p_1 auf Druck p_2 hinter dem Gitter abfällt, sondern dass auf der Saugseite der Druck p_2 auf eine grössere Strecke unterschritten wird. Das Minimum des Druckes in der Turbine überhaupt findet sich bei K. Die Drücke im Schaufelgitter ändern sich, wie etwa in einer Düse, mit dem Quadrat der Durchflussmenge. Wir beziehen sie

[1]) Verlag Oldenbourg, München 1927. Seite 132.

vorteilhaft auf die Geschwindigkeitshöhe der Relativgeschwindigkeit w_2 und schreiben demgemäss:

$$\frac{p - p_2}{\gamma} = \alpha \frac{w_2^2}{2g} = \alpha\, k_{w_2}^2 H_0 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

Die Werte α sind in Abbildung 1 eingetragen. Insbesondere ist in Punkt K der Druck um $-\alpha_{\max} \frac{w_2^2}{2g}$ tiefer als p_2.

Setzen wir noch $-\alpha_{\max} = \lambda$, so können wir schreiben:

$$0 = B - H_s - \eta_s\, k_{c_m}^2 H_0 - \lambda\, k_{w_2}^2 H_0 \quad . \quad . \quad (3)$$

und schliesslich den in letzter Zeit viel verwendeten Kavitationsbeiwert σ berechnen aus:

$$\sigma = \frac{B - H_s}{H_0} = \eta_s\, k_{c_m}^2 + \lambda\, k_{w_2}^2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

Im allgemeinen begnügt man sich mit der experimentellen Bestimmung von σ, ein Vorgehen, das bei dem gegenwärtigen Stand unserer Kenntnisse durchaus gerechtfertigt ist. Es ist aber interessant zu sehen, dass man zu einer ganz brauchbaren Berechnung von σ kommen kann, wenn man die Gittermessungen heranzieht. Diese geben uns ja die Unterdrücke direkt, und es sind nur einige naheliegende Umrechnungen nötig, um die Ergebnisse in einer für unsere Zwecke geeigneten Form darzustellen. Wir betrachten nur den äussersten Schaufelschnitt (mit der grössten Umfangs-Geschwindigkeit u); dort tritt sehr oft zuerst Kavitation auf.

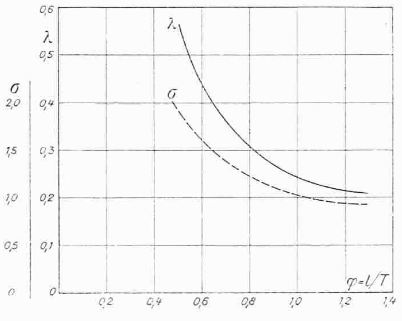

Abb. 2. Werte von λ und σ in Funktion von der Schaufellänge.

Wir greifen beispielsweise folgenden Fall heraus: $k_{c_m} = 0{,}68$, $k_u = 1{,}56$, $k_{w_2} = 1{,}70$, und schätzen $\eta_s = 0{,}70$. Diese Werte entsprechen etwa einer Propellerturbine von der spezifischen Drehzahl $\eta_s \sim 600$. Für eine ganze Reihe von Schaufellängen l bezw. Verhältnissen $\varphi = l/T$ nehmen wir aus den Göttinger-Tabellen die tiefsten Unterdrücke, berechnen daraus λ und weiterhin σ. So entsteht Abb. 2.

Man erkennt hier gleich, dass man, um kleine σ-Werte zu erzielen, die Schaufellängen vergrössern muss; dies ist aber gerade der Weg, den die Konstrukteure einschlugen, als sie die ursprünglichen kurzen Kaplan-Schaufeln notgedrungen verliessen. Die kurze Schaufel war ja aus Reibungsgründen sonst sehr erwünscht.

Wählen wir etwa $\varphi = l/T = 1{,}1$, das statische Sauggefälle $H_s = 1{,}0$ m, so wird mit $\sigma \sim 0{,}97$ das höchst zulässige Gesamtgefälle

$$H_0 = \frac{10 - 1}{0{,}97} = 9{,}3 \text{ m}$$

Ohne Berücksichtigung von λ, d. h. lediglich mit statischem Sauggefälle und dynamischem Rückgewinn würde man erhalten:

$$\sigma = \eta_s\, k_{c_m}^2 = 0{,}325$$

und als höchstes Gefälle

$$H_0 = \frac{10 - 1}{0{,}325} = 27{,}7 \text{ m},$$

was nach allen vorliegenden Erfahrungen ein viel zu hohes Gefälle wäre. *D. Thoma*, München, hat ein sehr ähnliches Rad auf Kavitation geprüft und ein kritisches σ von etwa 0,80 gefunden, was mit unserem ersten Wert nahe genug zusammenfällt, um zu zeigen, dass unsere Gitterbetrachtung auch quantitativ befriedigend ist.

Wir haben uns bisher nicht darum gekümmert, was geschieht, wenn irgendwo Kavitation einsetzt; es ist aber bekannt, dass der Wirkungsgrad der Maschine nicht völlig unstetig abfällt. So wird unser kritisches σ einigermassen noch im sicheren, zulässigen Gebiet liegen.

Es ist klar, dass durch geeignete Profilformen, richtige Wahl des Durchmessers (damit des k_{c_m}) und passende Formgebung der Schaufeln manches erreicht werden kann und noch wesentliche Fortschritte in der Ausnützung höherer Gefälle möglich sind; aber schliesslich werden wir uns einer Grenze nähern, wie die Schiffsschraubenbauer, denen die Kavitation seit langem bekannt ist.

Wir haben bisher Turbinen grosser spezifischer Drehzahl betrachtet. Normal- und Langsamläufer haben viel grössere l/T und damit kleinere λ, sodass die Vernachlässigung von λ keine schlimmen Folgen hat; auch zeigt es sich, dass Leistungen und Wirkungsgrade bei eintretender Kavitation lange nicht so stark zurückgehen, wie bei Schnelläufern. Hingegen ist dann die bei grosser Geschwindigkeit nicht selten mit der Kavitation heftig auftretende Korrosion von Belang; es ist daher auch dort wichtig, Kavitation ganz zu meiden.

Zusammenfassend kann man sagen, dass bei grössern spezifischen Drehzahlen ($\eta_s > 250$) die Berechnung der Kavitationsgefahr mit alleiniger Berücksichtigung von statischem Sauggefälle und dynamischem Rückgewinn unzulässig ist.

Bestimmung der Grösse von Phasenschiebern.

Von Elektro-Ing. W. J. REY, Pittsburg Pa., U. S. A.

Da Phasenschieber zur Verbesserung des $\cos\varphi$ in Kraftleitungsnetzen in ökonomischer Hinsicht von bedeutendem Vorteil sind und immer mehr in Anwendung kommen, mag folgende, zum praktischen Gebrauch genügend genaue Methode zur Bestimmung der Grösse der Maschinen von Interesse sein.

Gewöhnlich erfolgt diese Bestimmung durch Kurven, erhalten durch empirische Methoden und Berechnungen oder durch trigonometrische und graphische Lösungen, was zu weitläufigen Berechnungen führt. Bei Anwendung dieser Methode wird nur eine Tabelle der Kilowatt-Verluste für die verschiedenen Grössen der Maschinen benötigt. Das prozentuale Verhältnis von Kilowatt-Verlust zu Kilovoltampère-Kapazität für gewisse Grössen von Maschinen ist zu diesem Zwecke genügend.

Diese Methode ist gestützt auf die Annahme, dass zum Zwecke der Bestimmung der Phasenschieber-Kapazität durch Vektoren, die Differenz in numerischen Werten zwischen aktuellen reaktiven Voltampères und den totalen kVA des Phasenschiebers vernachlässigt werden kann. Diese Annahme ist erklärlich durch den im Vektoren-Diagramm bei diesen zwei Werten gebildeten Winkel, der angenähert als Null betrachtet werden kann. Die Kürze und Einfachheit der Methode kann am besten durch die zwei folgenden Beispiele erläutert werden.

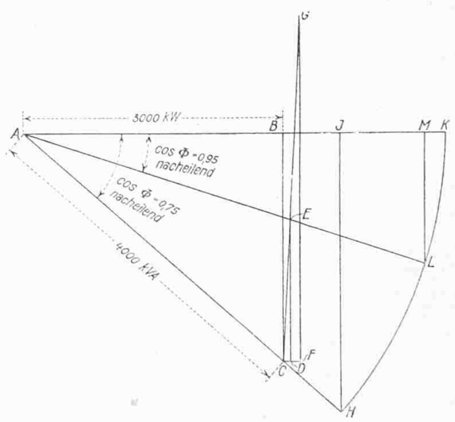

Abb. 1.

Aufgabe I (siehe Skizze Abb. 1): In einer Kraftleitung von 4000 kVA und $\cos\varphi = 0{,}75$ nacheilend soll mit Hilfe eines Phasenschiebers $\cos\varphi$ auf 0,95 verbessert werden.