Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 101/102 (1933)
Heft: 15

Inhaltsverzeichnis

Band 102

Nr. 15

Der Wirkungsgrad einer Wasserturbine bei veränderlichem Gefälle, veränderlichen Dimensionen und Temperatur des Betriebswassers, jedoch bei gleicher spezifischer Schnelläufigkeit.

Von Dr. Ing. R. GREGORIG, Assistent für Maschinenbau an der Eidg. Techn. Hochschule, Zürich.

Es wird gezeigt, wie man in einfacher Weise den Wirkungsgrad der Modellturbine auf den der Ausführungsturbine aufwerten kann. Zur Bekräftigung der Rechnung werden einige Versuche herangezogen.

Die Notwendigkeit der Anstellung von Modellversuchen beim Projektieren grosser hydraulischer Anlagen zwingt uns zu einer Uebertragung der Versuchsergebnisse am Modell auf die Verhältnisse der Ausführung mittels einer Aehnlichkeitsbetrachtung. Diese Betrachtung befasst sich mit dem Vergleich der Trägheitskräfte zu den Feldkräften und vernachlässigt die Einflüsse der Zähigkeit des Wassers vollständig.

Mechanische Aehnlichkeit zwischen Ausführung und Modell besteht dann, wenn die Beziehung

$$\left(\frac{c_i}{\sqrt{2g\,H}}\right)_{\text{Modell}} = \left(\frac{c_i}{\sqrt{2g\,H}}\right)_{\text{Ausführung}} \quad . \; . \; . \quad (1)$$

erfüllt ist, wo c_i eine beliebig gewählte Geschwindigkeit im Strömungssystem und H das Gefälle bedeutet. Dabei sind geometrisch ähnliche Strömungsräume vorausgesetzt.

Die Nichtberücksichtigung der Zähigkeit bei dieser Aehnlichkeitsbetrachtung hat Diskrepanzen zwischen den Messergebnissen am Modell und der Ausführung zur Folge. Wollte man die Einflüsse der Reibung bei den Modellversuchen auch berücksichtigen, dann müsste man dafür sorgen, dass die Reynolds'schen Zahlen auf einen beliebigen Zustandspunkt bezogen für die Modell- wie für die Ausführungsströmung die gleichen wären:

$$Re_{\text{ Modell}} = Re_{\text{ Ausführung}} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (2)$$

Man kann die Reynolds'sche Zahl aus Gründen mechanischer Aehnlichkeit z. B. folgendermassen definieren:

$$Re = \frac{\sqrt{2g\,H}\,D_1}{\nu}\,; \quad \nu = \frac{\eta}{\varrho} = \frac{\eta\,g}{\gamma}\,, \quad . \; . \; . \quad (3)$$

wo H das Gefälle, g die Erdbeschleunigung, D_1 den Eintrittsdurchmesser der Turbine, ν die kinematische Zähigkeit, η die Zähigkeit und γ das spezifische Gewicht des Betriebswassers bedeuten.

Die Modelle sind in den meisten Fällen kleiner als die Ausführung, sodass man dafür sorgen muss, dass das Gefälle beim Modellversuch der Gleichung (2) entsprechend grösser oder die kinematische Zähigkeit ν der Versuchsflüssigkeit (Modellflüssigkeit) entsprechend kleiner gewählt wird. In den seltensten Fällen kann die Bedingung der Gleichung (2) beim Modellversuch erfüllt werden, sodass man einen andern Weg einschlagen muss. *Moody*[1]) und *Camerer*[2]) haben eine Beziehung zwischen dem Wirkungsgrad der Ausführung und demjenigen des Modelles aufgestellt, jedoch sind die Aufstellungen nicht allgemein genug.

Der hydraulische Wirkungsgrad einer Turbine definiert sich (bei Vernachlässigung der kinetischen Zuflussenergie am Oberwasserspiegel) zu:

$$\eta_h = \frac{H - c_3^2/2g - Hv}{H} \quad . \; . \; . \; . \; . \quad (4)$$

dabei ist c_3 die Austrittsgeschwindigkeit aus dem Saugrohr, H_v die sogenannte Verlusthöhe, welche wir

$$H_v = \lambda\,\frac{L}{D}\,\frac{c_2}{2g} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (5)$$

mit

$$\lambda = \frac{\text{const.}}{\sqrt[4]{Re}} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (6)$$

definieren wollen. Die Beziehung gilt für turbulente Strömungen in geraden Rohren mit Kreisquerschnitt. Es ist eine bewusste Zumutung, einen derartigen Ansatz für die Druckverlusthöhe aufzustellen. Neben den Verlusten der Wandreibung wären noch Krümmerverluste zu berücksichtigen, was jedoch nicht auf einfache Art durchführbar ist.

Mit

$$c \sim \sqrt{2g\,H} \quad . \; . \; . \; . \; . \quad (7)$$

schreibt sich (5) + (6) wegen Aehnlichkeit der Strömungsräume zu

$$H_v = \frac{\text{const.}}{\sqrt[4]{Re}}\,H = \frac{\text{const.}}{\sqrt[4]{\dfrac{D_1\,\sqrt{H}}{\nu}}}\,H \quad . \; . \; . \; . \quad (8)$$

Der Ausdruck für H_v aus Gleichung (8) in die Gleichung (4) eingesetzt gibt

$$\eta_h = \frac{H - c_3^2/2g - \dfrac{\text{const.}}{\sqrt[4]{\dfrac{D_1\,\sqrt{H}}{\nu}}}\,H}{H} \quad . \; . \; . \; . \quad (9)$$

oder mit

$$K_{c_3} = \frac{c_3}{\sqrt{2g\,H}} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (10)$$

$$\eta_h = 1 - K_{c_3}^2 - \frac{\text{const.}}{\sqrt[4]{\dfrac{D_1\,\sqrt{H}}{\nu}}} \quad . \; . \; . \; . \quad (11)$$

Für zwei ähnliche Turbinen, also Turbinen mit gleicher spezifischer Schnelläufigkeit, etwa das Modell und die Ausführung, die unter mechanisch ähnlichen Zuständen arbeiten, gilt

$$K_{c_3\,\text{Modell}} = K_{c_3\,\text{Ausführung}}$$

Somit erübrigt sich ein Unterscheiden der K_{c_3}-Grössen. Grössen, die sich auf das Modell beziehen, erhalten den Index „*m*", die der Ausführung den Index „*a*".

Somit schreiben sich folgende Gleichungen

$$\eta_{ha} = 1 - K_{c_3}^2 - \frac{(\text{const.})\,a}{\sqrt[4]{\dfrac{D_{1a}\,\sqrt{H_a}}{\nu_a}}} \quad . \; . \; . \quad (12)$$

$$\eta_{hm} = 1 - K_{c_3}^2 - \frac{(\text{const.})\,m}{\sqrt[4]{\dfrac{D_{1m}\,\sqrt{H_m}}{\nu_m}}} \quad . \; . \; . \quad (13)$$

wobei zu bemerken ist, dass die vorkommende Konstante aus Aehnlichkeitsgründen in beiden Fällen (dem der Ausführung, wie dem des Modelles) den gleichen Wert hat. Durch Elimination der erwähnten Konstanten aus den Gleichungen (12) und (13) ergibt sich die gewünschte Beziehung

$$\eta_{ha} = \psi\,(\eta_{hm}) \quad . \; . \; . \; . \; . \quad (14)$$

zu

$$\eta_{ha} = (1 - K_{c_3}^2) - (1 - K_{c_3}^2 - \eta_{hm})\sqrt[4]{\frac{\nu_a}{\nu_m}\,\frac{D_{1m}}{D_{1a}}\sqrt{\frac{H_m}{H_a}}} \quad . \quad (15)$$

Da jedoch der totale Wirkungsgrad von Interesse ist, schreibt sich Gleichung (15) unter Berücksichtigung von

$$\eta_t = \eta_h\,\eta_{\text{ mech}} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (16)$$

zu

$$\eta_{t_a} = \eta_{ma}\left[(1 - K_{c_3}^2) - \left(1 - K_{c_3}^2 - \frac{\eta_{tm}}{\eta_{mm}}\right)\sqrt[4]{\frac{\nu_a}{\nu_m}\,\frac{D_{1m}}{D_{1a}}\sqrt{\frac{H_m}{H_a}}}\,\right] \quad (17)$$

worin η_{ma} den mechanischen Wirkungsgrad der Ausführung und η_{mm} den des Modelles bedeutet.

---

[1]) Turbines hydrauliques et régulateurs automatiques de vitesse, Livre I (von A. Tenot), S. 463.

[2]) Vorlesungen über Wasserkraftmaschinen, Aufl. 1914, S. 305.