

Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 91 (1973)
Heft: 1

Artikel: Die Verlustanalyse als Mittel zur Bemessung des Spiraleintrittsdurchmessers von Wasserturbinen
Autor: Osterwalder, J.
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-71775>

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. 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. [Siehe Rechtliche Hinweise.](#)

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. [Voir Informations légales.](#)

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. [See Legal notice.](#)

Download PDF: 16.05.2025

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

- [4] Lorenzen, P.: Metamathematik, B-I-Hochschultaschenbuch, Band 25, 1962.
- [5] Scholz, H.: Der klassische und der moderne Begriff einer mathematischen Theorie. Math.-Phys. Semesterberichte 3 (1953), S. 30-47.
- [6] Tarski, A.: Über den Begriff der logischen Folgerung. «Actual. scient. ind.» Nr. 394, S. 1-11, Paris, 1936.
- [7] Leinfellner, W.: Einführung in die Erkenntnis- und Wissenschaftstheorie. B-I-Hochschultaschenbuch, Band 41, 2. Aufl., 1967.
- [8] Betten, J.: Fließgelenkhypothese zur Beschreibung des funktionellen Versagens von Tragwerken. «Zeitschrift Konstruktion», im Druck.

- [9] Siebel, E.: Die Formgebung im bildsamen Zustand. Düsseldorf: Verlag Stahleisen, 1932.
- [10] Troost, A., und Betten, J.: Über den Einfluss der Reibung und der Schubspannung auf die bildsame Formgebung. «Archiv f. d. Eisenhüttenwesen», 40 (1969), S. 387-394.
- [11] J. Betten: Habilitationsvortrag, Aachen, 1971, unveröffentlicht.

Adresse des Verfassers: Privatdozent Dr.-Ing. J. Betten, Institut für Werkstoffkunde, Rhein.-Westf. Technische Hochschule Aachen, D-51 Aachen.

Die Verlustanalyse als Mittel zur Bemessung des Spiraleintrittsdurchmessers von Wasserturbinen

DK 621.224

Von Prof. J. Osterwalder, Darmstadt

Zusammenfassung

Bei der Projektierung von Wasserkraftanlagen ist man bestrebt, die Hauptabmessungen und insbesondere die Breite der jeweiligen Spirale klein zu halten, da dieses Mass den Abstand von Turbine zu Turbine (Achsabstand) und somit die Baukosten erheblich beeinflussen kann. Bei der Festlegung der Strömungsquerschnitte und des Eintrittsdurchmessers D_E ist aber auch darauf zu achten, dass unzulässige Verluste vermieden werden. Im vorliegenden Beitrag werden die Spiralverluste abgeleitet und formelmässig angegeben; es lässt sich damit der Durchmesser D_E für einen bestimmten, als zulässig erachteten Verlust berechnen und für Turbinen verschiedener Schnelligkeit angeben.

*

Der Beitrag veranschaulicht die Bedeutung der Verlustanalyse als Mittel zur Bemessung von Turbinenspiralen mit kreisförmigen Strömungsquerschnitten. Zur Vereinfachung der Problemstellung werden folgende Annahmen getroffen:

- Lineare Abhängigkeit des Spiralquerschnittes A_φ vom Zentriwinkel φ , was in vielen Fällen den Tatsachen entspricht (Bild 1).
- In allen Querschnitten A_φ herrscht die gleiche mittlere Geschwindigkeit ($c_\varphi = c_E = \text{konst.}$), was bei umfängssymmetrischer Abströmung durch die Stützschaufelkanäle und dem erwähnten linearen Verlauf $A_\varphi \sim \varphi$ zutrifft.
- Die Strömungsverluste werden in Anlehnung an die Widerstandsgesetze der Rohrströmung ermittelt, wobei der Reibungsbeiwert λ als ein für die Spiralenströmung repräsentativer Mittelwert anzusehen ist.

Unter diesen Voraussetzungen können die bezogenen Spiralverluste wie folgt hergeleitet werden:

$$dH_V = \frac{\bar{c}_\varphi^2}{2g} \lambda \frac{dl}{D_\varphi} = \frac{c_E^2}{2g} \lambda \frac{R_\varphi d\varphi}{D_\varphi}$$

$$\frac{R_\varphi}{D_\varphi} = \frac{a D_1 + 0,5 D_\varphi}{D_\varphi} = \frac{a D_1}{D_\varphi} + 0,5$$

$$\frac{R_\varphi}{D_\varphi} = \frac{a D_1 (2\pi)^{1/2}}{D_E \varphi^{1/2}} + 0,5$$

$$dH_V = \frac{c_E^2}{2g} \lambda \left[\frac{a D_1 (2\pi)^{1/2}}{D_E \varphi^{1/2}} + 0,5 \right] d\varphi$$

$$\frac{H_V}{H} = K_{cE}^2 \lambda \cdot \left[\frac{a D_1 (2\pi)^{1/2}}{D_E} \int_{\varphi=0}^{\varphi=2\pi} \varphi^{-1/2} d\varphi + \int_{\varphi=0}^{\varphi=2\pi} 0,5 d\varphi \right]$$

$$\frac{H_V}{H} = K_{cE}^2 \lambda \left[\frac{a D_1 (2\pi)^{1/2}}{D_E} \frac{(2\pi)^{1/2}}{D_E} + \pi \right]$$

$$(1) \quad \frac{H_V}{H} = K_{cE}^2 \lambda \pi \left(\frac{4 a D_1}{D_E} + 1 \right)$$

Anhand von Formel (1) kann der Verlust einer gegebenen Turbine mit bekannten Daten Q , H , D_1 , D_E , a wie folgt ermittelt werden:

Beispiel: Kaplan-Spiralturbine mit 6 Laufschaufeln bei Vollast

$$\frac{D_1}{D_E} = 0,82; \quad a = 0,756;$$

$$Q_{11}^* = \frac{Q}{D_1^2 (2gH)^{1/2}} = 0,30$$

$$\lambda = 0,014$$

$$K_{cE} = \frac{c_E}{(2gH)^{1/2}} = \frac{4Q}{\pi D_E^2 (2gH)^{1/2}} = \frac{4Q}{\pi (D_E/D_1)^2 D_1^2 (2gH)^{1/2}}$$

$$K_{cE} = \frac{4 Q_{11}^*}{\pi} \left(\frac{D_1}{D_E} \right)^2 = \frac{4 \cdot 0,3}{\pi} \cdot 0,82^2 \cdot 0,256$$

$$\frac{H_V}{H} = 0,256^2 \cdot 0,014 \cdot \pi \cdot (4 \cdot 0,756 \cdot 0,82 + 1) = 0,01$$

Mit Formel (1) lässt sich ferner der bezogene Spiraldurchmesser D_E/D_1 für einen bestimmten, als tragbar erachteten

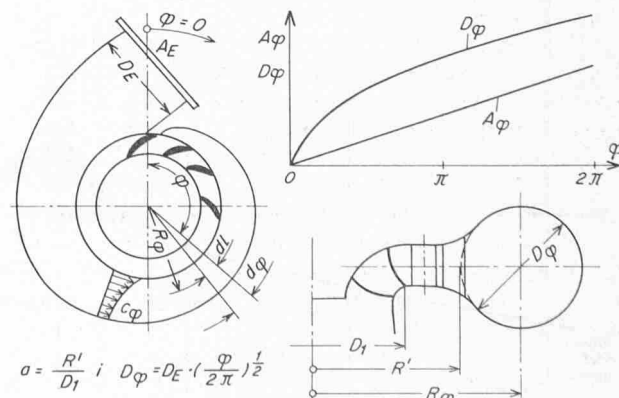


Bild 1. Schematische Darstellung des Spiralgehäuses einer Francis-turbine mit Angabe der verwendeten Rechnungsgrößen

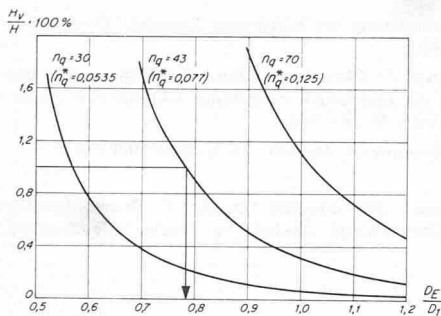
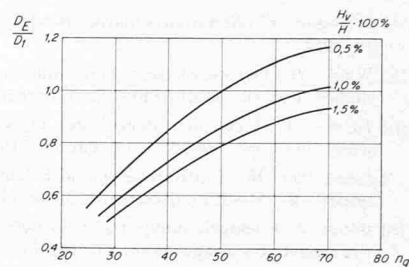


Bild 2 (links). Spiralgehäuseverluste von Francisturbinen, berechnet nach der Formel (3)

Bild 3 (rechts). Durchmesser-Verhältnis in Abhängigkeit von der spezifischen Drehzahl n_q für verschiedene Spiralgehäuseverluste entsprechend Bild 2



Verlust H_v/H ermitteln und für Turbinen verschiedener Schnellläufigkeit n_q darstellen. Bei einer entsprechenden Untersuchung kann davon ausgegangen werden, dass ausser der spezifischen Drehzahl

$$n_q = n/60 \cdot Q^{1/2}/(2 g H)^{3/4}$$

auch die zugehörigen Werte K_{u1} und

$$Q_{11}^* = (n_q^* \pi / K_{u1})^2$$

als bekannt vorausgesetzt werden können. Entsprechend der Beziehung

$$(2) \quad K_{eE}^2 = \left[\frac{4 Q_{11}^*}{\pi} \left(\frac{D_1}{D_E} \right)^2 \right]^2$$

lässt sich Formel (1) wie folgt darstellen:

$$(3) \quad \frac{H_v}{H} = \left[\frac{4 Q_{11}^*}{\pi} \left(\frac{D_1}{D_E} \right)^2 \right]^2 \lambda \pi \left(\frac{4 a D_1}{D_E} + 1 \right)$$

Das Symbol * kennzeichnet die dimensionslose Schreibweise der bekannten Kennziffern n_q und Q_{11} .

Mit Hilfe von Formel (3) lassen sich die bezogenen Spiralverluste für verschiedene Durchmesser-Verhältnisse D_E/D_1 gemäss der Prinzipdarstellung Bild 2 ermitteln. Das daraus resultierende Bild 3 gestattet schliesslich die gewünschte Aussage über den Spiraleintrittsdurchmesser von Turbinen verschiedener Schnellläufigkeit. Ein Vergleich mit ausgeführten Anlagen lässt darauf schliessen, dass die Bemessung etwa auf Grund von $(H_v/H) = 0,6$ bis 1% im Betriebsbereich optimalen Wirkungsgrades erfolgt. Für solche Untersuchungen kann $a = 0,8$ und $\lambda = 0,015$ mit genügender Genauigkeit angenommen werden.

Es ergeben sich somit Hinweise für eine sinnvolle Festlegung des Spiraleintrittsdurchmessers D_E , der aus Preisgründen nach Möglichkeit klein zu wählen ist. D_E beeinflusst die Hauptabmessungen der Spirale und somit u. U. den Achsabstand von Turbine zu Turbine bzw. die Länge des Kraftwerks. Ferner hängen davon auch die Abmessungen der anschliessenden Rohrleitung und des Absperrorgans ab.

Adresse des Verfassers: Jörg Osterwalder, o. Professor, Dipl.-Ing., Direktor des Instituts für hydraulische Maschinen und Strömungslehre der Technischen Hochschule Darmstadt, D-6100 Darmstadt, Magdalenenstr. 8-10

Der Europakanal

Von E. Stambach, Baden

DK 626.7

So benannt wird nunmehr die Rhein-Main-Donau-Wasserstrasse seit der Einweihung der zweitletzten, 72 km langen Teilstrecke von Bamberg bis Nürnberg am 23. September 1972. Damit steht die Europa durchquerende Schiffsverkehrsverbindung von der Nordsee bis zum Schwarzen Meer (rund 3500 km) vor dem Bau der letzten noch fehlenden, 99 km messenden Etappe zwischen Nürnberg und der Donau. In etwa

10 Jahren wird es soweit sein, dass der von Karl dem Grossen im Jahre 793 missglückte Versuch, West- und Osteuropa durch die «Fossa Carolina» zu verbinden, Wirklichkeit wird. Schon im 17. Jahrhundert griff man diese Idee des möglichen Wassertransportes wieder auf, die dann unter dem bayrischen König Ludwig I. zwischen 1835 und 1846 verwirklicht wurde. Gleich nach der Inbetriebsetzung gelangte eine holländische Barke auf

Rhein-Main-Donau-Schiffsverkehrsverbindung 1972

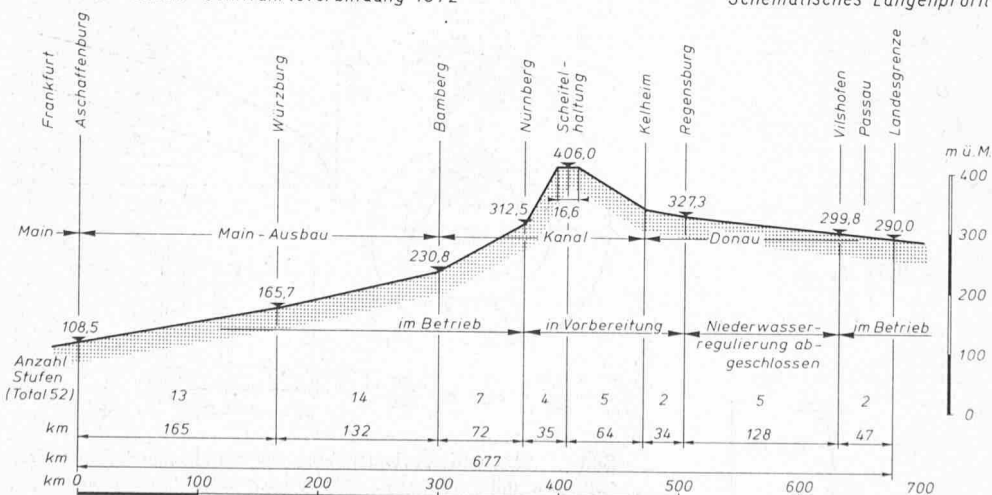


Bild 1. Schematisches Längenprofil