

# Betrachtungen zum Aufwertungsverhalten hydraulischer Turbomaschinen

Autor(en): **Osterwalder, Jörg**

Objektyp: **Article**

Zeitschrift: **Schweizerische Bauzeitung**

Band (Jahr): **91 (1973)**

Heft 43

PDF erstellt am: **26.09.2024**

Persistenter Link: <https://doi.org/10.5169/seals-72028>

## **Nutzungsbedingungen**

Die ETH-Bibliothek ist Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Inhalten der Zeitschriften. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern.

Die auf der Plattform e-periodica veröffentlichten Dokumente stehen für nicht-kommerzielle Zwecke in Lehre und Forschung sowie für die private Nutzung frei zur Verfügung. Einzelne Dateien oder Ausdrucke aus diesem Angebot können zusammen mit diesen Nutzungsbedingungen und den korrekten Herkunftsbezeichnungen weitergegeben werden.

Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. Die systematische Speicherung von Teilen des elektronischen Angebots auf anderen Servern bedarf ebenfalls des schriftlichen Einverständnisses der Rechteinhaber.

## **Haftungsausschluss**

Alle Angaben erfolgen ohne Gewähr für Vollständigkeit oder Richtigkeit. Es wird keine Haftung übernommen für Schäden durch die Verwendung von Informationen aus diesem Online-Angebot oder durch das Fehlen von Informationen. Dies gilt auch für Inhalte Dritter, die über dieses Angebot zugänglich sind.

## Betrachtungen zum Aufwertungsverhalten hydraulischer Turbomaschinen

Von Prof. J. Osterwalder, Technische Hochschule Darmstadt

DK 621.224.3:622.22.018

Die im Modellversuchswesen und bei der Planung von Wasserkraft- und Pumpenanlagen interessierende Wirkungsgradaufwertung ist in mancher Hinsicht noch ungeklärt. Es betrifft dies alle hydraulische Turbomaschinen und in besonderem Masse Freistrah- und Francisturbinen sowie Pumpen und Pumpturbinen. Die Berechnung der Aufwertung erfolgt für diese Maschinen bekanntlich oft in Anlehnung an die «Ackeret-Formel», deren Herleitung aber auf Kaplanturbinen mit unterschiedlichen Strömungsverhältnissen und anderer Verlustzusammensetzung abgestimmt ist. Der vorliegende Beitrag geht auf die Problematik beim Studium der äusserst heterogenen Aufwertung ein und zeigt, wie man einer Lösung auf experimenteller und theoretischer Grundlage näher kommen kann.

Die Wirkungsgradaufwertung  $\Delta\eta_i$  ergibt sich aus einem Massstabs- und einem Reynoldseinfluss auf die inneren Verluste geometrisch ähnlicher Maschinen. Nach Bild 1 lässt sich das Aufwertungsgesetz in der allgemeinen Form wie folgt darstellen:

$$(1) \quad \Delta\eta_i = V(1 - \eta_i) \left(1 - \frac{\lambda'}{\lambda}\right)$$

$V$  ist der Anteil der aufwertbaren Verluste an den Gesamtverlusten und  $\lambda$  stellt einen für alle aufwertbaren Verluste repräsentativen mittleren Widerstandsbeiwert dar. Ausgehend von Formel (1) lässt sich die Aufwertungstendenz mit Hilfe der in Bild 3 schematisch dargestellten Widerstandsgesetze für technisch raue Rohre übersehen. Man erkennt, dass die Aufwertung je nach Reynoldszahl und Oberflächenstruktur unterschiedlich ausfallen muss.

Bei «hydraulisch glatten» Oberflächen kann der Quotient der Widerstandsbeiwerte, unter Vernachlässigung laminarer Anlaufstrecken, wie folgt als Exponentialfunktion dargestellt werden:

$$\frac{\lambda'}{\lambda} = \left(\frac{Re}{Re'}\right)^{1/\alpha} \quad (\text{Rohre}) \quad \text{bzw.} \quad \frac{c_f'}{c_f} = \left(\frac{Re}{Re'}\right)^{1/\alpha} \quad (\text{Platten})$$

Das Aufwertungsgesetz ergibt sich in diesem Fall zu:

$$(2) \quad \Delta\eta_i = V(1 - \eta_i) \left[1 - \left(\frac{Re}{Re'}\right)^{1/\alpha}\right]$$

In Anlehnung an das Widerstandsgesetz von Blasius für Platten enthalten die auf Kaplanturbinen abgestimmten Formeln von Ackeret [1] und Hutton [2] den Zahlenwert  $\alpha = 5$ . Verwendet man hingegen entsprechend [3] und Bild 2 die Interpolationsformel von Schlichting für Platten oder das Prandtl'sche Widerstandsgesetz für Rohre, welche im Gegensatz zum Blasiusgesetz im ganzen praktisch vorkommenden Bereich der turbulenten Strömung gelten, so ergeben sich daraus die  $\alpha$ -Werte entsprechender Aufwertungsgesetze zu:

$$c_f = \frac{0,455}{(\log_{10} Re)^{2,58}} \quad (\text{Platten})$$

$$(3) \quad \alpha_P = -\frac{d(\log_{10} Re)}{d(\log_{10} c_f)} = 0,893 \log_{10} Re$$

$$\frac{1}{\lambda^{1/2}} = 2 \log_{10} \frac{Re \lambda^{1/2}}{2,51} \quad (\text{Rohre})$$

$$(4) \quad \alpha_R = -\frac{d(\log_{10} Re)}{d(\log_{10} \lambda)} = 1,06 \log_{10} Re - 0,52$$

Die bei der Aufwertung interessierenden Mittelwerte lassen sich aus den Formeln (3) und (4) wie folgt ableiten:

$$(5) \quad \alpha = \bar{\alpha}_P = 0,446 (\log_{10} Re + \log_{10} Re') \quad (\text{Platten})$$

$$(6) \quad \alpha = \bar{\alpha}_R = 0,53 (\log_{10} Re + \log_{10} Re') - 0,52 \quad (\text{Rohre})$$

In dem bei Wasserkraftanlagen interessierenden  $Re$ -Bereich stellt  $\alpha = 6,2$  einen brauchbaren Mittelwert für Rohre und Platten dar.

Sobald die Voraussetzungen für die Annahme hydraulisch glatter Oberflächen nicht mehr gegeben sind, ist eine getrennte Beurteilung des Massstabs- und Reynoldseinflusses sinnvoll (Bild 3).

Beim Massstabseinfluss spielt neben den Hauptabmessungen die je nach Bearbeitungsmethode unterschiedliche Oberflächenstruktur (technische Rauigkeit und Welligkeit) eine wichtige Rolle. Zu beachten ist u.a. die Oberflächenrauigkeit der einzelnen Bauelemente in Relation zur Strömungsrichtung. Nachdem Kenntnisse über die betreffenden

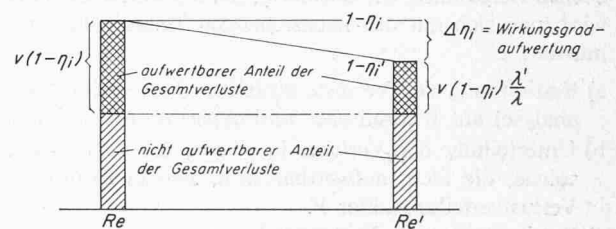


Bild 1. Schematische Darstellung des Aufwertungsgesetzes

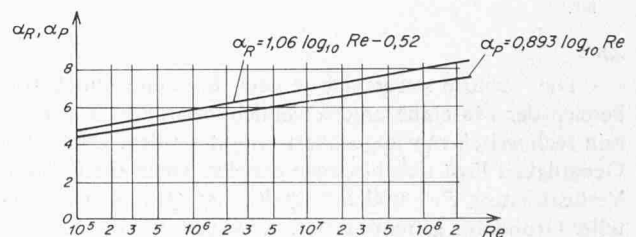


Bild 2. Darstellung der aus den Widerstandsgesetzen von H. Schlichting und Prandtl-Colebrook resultierenden Exponenten  $\alpha_P$  und  $\alpha_R$  für «hydraulisch glatte» Platten und Rohre bei turbulenter Strömung

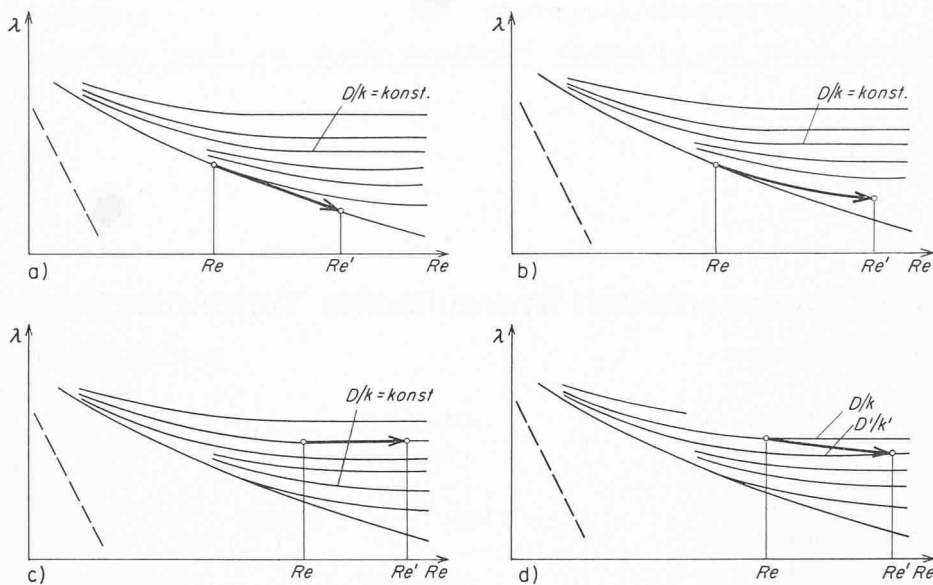


Bild 3. Veranschaulichung der Aufwertungsstendenz anhand der schematisch dargestellten Widerstandsgesetze von Prandtl-Colbrook für technisch rauhe Rohre

a) Aufwertung «hydraulisch glatt».  $Re$ -Variation durch beliebiges Ändern von  $c \sim Y^{1/2}$ ;  $D$ ;  $\nu$

b) Aufwertung «hydraulisch glatt-rauh».  $Re$ -Variation durch Ändern von  $c \sim Y^{1/2}$  und/oder  $\nu$  bei Versuchen mit ein und derselben Maschine

c) Aufwertung «rauh».  $Re$ -Variation durch Ändern von  $c \sim Y^{1/2}$  und/oder  $\nu$  bei Versuchen mit ein und derselben Maschine

d) Aufwertung «rauh».  $Re$ -Variation durch Ändern von  $c \sim Y^{1/2}$  und/oder  $\nu$  bei geometrisch ähnlichen Maschinen verschiedener Grösse und mit gleicher Oberflächenstruktur ( $k = k'$ )

Widerstandsbeiwerte sehr bescheiden sind, liegt hier vieles im dunkeln. Es stellt sich dann auch die Frage nach der Beurteilung des wirtschaftlich vertretbaren Bearbeitungsaufwandes für die erwähnten Bauelemente der jeweiligen Pumpe oder Turbine.

Beim Reynoldseinfluss bzw. der Definition einer repräsentativen Reynoldszahl ist neben den Maschinenabmessungen und örtlichen Strömungsgeschwindigkeiten auch die Temperaturabhängigkeit der Zähigkeit des Strömungsmediums zu beachten. Diese physikalischen Grössen können innerhalb der Maschine beträchtlichen Schwankungen unterliegen, was sich gegebenenfalls auf die Radseitenverluste und den Spaltstrom auswirkt. Entsprechende Einflüsse auf das Verlustverhalten dürften sich vor allem bei der Förderung zäher Medien bemerkbar machen. In diesem Zusammenhang sollte man sich auch Gedanken machen über den Charakter des Fliessgesetzes (turbulent, laminar, Übergangsbereich) und die Möglichkeit der Entstehung örtlicher Kavitationszonen.

Aufwertungsstudien sind infolge der zahlreichen Bauarten und Verwendungszwecke hydraulischer Maschinen ebenso vielgestaltig wie schwierig. Beim praktischen Vorgehen wird man sich mit den nachstehenden Teilaufgaben befassen müssen:

- Bestimmung der Verluste einzelner Bauelemente (Verlustanalyse) auf theoretischer und experimenteller Grundlage.
- Unterteilung der Verluste in solche, die aufwertbar, und solche, die nicht aufwertbar sind, zwecks Ermittlung der Verlustverteilungsziffer  $V$ .
- Bestimmung von Widerstandsgesetzen, welche die wirklichen Strömungsverhältnisse in den Maschinen differenzierter erfassen als dies mit den derzeit angewendeten Gesetzen der turbulenten Rohr- oder Plattenströmung der Fall ist.

Zu a)

Die Verluste setzen sich je nach Bauweise und Betriebsbereich der Maschine unterschiedlich zusammen und können rein rechnerisch nur angenähert erfasst werden. Eine erhöhte Genauigkeit lässt sich hingegen erzielen, wenn die Radseitenverlustleistung  $P_{VR}$  und der Spaltstrom  $Q_{sp}$  auf experimenteller Grundlage getrennt ermittelt werden und der Wirkungsgrad  $\eta_i$  sowie  $P_i$  aus den üblichen Kennlinienmessungen bekannt sind. Unter diesen Voraussetzungen lässt sich der hydraulische Wirkungsgrad  $\eta_h$  mit Hilfe von Formel (7) bzw. (8) wie folgt berechnen:

$$(7) \quad \eta_h = \frac{\eta_i}{\eta_{sp} \left(1 - \frac{P_{VR}}{P_i}\right)} \quad \text{Pumpe}$$

$$(8) \quad \eta_h = \frac{\eta_i \left(1 + \frac{P_{VR}}{P_i}\right)}{\eta_{sp}} \quad \text{Turbine}$$

Werden andererseits die Einzelverluste auf rein theoretischer Grundlage abgeschätzt, so können die aus Kennlinienmessungen gewonnenen Werte  $\eta_i$  und  $P_i$  zur Globalkontrolle der Verlustanalyse Verwendung finden. Geeignete Versuchsanlagen hoher Empfindlichkeit bzw. exakte Messergebnisse sind in jedem Falle von primärer Bedeutung.

Zu b)

Sind die Einzelverluste gemäss Abschnitt a) bekannt, so werden diese im Hinblick auf ihre Reynolds- und Masstabsabhängigkeit untersucht. Nach Unterteilung der Verluste in solche, die aufwertbar, und solche, die nicht aufwertbar sind, bildet man die Verlustverteilungsziffer  $V$ . Angaben hierüber sind bisher nur für Kaplan-turbinen (Bild 4) bekannt geworden. Bei derartigen Studien sind folgende Kriterien von wesentlichem Einfluss:

- Handelt es sich um eine Maschine mit vorwiegend beschleunigter oder vorwiegend verzögerter Strömung in den wichtigsten stromführenden Bauelementen?
- Beurteilung des Verlustverhaltens hinsichtlich der Verstellbarkeit der Lauf- und Leitschaufeln; es gibt bekanntlich unverstellbare, einfach- und doppeltverstellbare Maschinen.
- Verhalten im Betriebsbereich ausserhalb des Berechnungspunktes (Teillast/Vollast) hinsichtlich der Stoss- und Drallverluste. Es betrifft dies vor allem die nicht oder nur einfach verstellbaren Maschinen wie z.B. Pumpen, Francis- und Propellerturbinen.
- Beurteilung der Oberflächenbeschaffenheit (Rauigkeit und Welligkeit) bezüglich des Widerstandsverhaltens wie es tendenzmässig in Bild 3 dargestellt ist.

Zu c)

Den derzeit gebräuchlichsten Aufwertungsformeln sind die bereits erwähnten Widerstandsgesetze der turbulenten Platten- oder Rohrströmung für hydraulisch glatte Oberflächen zugrunde gelegt. Eine grosse Unsicherheit besteht dabei in der Tatsache, dass die Verluste der gekrümmten Kanäle oder

Profile einer Turbomaschine nicht ausreichend genau durch diese Gesetze erfasst werden. Dies vor allem wenn man bedenkt, dass die wirkliche Strömung verzögert, beschleunigt, ungleichförmig und oft ablösungsbehaftet ist. Hinzu kommen Einflüsse laminarer Anlaufstrecken und weitere Unsicherheitsfaktoren durch das wenig bekannte Widerstandsverhalten technisch rauher und unter Umständen gewellter Oberflächen. So betrachtet erscheint es sehr unwahrscheinlich, dass relativ einfache, global gültige Widerstands- bzw. Aufwertungsgesetze gefunden werden können, die die zahlreichen Einflussgrößen genau beschreiben. In Ermangelung ausreichender Kenntnisse kann man aber auch in diesem Falle das Experiment bzw. den Aufwertungsversuch zu Hilfe nehmen und die aus den Teilverlusten sich ergebenden Wirkungsgrade  $\eta_i$ ,  $\eta_h$ ,  $\eta_{sp}$  sowie die bezogene Radseitenreibung in Abhängigkeit der Reynoldszahl darstellen. Dazu wären zahlreiche Versuche an Maschinen verschiedener Bauart und Oberflächenstruktur erforderlich. Liegen nur Angaben über  $\eta_i = f(Re)$  vor, so könnte ein erster Schritt darin bestehen, dass man den Exponenten des Aufwertungsgesetzes (2) mit Hilfe von Formel (9) ermittelt.

$$(9) \quad \frac{1}{\alpha} = \frac{\log_{10} \left[ 1 - \frac{\Delta\eta_i}{V(1 - \eta_i)} \right]}{\log_{10} \left( \frac{Re}{Re'} \right)}$$

Bei  $\alpha$  handelt es sich um einen repräsentativen Mittelwert für das reynoldszahlabhängige Verhalten aller aufwertbaren Verluste. Die Verlustverteilungsziffer  $V$  wird nach Abschnitt b) als bekannt vorausgesetzt.  $\eta_i$  ergibt sich, wie bereits erwähnt, aus den üblichen Kennlinienmessungen bzw. Aufwertungsversuchen.

Die experimentelle Grundlage bzw. das Vorhandensein geeigneter Prüfstände ist nach den bisherigen Ausführungen zum Studium des Aufwertungsverhaltens unumgänglich. Zur erfolgreichen Durchführung entsprechender Versuche an Modellmaschinen müssen folgende Voraussetzungen erfüllt sein:

- Sehr geringe Mess- und Herstellungsungenauigkeit
- Kritische Beurteilung der geometrischen Ähnlichkeit einschliesslich Spaltspiele und Oberflächenstruktur
- Möglichkeit zur getrennten Ermittlung der Spalt- und Radseitenverluste des jeweiligen Pumpen- oder Turbinenlaufrades
- Die mechanischen Verluste müssen durch geeignete konstruktive Massnahmen (z.B. Doppellagerung) eliminiert werden, da diese weder den Affinitäts- noch den Aufwertungsgesetzen folgen.  $P_i$  und  $\eta_i$  werden dann beim Modellversuch direkt bestimmt.
- Einrichtung zur Durchführung von Kavitationsbeobachtungen und Strömungsmessungen sollen vorhanden sein.

Günstigste experimentelle Voraussetzungen bestehen, wenn ein und dieselbe Maschine am gleichen Prüfstand über einen möglichst grossen Reynoldszahlbereich gemessen wird. Dabei ist darauf zu achten, dass unterschiedliche Spannungen (z.B. durch Fliehkräfte) sowie Temperatureinflüsse keine unzulässige Veränderung der Spaltgeometrie bewirken und ferner, dass Kavitationseinflüsse auf die Kennlinien ausgeschlossen sind. Entsprechende Versuchsergebnisse wären von grossem Nutzen, insbesondere von Maschinen verschiedener Bauart bzw. Schnellläufigkeit und Oberflächenstruktur. Voraussetzung dafür sind einwandfreie Experimentiermöglichkeiten und somit die Gewähr dafür, dass störende Nebeneinflüsse nicht irrtümlicherweise zur Aufwertung erklärt werden. Da es um die Bestimmung relativ kleiner Wirkungsgradunterschiede geht, erfordern Aufwertungsversuche viel Geschick und Erfahrung.

Aufwertungsuntersuchungen durch Variation der Abmessungen geometrisch ähnlicher Maschinen stellen eine nütz-

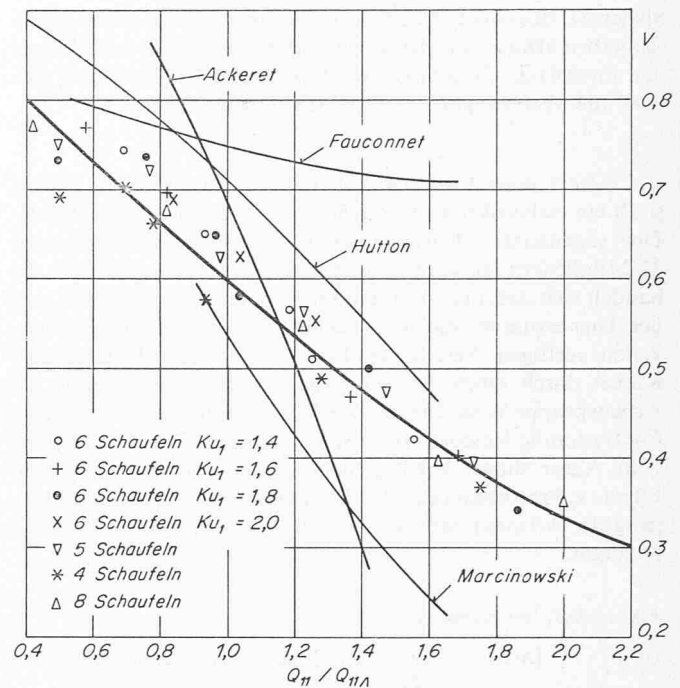


Bild 4. Verlauf der Verlustverteilungsziffer bei Kaplan-turbinen nach Angaben verschiedener Autoren

liche Ergänzung dar; sie können aber nach Ansicht des Autors aus folgenden Gründen nur informativen Charakter haben: Ausreichende geometrische Ähnlichkeit ist auch bei sorgfältigster Bearbeitung nicht immer gewährleistet; dies insbesondere hinsichtlich der Rauigkeit, Welligkeit und Spaltgeometrie. Ferner werden in der Regel verschiedene Prüfstände, Mess- und Eicheinrichtungen benötigt, was eine erhöhte Messungenauigkeit zur Folge hat. Werden Abnahmeversuche an Grossanlagen miteinbezogen, so trifft dies vermehrt zu. Zu beachten ist auch, dass Grossanlagen oft mit Kavitation beschränkten Ausmasses arbeiten und, dass die dadurch bedingte Kennlinienbeeinflussung nicht Gegenstand der gesuchten Aufwertung sein kann. Eine weitere Unsicherheit ergibt sich aus den im Vergleich zur Modellmaschine oft unterschiedlichen Zuströmverhältnissen bei Pumpen oder Abströmverhältnissen bei Turbinen. Die genannten Unsicherheitsfaktoren dürften von der Grössenordnung der Aufwertung  $\Delta\eta_i$  selbst sein, so dass entsprechende Angaben in der Regel mit Vorbehalt beurteilt werden müssen.

Strömungsmessungen in der Maschine und auch an ruhenden Bauelementen derselben vermitteln ergänzende Hinweise zum Aufwertungsverhalten. Beim ruhenden System sind die messtechnischen Voraussetzungen am günstigsten; einschränkend muss jedoch geltend gemacht werden, dass sich die tatsächlichen Strömungsverhältnisse einer Maschine auf diese Weise nur sehr angenähert nachbilden lassen. Immerhin dürften Verlustmessungen an Elementen wie z.B. Diffusoren, Konfusoren, Krümmern, Tragflügelgittern und Spaltdichtungen in Verbindung mit Aufwertungsstudien von nicht zu unterschätzender Bedeutung sein.

\*

Zusammenfassend sei festgestellt, dass differenziertere Aussagen über das Aufwertungsverhalten hydraulischer Maschinen auf theoretisch-experimenteller Grundlage möglich erscheinen. Fraglich ist allerdings, ob ein entsprechendes neues Aufwertungsgesetz – infolge vieler Einflussgrößen – den bisher üblichen einfachen Aufbau haben wird. Bei Zuhilfenahme von Rechenautomaten wäre dies aber kein allzu grosser Nachteil.

Sicher ist, dass die mit dem Aufwertungsstudium verbundenen Aufgaben ebenso schwierig wie umfangreich sind, und dass es der intensiven Zusammenarbeit interessierter Fachleute bedarf, die über geeignete Versuchsanlagen verfügen.

\*

Abschliessend sei erwähnt, dass im Mai 1971 in Darmstadt ein Arbeitskreis mit dieser Zielsetzung gegründet wurde. Der sogenannte «Darmstädter Kreis» setzt sich aus rund 25 Mitgliedern aus acht europäischen Ländern zusammen. Es handelt sich dabei grösstenteils um Fachleute der Industrie und der Universitäten, die über geeignete Experimentiermöglichkeiten verfügen. Seit September 1971 ist der «Darmstädter Kreis» durch einen Beschluss der IAHR-Tagung Paris als Arbeitsgruppe W.G. 5 in die IAHR («International Association for Hydraulic Research») integriert worden. Die W.G. 5 wird vom Autor dieser Veröffentlichung unter dem Titel «Scale Effect on Performance and Efficiency» geleitet. Über den Fortgang der Arbeiten wird u. a. in den «Transactions der IAHR» berichtet.

#### Verzeichnis der Symbole

$D$	[m]	Nenndurchmesser der Pumpe oder Turbine
$Re; Re'$	[—]	Reynoldszahlen des betrachteten Aufwertungsbereiches gemäss Bild 1
$\nu$	$\left[ \frac{m^2}{s} \right]$	kinematische Zähigkeit
$\lambda; \lambda'$	[—]	Rohrwiderstandsbeiwerte, die $Re$ und $Re'$ zugeordnet sind
$c_f; c_f'$	[—]	Plattenwiderstandsbeiwerte, die $Re$ und $Re'$ zugeordnet sind
$V$	[—]	Verlustverteilungsziffer
$\alpha; \alpha_P; \alpha_R$	[—]	Exponenten des jeweils betrachteten Reibungsgesetzes
$\overline{\alpha_P}; \overline{\alpha_R}$	[—]	Mittelwerte der Exponenten im interessierenden Reynoldsbereich von $Re$ bis $Re'$
$P_i$	$\left[ \frac{kg \cdot m^2}{s^3} \right]$	Antriebsleistung einer Pumpe bzw. Abgabeleistung einer Turbine bei eliminierten mechanischen Verlusten

$Q; Q_{\wedge}$	$\left[ \frac{m^3}{s} \right]$	Volumenstrom der Pumpe bzw. Turbine ( $\wedge$ bezeichnet den Betriebspunkt optimalen Wirkungsgrades)
$Q_{sp}$	$\left[ \frac{m^3}{s} \right]$	Spaltstrom
$P_{VR}$	$\left[ \frac{kg \cdot m^2}{s^3} \right]$	Verlustleistung durch Radseitenreibung
$\eta_i$	[—]	innerer Wirkungsgrad $\eta_i = \frac{\rho Q Y}{P_i}$ (Pumpe) $\eta_i = \frac{P_i}{\rho Q Y}$ (Turbine)
$Y$	$\left[ \frac{m^2}{s^2} \right]$	$Y = g H =$ spezifische Energie
$\eta_h$	[—]	hydraulischer Wirkungsgrad $\eta_h = \frac{Y}{Y + Y_V}$ (Pumpe) $\eta_h = \frac{Y - Y_V}{Y}$ (Turbine) $Y_V = g H_V =$ Einbusse an spezifischer Energie durch die Stromführungsverluste (hydraulische Verluste)
$\eta_{sp}$	[—]	volumetrischer Wirkungsgrad $\eta_{sp} = \frac{Q}{Q + Q_{sp}}$ (Pumpe) $\eta_{sp} = \frac{Q - Q_{sp}}{Q}$ (Turbine)

#### Literaturverzeichnis

- [1] E. Mühlemann: Zur Aufwertung des Wirkungsgrades von Überdruck-Wasserturbinen. «Schweiz. Bauzeitung» 66 (1948), H. 24, S. 331.
- [2] S.P. Hutton: «Proc. Institut of Mechanical Engineers», Vol. 168 (1954) No. 28.
- [3] J. Osterwalder: Modellversuche und Aufwertungsstudien an Wasserturbinen. «Schweiz. Bauzeitung» 86 (1968), H. 26, S. 455.

Adresse des Verfassers: Jörg Osterwalder, o. Prof., Direktor des Institutes für Hydraulische Maschinen der Technischen Hochschule Darmstadt, Magdalenenstrasse 8-10, D-6100 Darmstadt.

## Spannungsmessungen im Fels

DK 624.074.4:539.37

Von Prof. H. Grob, Zürich

### 1. Einleitung

Eine der wesentlichen Aufgaben des Instituts für Strassen- und Untertagbau der ETH Zürich ist es, dem praktisch tätigen Ingenieur Hilfsmittel zur Bemessung von Bauwerken unter Tag zur Verfügung zu stellen. Da es sich in den meisten Fällen um langgestreckte Hohlräume handelt (Stollen, Tunnel, Kavernen), ist es zulässig, als statisches Modell eine Scheibe zu betrachten, die normal zur Längsachse des Bauwerkes liegt. Diese Scheibe (Bild 1), vor dem Bau noch ungelocht, wird an ihren Rändern von den in der Scheibenebene wirkenden Spannungen  $\sigma_y$ ,  $\sigma_z$  und  $\tau_{zy}$  belastet, die dem ursprünglichen, dem primären Spannungszustand entsprechen, wie er vor dem Bau im Gebirge herrscht. Der Bau, d.h. zunächst der Felsausbruch, kommt einer Lochung der Scheibe gleich. Damit verbunden sind Formänderungen und Spannungsumlagerungen rund um den Hohlraum. Hingegen ändern sich die

Spannungen längs der Scheibenränder nicht, solange deren Abmessungen im Verhältnis zum Hohlraum gross genug gewählt werden. Da die Dehnungen parallel zur Hohlraumachse verhindert sind, haben wir es mit einem ebenen Verschiebungszustand zu tun. Die Methode der endlichen Elemente erlaubt es, die Deformationen und Beanspruchung der Verkleidung unter gewissen Voraussetzungen rechnerisch zu ermitteln. Ebenso lassen sich das Spannungs- und Verschiebungsfeld im Fels berechnen.

Die Komponenten des primären Spannungszustandes sind neben dem Eigengewicht der Scheibe die eigentlichen Lastgrössen des Problems, welche auch wirklich bekannt sein sollten. Ihre Bestimmung stösst aber auf erhebliche Schwierigkeiten.

Bei flachem Gelände und homogenem Material kann man wenigstens die Vertikalspannung  $\sigma_z$  einigermaßen zutreffend aus dem Gewicht der Überlagerung ableiten und als Haupt-