

# Zur Aufwertung des Wirkungsgrades von Ueberdruck-Wasserturbinen

Autor(en): **Mühlemann, E.**

Objektyp: **Article**

Zeitschrift: **Schweizerische Bauzeitung**

Band (Jahr): **66 (1948)**

Heft 24

PDF erstellt am: **24.09.2024**

Persistenter Link: <https://doi.org/10.5169/seals-56732>

## **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.

## Zur Aufwertung des Wirkungsgrades von Ueberdruck-Wasserturbinen

DK 621.24.00157

Von Ing. Dr. E. MÜHLEMANN, Ateliers des Charmilles S. A., Genf

### 1. Einleitung

Mit der Verbesserung der Versuchseinrichtungen und der Messverfahren für Wasserturbinenmodelle, die nicht zuletzt unter dem günstigen Einfluss der Forschungsergebnisse auf dem Gebiete der Aerodynamik und des allgemeinen Turbo-Maschinenbaues möglich war, erhält die Frage nach zuverlässigen Formeln zum Aufwerten der am Modell gefundenen Wirkungsgrade auf die der Ausführung entsprechenden Werte erhöhte Bedeutung. Neben guten Betriebseigenschaften, d. h. ruhigem Lauf und langer Lebensdauer der Turbine, verlangt der Käufer von Wasserturbinen grosser Leistungen vor allem möglichst hohe Nutzeffekte. Erfahrungsgemäss kann die Anlage im Gebiet der besten Wirkungsgrade Verbesserungen in der Grössenordnung von 2 bis 5 % gegenüber der Modell-Turbine aufweisen.

Zum Erreichen hoher Wirkungsgrade sind die Bauelemente der Turbine (Einlauf, Leitapparat, Laufrad und Saugrohr) so zu wählen und aufeinander abzustimmen, dass die Summe der hydraulischen Verluste ein Minimum wird. Die Erfahrung zeigt, dass die Wirkungsgrade von Ueberdruck-Turbinen, d. h. der heute üblichen Kaplan-, Propeller- und Francis-Turbinen mit zunehmender Leistung besser ausfallen.

Beim Anwenden der Aufwertungsformeln wird geometrische Aehnlichkeit, ähnliche Oberflächenbeschaffenheit, gleiche Schnellläufigkeit sowie kavitationsfreier Betrieb von Modell und Ausführung vorausgesetzt. Wenn auch der Verlauf des Wirkungsgrades in Funktion der Leistung von der Art und Form der Turbine abhängt, ist immerhin zu erwarten, dass sich eine Gesetzmässigkeit zwischen ihm und den für die Aufwertung charakteristischen Grössen finden lässt. Diese, für die maximalen Wirkungsgrade aller Ueberdruckturbinen zu erwartende Gesetzmässigkeit sollte in den Aufwertungsformeln zum Ausdruck kommen.

### 2. Uebersicht

In den nachfolgenden Ausführungen werden einige Aufwertungsformeln, die sich dank ihres einfachen Aufbaues in der Praxis eingeführt haben, miteinander verglichen. Zudem soll ihre allgemeine Gültigkeit für die Aufwertung der Wirkungsgrade von unähnlichen Ueberdruck-Turbinen verschiedener Schnellläufigkeit untersucht werden.

Die hier behandelten Formeln sind:

#### Moody I

$$(1a) \quad \eta = 1 - (1 - \eta^*) \left( \frac{D^*}{D} \right)^{1/4}$$

$$(1b) \quad \frac{\eta - 1}{\eta^* - 1} = \left( \frac{D^*}{D} \right)^{1/4}$$

#### Moody II

$$(2a) \quad \eta = 1 - (1 - \eta^*) \left( \frac{D^*}{D} \right)^{1/4} \left( \frac{H^*}{H} \right)^{1/100}$$

$$(2b) \quad \frac{\eta - 1}{\eta^* - 1} = \left( \frac{D^*}{D} \right)^{1/4} \left( \frac{H^*}{H} \right)^{1/100}$$

#### Staufer

$$(3a) \quad \eta = \left( 1 - \left( 1 - \frac{\eta^*}{\eta_m^*} \right) \left( \frac{D^*}{D} \right)^{1/4} \left( \frac{H^*}{H} \right)^{1/5} \right) \eta_m$$

$$(3b) \quad \frac{\delta}{\delta^*} = \left( \frac{D^*}{D} \right)^{1/4} \left( \frac{H^*}{H} \right)^{1/5}$$

#### Ackeret

$$(4a) \quad \eta_h = 1 - \frac{1}{2} (1 - \eta_h^*) \left( 1 + \left( \frac{Re^*}{Re} \right)^{1/5} \right)$$

$$(4b) \quad \frac{\delta}{\delta^*} = \frac{1}{2} \left( 1 + \left( \frac{Re^*}{Re} \right)^{1/5} \right)$$

Es bedeuten:

\* = Index für die dem Modell zugehörigen Grössen. (Grössen ohne Index beziehen sich auf die Ausführung)

D = Austrittsdurchmesser des Laufrades in m

H = Gefälle in m

$\eta$  = Totalwirkungsgrad der Turbine

$\eta_m$  = Mechanischer Wirkungsgrad der Turbine

$\eta_h$  = Hydraulischer Wirkungsgrad der Turbine =  $\frac{\eta}{\eta_m}$

$\delta$  = Hydraulische Verluste der Turbine =  $1 - \eta_h$

Re = Reynoldsche Zahl =  $\frac{D \sqrt{2gH}}{\nu}$

$\nu$  = Kinetische Zähigkeit des Durchflussmediums in m<sup>2</sup>/s

Für die vorliegenden Betrachtungen verfügte der Verfasser über Wirkungsgradmessungen, die an zwei Modell-Turbinen und den entsprechenden Ausführungen sowie an 34 weiteren Wasserturbinen, davon vier Modellturbinen, durchgeführt worden waren. Es handelt sich dabei um Messungen an Ueberdruckturbinen, die von der Firma Ateliers des Charmilles S. A., Genf, in den Jahren 1926 bis 1946 konstruiert wurden. Die Leistungen der betreffenden Turbinen liegen zwischen 350 und 53000 PS, die spezifischen Drehzahlen zwischen den Werten 82 und 755.

Die mit diesen Anlagen erzielten Ergebnisse wurden mit denen einer bestimmten Francis-Modellturbinen von 47000 PS Leistung und 110 U/min spezifischer Drehzahl verglichen. Diese wurde deshalb als Bezugsturbine gewählt, weil sowohl am Modell als auch an der Ausführung besonders umfangreiche und genaue Messungen durchgeführt worden waren. Somit war es möglich, für diesen Fall die mit den verschiedenen Aufwertungsformeln berechneten Ergebnisse mit der Messung in der Anlage zuverlässig zu vergleichen. Neben geometrischer Aehnlichkeit bestanden zwischen Modell und der entsprechenden Ausführung die Beziehungen  $D^*/D = 1/4$  und  $H^*/H = 1/20$ . Bei gleicher spezifischer Drehzahl betrug der maximale Wirkungsgrad der Modellturbinen  $\eta^* = 89,4\%$ , derjenige der Ausführung 91,8 %.

Für diesen Modellversuch wurde ein Versuchsstand verwendet, bei dem die Bremsvorrichtung, ein Prony-Zaum, auf Pendellagern ruhte, so dass lediglich durch die Reibung in den Lagern der Modellturbinen mechanische Verluste auftraten. Diese Anordnung ergab für das Gebiet der besten Nutzeffekte mechanische Wirkungsgrade  $\eta_m^* = 99,4\%$ , so dass aus der Beziehung  $\eta_h^* = \eta^*/\eta_m^*$  der hydraulische Wirkungsgrad  $\eta_h^*$  von 90 % resultierte. Hierbei wurden nur die Grössen mit Index \* bezeichnet, die der als Bezugsturbine ausgewählten Francis-Modellturbinen zugeordnet sind.

Für den Vergleich war es zweckmässig, die oben in der üblichen Form als Gl. (1a), (2a), (3a) und (4a) angeführten Aufwertungsformeln gemäss den Gl. (1b), (2b), (3b) und (4b) umzuformen. Dadurch konnten die ersten drei Formeln auf Exponentialfunktionen zurückgeführt werden, die sich im Koordinatensystem mit logarithmischer Teilung als Gerade darstellen liessen (Bilder 1 und 2, Seite 333).

### 3. Die Aufwertung nach Moody

Die Aufwertung nach der bekannten Formel I von Moody<sup>1)</sup>, Gl. (1a) und (1b), berücksichtigt lediglich das Grössenverhältnis zwischen Modell und Ausführung. Auf Bild 1 ist die entsprechende Funktion  $\frac{\eta - 1}{\eta^* - 1} = f \left( \frac{D^*}{D} \right)$  dargestellt. (Gerade «Moody I».)

Die aus den verschiedenen, von «Charmilles» erstellten Turbinen gewonnenen Versuchsergebnisse wurden auf die mit der Bezugsturbine gemessenen Werte bezogen und sind entsprechend der Turbinenart als verschiedene bezeichnete Punkte in Bild 1 eingetragen. Aus dieser Darstellung ist deutlich ersichtlich, dass die meisten Punkte über der Geraden Moody I liegen, d. h. dass die Aufwertung nach der Formel I von Moody, insbesondere bei kleinen Werten von  $D^*/D$ , zu günstigen Wirkungsgraden ergibt. Selbstverständlich ist bei dieser Betrachtungsweise, bei der für alle Turbinen ein Wirkungsgrad der Bezugsturbine von 89,4 % vorausgesetzt ist, eine gewisse Streuung unvermeidlich. Bei den Wirkungsgradbestimmungen der ausgeführten Turbinenanlage ist auch ein gewisser Messfehler einzurechnen, der erfahrungsgemäss in-

<sup>1)</sup> «The Propeller type turbine» by L. F. Moody, Proceedings Am. Soc. C. E., August 1925, page 1009.

nerhalb  $\pm 2\%$  liegen kann<sup>2)</sup>, wodurch ebenfalls eine gewisse Streuung entsteht. Diese obere und untere Toleranzgrenze von  $2\%$  wurde ebenfalls in Bild 1 als gestrichelte Linie eingetragen.

Man erkennt, dass immerhin etwa  $\frac{1}{3}$  der Messpunkte über der oberen gestrichelten Linie liegen, so dass nach Moody etwa  $\frac{1}{3}$  aller untersuchten Anlagen, selbst bei Zulassung einer Toleranz von  $2\%$ , zu gut aufgewertet worden wären. Nach der Formel I von Moody folgt für die der auserwählten Modellturbine (Punkt 1\*) entsprechenden Anlage ein Nutzeffekt von  $92,94\%$  (Punkt 1), während der Abnahmeversuch  $91,8\%$  ergab. Der nach Moody berechnete Wert ist somit um  $1,1\%$  zu hoch. Für eine Kaplan turbine mit einer Leistung von  $21000$  PS bei einer spezifischen Drehzahl von  $382$  lagen ebenfalls zuverlässige Wirkungsgradmessungen für Modell und Ausführung vor. Auch hier ergab die Aufwertung nach Moody I einen um  $0,5\%$  zu guten Wert. Die entsprechenden Punkte 2' und 2 sind ebenfalls auf Bild 1 ersichtlich.

Es ist nicht zu bestreiten, dass die für die Bezugsturbine (Punkt 1\*) berechnete Aufwertung nach Moody einen um etwa  $2\%$  zu hohen Wert ergeben hätte. Berücksichtigt man aber, dass sich die für die Modellturbinen gültigen Messpunkte innerhalb der Toleranzgrenze von  $\pm 2\%$  befinden, dagegen etwa  $\frac{1}{3}$  der ebenfalls mit der Bezugsturbine verglichenen Messpunkte der untersuchten Anlagen oberhalb des Toleranzbereiches liegen, so ist nicht zu verkennen, dass nach der Formel I von Moody eher zu kleine Werte  $\frac{\eta - 1}{\eta^* - 1}$  berechnet werden, sodass die Tendenz einer zu günstigen Aufwertung besteht.

Um dem Einfluss des Gefällsverhältnisses  $H^*/H$  zwischen Modell und Ausführung auf die Aufwertung des Wirkungsgrades Rechnung zu tragen, führte man besonders in USA die ebenfalls nach Moody benannte Formel II ein<sup>3)</sup>. In Gl. (2a) und (2b) ist diese Formel angegeben. Der Betrag von  $H^*/H^{0,01}$  weicht infolge des sehr kleinen Exponenten nur wenig vom Werte 1 ab, so dass selbst bei extremen Verhältnissen von  $H^*/H$  der Unterschied zwischen Formel I und II von Moody sehr gering ist. Für das bereits sehr kleine Verhältnis  $H^*/H = \frac{1}{20}$  wurde die Funktion nach der Formel II von Moody ebenfalls in Bild 1 dargestellt. Mit dieser Formel ergibt sich unter Voraussetzung eines Wirkungsgrades der Modellturbine von etwa  $90\%$ , eine um  $0,3\%$  günstigere Aufwertung.

Erfahrungsgemäss betragen bei den grossen Turbinen-Anlagen die mechanischen Verluste nur etwa  $2$  bis  $3\%$ , so dass das Ergebnis der Aufwertung vorwiegend vom mechanischen Wirkungsgrad der Modellturbine beeinflusst wird. Dieser kann je nach Leistung und Ausführung der Lager zwischen  $0,5$  und  $1,5\%$  oder mehr variieren, so dass die Aufwertung nach Moody, je nach Ausführung des Versuchsstandes, mit einer grösseren oder kleineren Unsicherheit behaftet ist. Da beide Formeln von Moody auf der Aufwertung des Gesamtwirkungsgrades der Modellturbine beruhen, ist es fraglich, ob unter diesen Umständen die Aufwertung nach Formel II von Moody zuverlässigere Resultate ergibt.

In der Praxis findet man oft Aufwertungsformeln ähnlich der Formel II von Moody, in denen aber für den über  $H^*/H$  stehenden Exponenten  $\frac{1}{8}$  oder  $\frac{1}{10}$  (statt  $\frac{1}{100}$ ) gewählt wird. Da solche Aufwertungen von denjenigen nach Staufer nicht sehr verschieden sind, gelten hierfür im wesentlichen die nachfolgenden, für die Staufer-Formel gemachten Aussagen.

#### 4. Die Aufwertung des hydraulischen Wirkungsgrades

Ein grundsätzlicher Vorteil der nachstehenden Formeln von Staufer und Ackeret besteht darin, dass an Stelle des Gesamtwirkungsgrades der hydraulische Wirkungsgrad der Modellturbine aufgewertet wird, wodurch die Unsicherheit infolge der Lagerreibung der Modellturbine weitgehend ausgeschaltet werden kann. Die direkte Messung der hydraulischen Wirkungsgrade von Turbo-Versuchsmaschinen mit auf Pendellagern ruhenden Bremsvorrichtungen ist leicht möglich und wird auch in zunehmendem Masse angewendet.

Bei den Wasserturbinenanlagen wird der Wirkungsgrad der Turbinen aus dem Gesamtwirkungsgrad der Gruppe unter

Berücksichtigung des Generatorwirkungsgrades berechnet. Da, wie erwähnt, die mechanischen Verluste der Turbine in der Grössenordnung von  $2$  bis  $3\%$  liegen, können auch bei grober Abschätzung des hydraulischen Wirkungsgrades der Anlage keine wesentlichen Fehler entstehen.

#### 5. Die Aufwertung nach Staufer

In der Formel von Staufer<sup>4)</sup> gemäss Gl. (3a) wird durch Einführung des mechanischen und totalen Wirkungsgrades von Modell und Ausführung indirekt mit dem hydraulischen Wirkungsgrad gerechnet. Setzen wir für  $\eta_h = \eta/\eta_m$  und für die hydraulischen Verluste  $\delta = 1 - \eta_h$ , so lässt sich die Formel auf die in Gl. (3b) wiedergegebene Form zurückführen. Staufer findet, dass das Verhältnis der hydraulischen Verluste von Anlage und Modell gleich der vierten Wurzel aus dem reziproken Verhältnis ihrer Reynoldsen Zahlen ist.

Um seine Aufwertungsformel in eine dem Hydrauliker der damaligen Zeit geläufigere Form zu bringen, setzte Staufer

$$\frac{D^* \sqrt{H^*}}{D \sqrt{H}} = \frac{Re^*}{Re}$$

wobei er gleiche kinematische Zähigkeit des Wassers in Modell und Anlage voraussetzte, was nur bei gleichen Wassertemperaturen genau zutrifft. In diesem Zusammenhang mag die Feststellung von Interesse sein, dass z. B. bei einer Wassertemperatur von  $5^\circ$  in der Anlage und einer um  $15^\circ$  höheren Temperatur im Modell, bei Annahme eines Modellwirkungsgrades von  $90\%$ , der Aufwertungsfehler etwa  $0,5\%$  beträgt. Da in den meisten Fällen die Temperaturunterschiede des Wassers nicht so bedeutend sind, kann dieser Einfluss in der Regel vernachlässigt werden.

In Bild 2 ist die Funktion von Staufer  $\delta/\delta^* = f(Re^*/Re)$  dargestellt, wobei wiederum die Bezugsturbine als Ausgangspunkt diene. Vergleicht man die Lage der den verschiedenen Anlagen entsprechenden Messpunkte gegenüber der die Funktion von Staufer charakterisierenden Geraden, so erkennt man (Bild 2), dass die Aufwertung nach Staufer besonders bei kleinen Werten von  $Re^*/Re$  viel zu günstige Wirkungsgrade ergibt. Der hydraulische Wirkungsgrad der Bezugsturbine (Punkt 1\*), nach Staufer aufgewertet, ergibt einen solchen von  $94,8\%$  (Punkt 1) für die Anlage, einen Wert, der  $3\%$  über dem gemessenen liegt. Für die zweite Modellturbine (Punkt 2') findet man nach Staufer einen im Vergleich zur Messung ebenfalls um  $3\%$  zu hohen Betrag für die Anlage.

Staufer vermutet in seiner Veröffentlichung<sup>4)</sup> ebenfalls eine zu günstige Aufwertung mit seiner Formel bei kleinen Werten von  $Re^*/Re$  und empfiehlt (S. 417) im Falle der Messung gleicher Wirkungsgrade an zwei Modellrädern gleicher Schnellläufigkeit, aber verschiedener Type und verschiedener Grösse, stets das Modellrad mit dem kleineren Durchmesser für die Vergrösserung vorzuziehen.

#### 6. Die Aufwertung nach Ackeret

Ackeret entwickelte eine Aufwertungsformel, die, weil bisher nicht veröffentlicht, weniger bekannt sein dürfte<sup>5)</sup>. Er hat sein Verfahren, das sich aus unter 4. erwähnten Gründen mit der Aufwertung des hydraulischen Wirkungsgrades befasst, bereits 1930 durch folgende Überlegungen gefunden: Denkt man sich eine Turbine von gegebenem Typ (z. B. Kaplan) und lässt bei gegebener Leistung und gegebener Drehzahl den Durchmesser variieren, so kann man für die auf das Gefälle bezogenen Verluste schreiben:

$$\text{Kinetische Verluste (Saugrohr)} \delta_K = \frac{a}{D^4},$$

da die Fläche mit  $D^2$ , das Quadrat der Geschwindigkeit also mit  $1/D^4$  sich verändert.

$$\text{Hydraulische Reibungsverluste} \delta_R = b D^4,$$

da die reibende Fläche mit  $D^2$ , die Umfangsgeschwindigkeit mit  $D$  wächst.

Das Total der hydraulischen Verluste beträgt somit

$$\delta = \frac{a}{D^4} + b D^4$$

<sup>4)</sup> F. Staufer, Einflüsse auf den Wirkungsgrad von Wasserturbinen. Z. VDI vom 3. Januar 1925, S. 415.

<sup>5)</sup> Der Verfasser verdankt die Ableitung und Begründung dieser Formel einer persönlichen Mitteilung von Prof. Dr. J. Ackeret, Vorstand des Institutes für Aerodynamik an der E. T. H.

<sup>2)</sup> Regeln für Wasserturbinen, SEV, Publikations-Nr. 178 vom April 1947, S. 22.

<sup>3)</sup> «Efficiency & Power Step-Up», Proceedings Am. Soc. C. E., 65, 1939, page 1584.

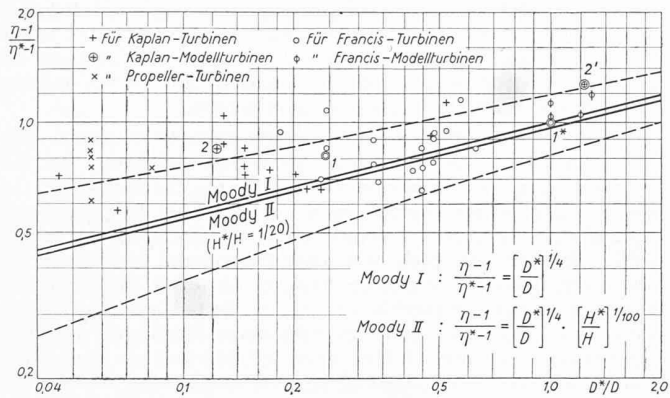


Bild 1.  $(\eta - 1) : (\eta^* - 1)$  für Punkte besten Wirkungsgrades von Ueberdruckturbinen in Funktion von  $D^* : D$

und ist ein Minimum, wenn

$$\frac{d\delta}{dD} = 0 = -4aD^{-3} + 4bD^3$$

oder

$$\frac{a}{D^4} = bD^4; \text{ d. h. } \delta_K = \delta_R \text{ wird.}$$

Es ist also, nach Ackeret, nicht unvernünftig, die Hälfte der Verluste kinetisch anzusetzen, also nicht aufwertbar, die andere Hälfte aber aufwertbar.

Da man im wesentlichen mit turbulenten Grenzschichten und für Platten, also mit einem Einfluss der Reynoldsen

Zahl gemäss  $1/Re^{1/5}$  rechnen muss, folgt:

$$\delta_R = \delta_{R^*} \frac{(Re^*)^{1/5}}{(Re)^{1/5}}$$

und durch Einsetzen von  $\delta_R = \frac{1}{2}\delta$  ergibt sich

$$(4b) \quad \delta/\delta^* = \frac{1}{2} \left[ 1 + \left( \frac{Re^*}{Re} \right)^{1/5} \right]$$

Mit  $\delta = 1 - \eta$  findet man leicht die in Abschnitt 2 angegebene Formel (4a).

Ackeret ging von der Ueberlegung aus, dass nur die hydraulischen Reibungsverluste, nicht aber die kinetischen Verluste einer Modellturbine von der Aufwertung erfasst werden dürfen. Dabei weist er darauf hin, dass bei manchen Turbinentypen aus Kosten- und anderen Gründen von der optimalen Verteilung der Verluste abgewichen wird, so dass in diesem Falle die entsprechende Einteilung sinngemäss in die Formel einzuführen, d. h. die Formel dem betreffenden Turbinentyp anzupassen ist.

In Bild 2 ist der Verlauf von  $\delta/\delta^* = f(Re^*/Re)$  nach der Gleichung von Ackeret, wiederum mit dem der Bezugsturbine zugehörigen Wert von  $\delta/\delta^*$  als Ausgangspunkt (Punkt 1\*), dargestellt. Die Aufwertung des besten hydraulischen Wirkungsgrades ( $\eta_h = 90\%$ ) der Bezugsturbine nach Ackeret, wobei die Wassertemperaturen von Modell und Ausführung berücksichtigt wurden, ergaben einen hydraulischen Wirkungsgrad der Ausführung (Punkt 1) von  $92,1\%$ . Der Unterschied von  $3\%$  gegenüber dem in der Anlage gemessenen Gesamtwirkungsgrad entspricht der Grössenordnung der mechanischen Verluste, so dass die Aufwertung nach Ackeret eine ausserordentlich gute Uebereinstimmung mit der Messung ergibt.

Im zweiten, bereits früher angeführten Fall einer Kaplan turbine ergibt der Vergleich der Resultate von Modell und Ausführung eine Abweichung von  $5\%$  zwischen dem nach Ackeret aufgewerteten hydraulischen und dem in der Anlage gemessenen Totalwirkungsgrad der Turbine. Unter Annahme eines mechanischen Verlustes von  $3\%$  bleibt in diesem Fall eine Differenz von nur  $2\%$ .

Zur Bestimmung der voraussichtlichen Wirkungsgradkurve der Ausführung ist bei Aufwertung nach Moody üblich, die bei verschiedenen Betriebszuständen (Teillasten) am Modell gemessenen Wirkungsgradwerte um den für den besten Wirkungsgrad berechneten Aufwertungsgrad zu erhöhen<sup>3)</sup>. Dieses Verfahren dürfte vor allem auch bei Anwendung der Aufwertung nach Ackeret geeignet sein, da sich das Ver-

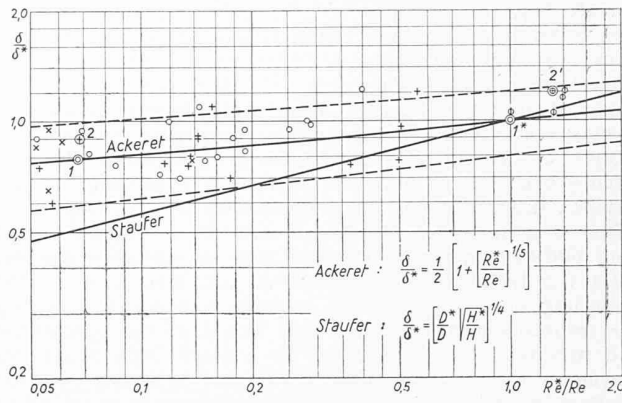


Bild 2.  $\delta : \delta^*$  für Punkte besten Wirkungsgrades von Ueberdruckturbinen in Funktion von  $Re^* : Re$

hältnis zwischen den Reibungsverlusten von Modell und Ausführung auch bei Teillast nicht wesentlich ändert.

Vergleicht man in Bild 2 die Lage der für die verschiedenen Anlagen bestimmten Werte  $\delta/\delta^*$  gegenüber der, die Aufwertungsfunktion von Ackeret kennzeichnenden Kurve, so erkennt man, dass diese Punkte bei gleichmässiger Streuung und fast ausnahmslos innerhalb des Toleranzbereiches von  $\pm 2\%$  (obere und untere gestrichelte Linie) dieser Kurve folgen.

### 7. Schlussfolgerung

Die Gleichung von Ackeret ergibt nicht nur eine sehr gute Uebereinstimmung zwischen Messung und Aufwertung, sondern sie stellt auch die Funktion dar, welche die allgemeine Gesetzmässigkeit zwischen Wirkungsgrad und den für die Aufwertung massgebenden Grössen von Ueberdruckturbinen am besten ausdrückt. Mit ihr lassen sich aber auch ohne weiteres Ergebnisse aus Luftversuchen an Wasserturbinen-Modellen — Versuche, die übrigens vor längerer Zeit ebenfalls von Ackeret angeregt wurden — direkt aufwerten. Sie ermöglicht die zuverlässige Aufwertung von Wirkungsgradmessungen an Ueberdruck-Modellturbinen auf einfache Art innerhalb eines grossen Anwendungsbereiches und dürfte für weite, mit dem Bau von Wasserturbinen beschäftigte Kreise von grösstem Nutzen sein.

## Zur Stellung des Ingenieurs in der Gesellschaft

DK 331.71 : 62

Der Beitrag des S. I. A. zur Erfüllung der Pflichten des Ingenieurs und zur Anerkennung seiner Rechte.

Ce qu'on appelle l'esprit civique, c'est cette disposition de la pensée et du cœur qui fait que l'on s'intéresse vivement aux affaires de son pays et que l'on a la volonté d'agir pour lui être utile. C'est le sentiment conscient qu'au-dessus des vues que chacun peut légitimement former pour soi-même et son avantage particulier, il y a les devoirs primordiaux à remplir envers la communauté.

Antoine Vodoz

«La cité et les hommes»

Seit etwa zwei Jahren trifft sich in Baden eine Gruppe Ingenieure und Techniker in regelmässigen Zusammenkünften, um berufliche und soziale Fragen zu diskutieren. Dieser Gedankenaustausch führte die Teilnehmer zu einigen Feststellungen bezüglich ihrer Stellung, sei es innerhalb des Unternehmens, in dem sie arbeiten, oder innerhalb der Gesellschaft im allgemeinen. Um ihre Ansichten mit denjenigen ihrer Kollegen in anderen Landesgegenden zu vergleichen, wurde eine Umfrage durchgeführt, die im wesentlichen folgende zwei Feststellungen ergab:

- die materielle Lage der Ingenieure und Techniker ist gegenwärtig ziemlich ungünstig. Sie gehören zu jenen Angestelltenkategorien, für die ein Ausgleich der stark gestiegenen Lebenskosten nicht in befriedigender Weise stattgefunden hat.
- Die Stellung, die sie im Schosse der Unternehmen und in der Gesellschaft einnehmen, scheint nicht mit ihren Kenntnissen, ihren Fähigkeiten und dem sozialen Rang, den sie haben sollten, übereinzustimmen.

Auch in anderen Landesgegenden beschäftigte man sich mit dieser Lage und suchte nach Mitteln zu ihrer Verbesserung. So wurde z. B. von der Studiengruppe der Sektion Waadt des S. I. A. die Bildung eines «paritätischen Rates» vorgeschlagen, dessen Statuten von der Generalversammlung