

Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 109/110 (1937)
Heft: 17

Artikel: Aerodynamische Untersuchungen für hydraulische Maschinen
Autor: Keller, C.
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-49136>

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: 17.03.2025

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

INHALT: Aerodynamische Versuchsanlagen für hydraul. Maschinen. — Zur heutigen Einweihung des Etzelwerkes. — Ein Hallenstadion für Zürich. — Mitteilungen: Eidgen. Technische Hochschule. Sperrschicht-Photozellen. Die «Schweizerwoche». Gummi im Maschinenbau. — Wett-

bewerbe: Seeufer-Gestaltung in Zürich. Ausbau des Niveauberganges der SBB in Territet. — Nekrolog: Heinrich Zoelly-Veillon. — Literatur. — Mitteilungen der Vereine. — Schweizer Verband für die Materialprüfungen der Technik — Sitzungs- und Vortrags-Kalender.

Band 110

Der S. I. A. ist für den Inhalt des redaktionellen Teils seiner Vereinsorgane nicht verantwortlich. Nachdruck von Text oder Abbildungen ist nur mit Zustimmung der Redaktion und nur mit genauer Quellenangabe gestattet.

Nr. 17

Aerodynamische Versuchsanlagen für hydraulische Maschinen

Von Obering. Dr. C. KELLER, Escher Wyss, Zürich

Wasser und Luft wurden im praktischen Maschinenbau von jeher als zwei ganz verschiedene Arbeitsmittel behandelt. Die Inkompressibilität der Flüssigkeit erlaubte eine spezielle theoretische Behandlung der hydraulischen Probleme bei Wasserturbinen und Pumpen, während bei Dampf- und Gasturbinen und im Verdichterbau die Zusammendrückbarkeit des Strömungsmediums als eine ausschlaggebende Eigenschaft stets berücksichtigt werden musste. Demzufolge entwickelten sich die Hydrodynamik und die Gasdynamik im Laufe der Zeit zu zwei grossen selbständigen Forschungsgebieten, die nach der landläufigen Ansicht des Technikers wenige Berührungspunkte haben. Bis vor kurzem gingen daher auch hydraulisch und kalorisch geschulte Ingenieure im allgemeinen verschiedene Wege bei Berechnung, Konstruktion und experimenteller Erforschung ihrer Maschinen.

Bei oberflächlicher Betrachtung scheint nun ja wirklich zwischen Flüssigkeit und Gas mit endlicher Kompressibilität ein grundsätzlicher Unterschied zu bestehen. Die mehr physikalische Betrachtungsweise der Strömung in beiden Fällen lehrt uns jedoch, dass je nach dem zulässigen Grad der Vernachlässigung die Unterschiede im Maschinenbau oft gar nicht von der im allgemeinen erwarteten Grösse sind. Wenn bei Bewegungen gasförmiger Medien die Strömungsgeschwindigkeit verhältnismässig klein ist im Vergleich zur betreffenden Schall-Geschwindigkeit (also bei kleinerer Mach'scher Zahl $M = c : a$), so spielt bei geringen Druck- und Temperaturänderungen die Kompressibilität eine vorerst untergeordnete Rolle. Mit diesem Falle haben wir es im Grossen und Ganzen bei allen Strömungsproblemen der Aerodynamik und Flugtechnik zu tun. In dieser modernen Disziplin wird demnach auch die Luft weitgehend als unzusammendrückbar behandelt, und zahllose Versuchsarbeiten auf diesem Gebiet haben die Berechtigung dieser theoretisch begründeten Anschauung bestätigt. Luft und Wasser sind daher vom Standpunkte der modernen Strömungslehre betrachtet in vielen Beziehungen sehr ähnliche Flüssigkeiten. Beide verhalten sich auch im Ruhezustand weitgehend ähnlich, indem jeder Widerstand gegen Formänderung fehlt.

Von dieser Erkenntnis der Verwandtschaft von Gasen und Flüssigkeiten hat man in der angewandten Hydraulik und im hydraulischen Maschinenbau bisher eigentlich wenig Gebrauch gemacht. Erst vor einigen Jahren wurde begonnen — angeregt vor allem durch die aerodynamischen Anschauungen — Luft als Versuchsmittel anstelle von Wasser für Einzelversuche wie Druckverlustmessungen an einzelnen Teilen von Maschinen, Rohrleitungen, Saugrohren von Wasserturbinen, Drosselklappen usw. anzuwenden.¹⁾ Für die Untersuchung ganzer hydraulischer Maschinen oder von Modellen solcher unter Betriebsbedingungen mit Arbeitsaustausch zwischen Strömungsmittel und Laufraud ist aber bisher in den vielen hydraulischen Laboratorien von Lehranstalten und Fabriken, die der Erforschung der Gesetze der Wasserbewegung dienen, durchwegs Wasser verwendet worden. Im Folgenden wird eine neuartige Versuchsanlage der Firma Escher Wyss beschrieben, die gestattet, alle quantitativen und qualitativen Messungen, die mit den bekannten Wasserversuchsanlagen durchgeführt werden konnten, auf in vielen Beziehungen vorteilhaftere Weise mittels Luftbetrieb durchzuführen.

Da offenbar gerade dem hydraulischen Fachmann das Rechnen mit kompressiblen Medien und damit die Uebertragungsmöglichkeiten von Wasser- auf Luftströmungen noch wenig bekannt sind, sollen vorerst die wichtigsten theoretischen Zusammenhänge bei Gas- und Wasserbewegungen besprochen werden.²⁾ Unser Ziel ist also, ein Modell einer kompletten Wasserturbinenanlage, beispielsweise einer modernen Kaplansturbinenanlage, mit Luft zu betreiben. Dabei sollen die Verhältnisse derart gewählt

werden, dass genaue zahlenmässige Untersuchungen der Modellturbinen, wie Wirkungsgradbestimmungen, Messung der Durchflussmengen und Charakteristiken usw., wie bei einer hydraulischen Versuchsanlage möglich sind. Man muss sich vorerst offenbar darüber im Klaren sein, wie gross die zulässigen Strömungsgeschwindigkeiten bei Luftbetrieb mit Rücksicht auf die Kompressibilität noch sein dürfen und ob in einem brauchbaren Arbeitsbereich bei gut messbaren Druckdifferenzen und Geschwindigkeiten eine zuverlässige Darstellung der Turbinen- oder Pumpenströmungen noch zu erwarten ist.

In den allgemeinen Gleichungen der Gasdynamik³⁾, die den Strömungen durch die vorgesehene Luftmaschine zu Grunde liegen, treten die Dichte $\rho = \gamma/g$ des Gases und deren Aenderungen bestimmend auf. Im Gegensatz zu Wasser ist hier ρ nicht mehr konstant. Ein direktes Mass für die Kompressibilität ist das Ver-

hältnis $\frac{\Delta \rho}{\rho}$, der Aenderung der Dichte ρ eines Gases bei einer Druckänderung Δp . Bei verhältnismässig kleinen Druckänderungen, die wir im vorliegenden Falle voraussetzen dürfen, setzen wir den Reziprokwert dieses Verhältnisses gleich $\frac{d\rho}{d\rho}$. Der Aus-

druck für die Schallgeschwindigkeit ist $a = \sqrt{\frac{d\rho}{d\rho}}$, so dass unser kennzeichnendes Mass für Kompressibilität in erster Näherung einfach wird $\frac{\Delta \rho}{\rho} = \frac{1}{a^2} \dots \dots \dots (1)$

Wir können die Druckänderung Δp als entsprechenden Staudruck $\rho/2 \cdot c^2$ einer Geschwindigkeit c ausdrücken. Es folgt durch einsetzen in (1)

$$\frac{\Delta \rho}{\rho} = \frac{1}{2} \frac{c^2}{a^2} = \frac{M^2}{2} \dots \dots \dots (2)$$

(M = Mach'sche Zahl = Verhältnis von Strömungs- zu Schallgeschwindigkeit).

Bei bereits respektablem Luftgeschwindigkeit von $c = 100$ m/sec ($M = 0,29$) ist also die Dichteänderung gegenüber der ruhenden Luft erst 4,2%. Die angenäherte prozentuale Dichteänderung bei verschiedenen Geschwindigkeiten zeigt Abb. 1.

Die Kontinuitätsgleichung für allgemeine stationäre, räumliche Gasströmungen

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \dots \dots (3)$$

lautet ausgeschrieben:
 $\rho \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) + u \frac{\partial \rho}{\partial x} + v \frac{\partial \rho}{\partial y} + w \frac{\partial \rho}{\partial z} = 0 \dots \dots (4)$

(x, y, z = räumliche Ordinaten, u, v, w = Geschw. Komponenten in x, y, z -Richtung). Sie geht bei $\rho = \text{konstant}$ in die Kontinuitätsgleichung für Flüssigkeiten über:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \dots \dots \dots (5)$$

Für die ebene eindimensionale Bewegung ($v = 0, w = 0$) folgt damit die Kontinuitätsgleichung für den veränderlichen Querschnitt f in der dem Hydrauliker gewohnten Form

$$\rho f \cdot u = \text{const} \quad \text{oder} \quad f u = \text{const} \quad \text{bei } \rho = \text{konst.} \dots \dots (6)$$

Auch in den allgemeinen Eulerschen Bewegungsgleichungen für stationäre Strömungen mit g_x, g_y, g_z als Massenkräfte

$$\begin{aligned} u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} &= g_x - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} \\ u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} &= g_y - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} \\ u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} &= g_z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} \end{aligned} \dots \dots (7)$$

³⁾ «Handbuch der Physik», Bd. VII, S. 289; Ackeret, Gasdynamik.

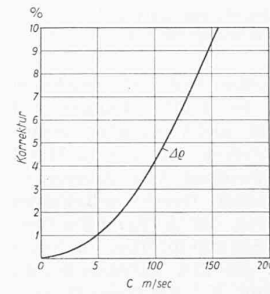


Abb. 1. Einfluss der Strömungsgeschwindigkeit von Luft auf deren Dichte ρ (20°C, 1 ata)

¹⁾ Vergl. z. B. solche grundlegenden Versuche von: J. Ackeret, Theoretische Betrachtungen zur Kaplan turbine. Escher Wyss-Mitteilg. Jahrg. IV, 1931, S. 81. Ferner C. Keller, Luft-Modellversuche an Drosselklappen für Druckleitungen von hydraulischen Anlagen. Schweiz. Bauzeitung. Bd. 107, S. 133* (28. März 1936).

²⁾ Eine analoge Untersuchung für Dampfströmungen wurde in der Arbeit von Ackeret, Keller, Salzmann: «Die Verwendung von Luft als Untersuchungsmittel für Probleme des Dampfturbinenbaues» früher in dieser Zeitschrift behandelt (1934, Bd. 104, S. 259*, 275*, 292*).

kann, wie bei Flüssigkeitsströmungen ρ also mit guter Näherung als unveränderlich angesehen werden. Für eine Stromlinie folgt daraus bei wirbelfreier Bewegung der Energiesatz (Gleichung von Bernoulli) $p + \frac{\rho}{2} c^2 + \rho g z = \text{konst.}$

Der Einfluss der Kompressibilität der Luft auf die Staudruckformel ist noch geringer als auf die Kontinuitäts-Gleichung. Die Erhöhung des Staudruckes bei grossen Geschwindigkeiten wird in erster Näherung durch die Beziehung gegeben:⁴⁾

$$\Delta p_{st} = \frac{\rho}{2} c^2 \left(1 + \frac{M^2}{4} + \frac{2-k}{24} M^2 + \dots \right) \dots \quad (8)$$

$(k = \text{Adiabatexponent})$

Abb. 2 zeigt in Funktion der Luftgeschwindigkeit den Fehler, den man begeht, wenn man den Staudruck der Luft wie denjenigen einer inkompressiblen Flüssigkeit berechnet. Bei einer Geschwindigkeit von $c=100$ m/sec ist er erst etwa 2%, Misst man also umgekehrt bei normaler Luftdichte $\rho=0,12$ mittels eines Staurohres einen Staudruck von beispielsweise 600 mm WS, so ist die wirkliche, entsprechende Luftgeschwindigkeit nicht $c = \sqrt{\frac{\Delta p_{st}}{\rho/2}} = \sqrt{\frac{600}{0,06}} = 100$ m/sec, sondern 1% kleiner, also 99 m/sec. Da bei geringeren Luftgeschwindigkeiten die Korrekturen rasch abnehmen, sind auch diese Abweichungen für unsere Zwecke praktisch vernachlässigbar.

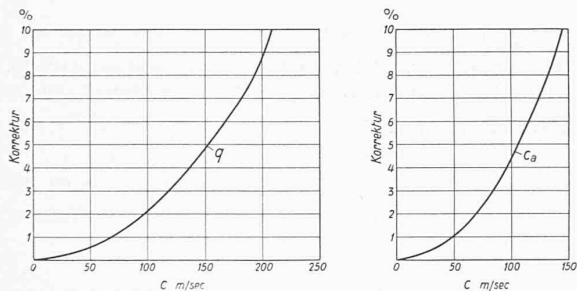


Abb. 2 (links). Einfluss der Kompressibilität der Luft auf die Staudruckformel bei verschiedenen Strömungsgeschwindigkeiten

Abb. 3 (rechts). Einfluss der Kompressibilität der Luft auf den Auftriebsbeiwert c_a für verschiedene Strömungsgeschwindigkeiten

Wenn die hydraulische Modellmaschine mit Luft betrieben werden soll, so dürfen vor allem auch die Kraftwirkungen auf die Schaufeln durch die Kompressibilität nicht merkbar beeinflusst werden. Ueber diese Frage orientieren wir uns an Hand einer interessanten theoretischen Untersuchung von Ackeret,⁵⁾ eine der wenigen über Probleme grosser Geschwindigkeiten existierenden Arbeiten. Daraus lässt sich der Auftriebsbeiwert c_a einer Fläche, beispielsweise eines Schaufelprofils, in kompressibler Strömung etwa abschätzen. Es gilt darnach bis zu verhältnismässig grosser Mach'scher Zahl $M < 0,8$ angenähert

$$c_{a, \text{kompr}} = c_{a, \text{inkompl}} \cdot \frac{1}{\sqrt{1-M^2}} \dots \quad (9)$$

Beziehen wir uns wieder auf unser Untersuchungsmittel Luft, so hat der Faktor $\frac{1}{\sqrt{1-M^2}}$ für verschiedene Geschwindigkeiten den in Abb. 3 gezeigten Verlauf. Erst bei 100 m/sec Luftgeschwindigkeit hat die Kompressibilität lediglich eine 4,5%ige Erhöhung des Auftriebes zur Folge. Bei kleineren Geschwindigkeiten nimmt dieser Einfluss analog wie für die Dichte- und Staudruckberechnung rasch ab. Bei 70 m/sec bewirkt die Kompressibilität gegenüber dem Falle der Flüssigkeit nur noch eine Abweichung von 2%.

Alle diese Ueberlegungen liessen es als möglich erscheinen, dass unter Wahrung zulässiger Höchstgeschwindigkeiten (Relativgeschwindigkeiten an den Schaufeln) von vielleicht 100 bis 150 m/sec der Luftbetrieb auch mengenmässig keinen wesentlichen Unterschied gegenüber dem Wasserbetrieb zeigen sollte. Die praktisch benötigten Luftgeschwindigkeiten für Versuche sind aber, wie wir später sehen werden, durchwegs kleiner. Obschon die vorstehend besprochenen Grundlagen der Gasdynamik bekannt waren, ist jedoch bisher unseres Wissens noch nie versucht worden, komplette hydraulische Versuchstände durch aerodynamische zu ersetzen. In einer solchen Anlage wird zwingungsläufig in passender Weise Luft mittels einer Fördervorrichtung durch die zu untersuchende Maschine gefördert, wie

es untenstehend am Beispiel des neuen Escher-Wyss-Versuchsstandes näher beschrieben wird.

Den grundsätzlichen, einfachen Aufbau einer solchen aerodynamischen Versuchsanlage zeigen die Abb. 4 und 5. Ein von einem Elektromotor angetriebenes Gebläse 1 saugt im Falle A die Luft aus dem ganzen System ab und fördert sie bei 2 wieder ins Freie. Die nachströmende Luft aus der Umgebung streicht durch den Maschineneinlauf 3 und den Leitapparat zur Turbine 4 und fliesst dann durch das Saugrohr in den Ausgleichbehälter 5. Von hier aus wird sie durch eine Messdüse 6 zum Fördergebläse 1 gesaugt. Die einströmende Luft treibt das Laufrad in genau gleicher Weise wie das Wasser. Die entstehende Turbinenleistung wird in einer hydraulischen oder elektrischen Bremse 7 bestimmt. Zur eigentlichen Turbinenanlage gehört nur der Teil vom Einlass bis Ende Saugrohr (a bis c). Der Druck in den verschiedenen Stellen ist ebenfalls in Abb. 4 schematisch eingezeichnet. Im ganzen System herrscht in diesem Falle ein Unterdruck gegenüber der Umgebung, weshalb die Anlage vollkommen luftdicht sein muss, damit wirklich nur die durch den Leitapparat und das Laufrad strömende Luft in der Messvorrichtung gemessen wird. Die Dichtheit ist aber bei den kleinen in Betracht fallenden Unterdrücken von wenigen 100 mm WS leicht zu erreichen.

Die Luft kann auch durch die Gesamtanlage gedrückt werden, wie Fall B, Abb. 5 zeigt. In diesem Falle fördert ein Gebläse 1 Luft in den Turbineneinlauf 3, von wo sie wieder durch die zu untersuchende Turbine 4, dann das Saugrohr, weiter in den Beruhigungsbehälter 5 und endlich zur Volumenmessvorrichtung 6 strömt. Wir haben jetzt im ganzen System einen leichten Ueberdruck, unter Umständen in Laufradumgebung noch einen kleinen Unterdruck.

Neben diesen zwei grundsätzlich verschiedenen Lösungen können gegebenenfalls Varianten in Betracht kommen. Es kann beispielsweise die Messdüse in den Einlauf verlegt werden, je nach den jeweiligen Anforderungen. Das Saugrohr kann dann direkt ins Freie münden. Es ist jedoch immer darauf zu achten, dass die Beaufschlagung der Modellturbine eine gleichmässige, der Wirklichkeit entsprechende ist, und dass vor allem auch die Messdüse einen ungestörten Zulauf aufweist, damit keine Messfehler entstehen.

Dem natürlichen, einer Wasserturbine zur Verfügung stehenden Gefälle H entspricht nun in unserem Falle die Luftdruckdifferenz Δp zwischen Turbineneinlauf und Ausgleichbehälter. Im Falle A nach Abb. 4, den wir hier noch näher besprechen werden, wird das Turbinengefälle direkt durch den Unterdruck im Behälter 5 dargestellt. Der durchfliessenden Wassermenge entspricht das durchgesaugte und bei 6 durch p_d gemessene Luftvolumen.

Um genaue Modellversuche überhaupt durchführen zu können, müssen bekanntlich die Aehnlichkeitsbedingungen zwischen Modell und Ausführung erfüllt sein. Dies gilt sowohl für den Wasser- wie den Luftversuch.

Erste Bedingung ist die geometrische Aehnlichkeit, die sich nicht nur auf das Laufrad, sondern auf alle Zubehörteile, wie Einlauf, Leitapparat, Saugrohr usw. erstrecken muss. Die zweite wichtige Forderung ist jene möglichst gleicher Reynolds'scher Zahlen Re bei Modell und Grossausführung. Diese Forderung lässt sich auch in den heutigen üblichen Versuchsanlagen mit Wasserbetrieb nie restlos erfüllen. Infolge der kleinen Modellabmessungen und der geringeren Umfangsgeschwindigkeit gegenüber der Grossausführung ist die auf das Modell bezogene Kennzahl Re_m nur etwa $\frac{1}{10}$ bis $\frac{1}{20}$ derjenigen der wirklichen Maschine. Die langjährigen Erfahrungen mit den hydraulischen Versuchsanlagen zeigen jedoch, dass diese Abweichungen die Modellversuchsergebnisse nicht wesentlich beeinflussen, sodass sie unter Berücksichtigung von sog. Aufwertungsformeln für die Praxis mit genügender Genauigkeit brauchbar sind.

Es zeigt sich, dass beim Luftversuch an einem gleich grossen Modell gleiche Reynolds'sche Zahlen wie beim Modellversuch mit Wasser erreicht werden. Die Reynolds'schen Zahlen verhalten sich in diesem Falle wie

$$\frac{Re_{Luft}}{Re_{Wasser}} = \frac{u_L \nu_W}{u_W \nu_L}$$

u = Umfangsgeschwindigkeit, ν = kinematische Zähigkeit. Bei 15° C, 1 ata ist $\nu_L = 15 \cdot 10^{-6}$ m²/sec, $\nu_W = 1,15 \cdot 10^{-6}$ m² sec. Mit $u_L \sim 120$ m/sec und $u_W \sim 10$ m/sec (der letzte Wert entspricht etwa normalen, mittleren Verhältnissen bei hydraulischen Versuchen) wird

$$\frac{Re_L}{Re_W} \sim \frac{120 \cdot 1,15}{10 \cdot 15} = 0,93 \sim 1$$

Eine aerodynamische Turbinenversuchsanlage ist also bezüglich der Reynolds'schen Zahl nicht ungünstiger als die bisherige Wasseranlage.

⁴⁾ Prandtl-Tietjens: Hydro- und Aeromechanik, Bd. I, S. 212.

⁵⁾ J. Ackeret: Ueber Luftkräfte bei sehr grossen Geschwindigkeiten insbesondere bei ebenen Strömungen. «Helvetica Physica Acta», 1928, S. 30f.

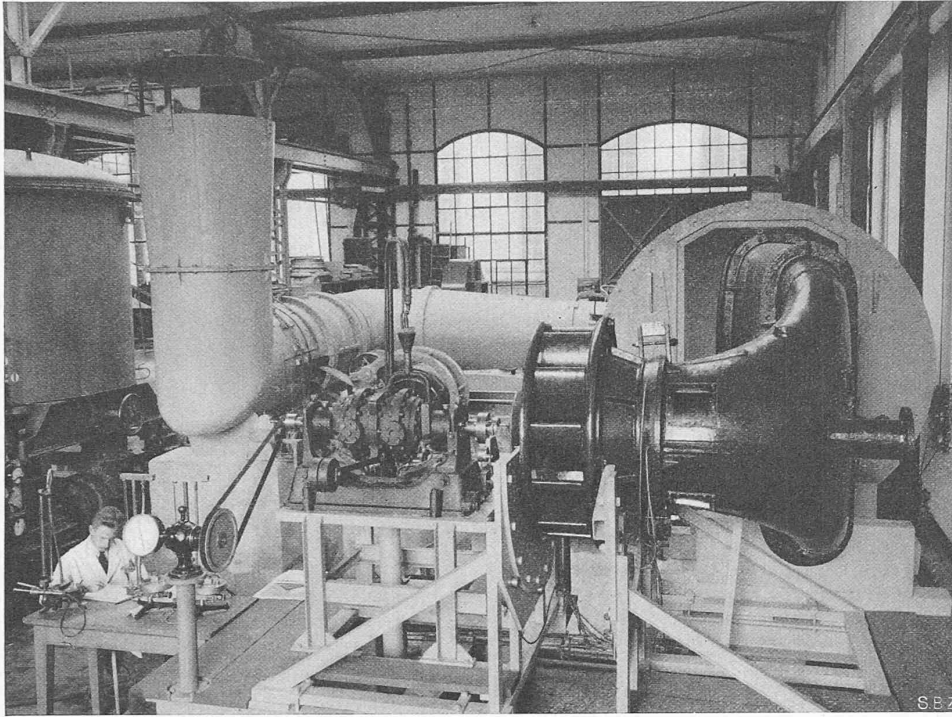


Abb. 6. Escher Wyss Versuchstand für aerodynamische Modellversuche mit Wasserturbinen

Daraus folgt

$$\Delta p = \frac{\rho}{2} \frac{u^2}{K_u^2} \quad (15)$$

Die axiale Durchflussgeschwindigkeit c_m durch die Radebene F einer Schnelläuferturbine ist gegeben durch

$$K_{c_m} = \frac{c_m}{\sqrt{2gH}} \quad (16)$$

Für Luft ergibt sich analog wie oben

$$K_{c_{mL}} = \frac{c_m}{\sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}} \quad (17)$$

Das Durchflussvolumen $Q = F c_m$ wird

$$Q_L = F K_{c_m} \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (18)$$

Die auf den Einheitsdurchmesser D_1 reduzierte Durchflussmenge wird

$$Q_{11L} = \frac{Q_L}{D_1^2 \sqrt{\frac{\Delta p}{\rho}}} \quad (19)$$

Zwischen der spez. Drehzahl n_{sW} einer Wasserturbine und derjenigen n_{sL} einer entsprechenden Luftturbine besteht folgende Beziehung. Die einer bestimmten hydraulischen Maschine gleichwertige Luftmaschine ist diejenige, die bei gleicher Drehzahl das gleiche Durchflussvolumen hat. Die verarbeiteten Gefälle verhalten sich dabei proportional den spez. Gewichten.

Aus der Definition

$$n_{sW} = \frac{n}{H} \sqrt{\frac{N}{W}} \quad (20)$$

folgt unter Berücksichtigung oben abgeleiteter Beziehungen

$$n_{sW} = n Q^{1/2} \cdot 75^{-1/2} \cdot \gamma W^{5/4} \cdot \Delta p^{-3/4} \cdot \eta^{1/2} \quad (21)$$

Für Luft wird entsprechend

$$n_{sL} = n Q^{1/2} \cdot 75^{-1/2} \cdot \gamma L^{5/4} \cdot (\Delta p \frac{\gamma L}{\gamma W})^{-3/4} \cdot \eta^{1/2} \quad (22)$$

Das Verhältnis der spezifischen Drehzahlen wird damit

$$\frac{n_{sW}}{n_{sL}} = \sqrt{\frac{\gamma W}{\gamma L}} \quad (23)$$

Für $t = 15^\circ C$, $b = 736 \text{ mm Hg}$ folgt:

$$n_{sW} = 29,1 n_{sL} \quad (24)$$

Beim Arbeiten mit Luft dürfte es übrigens vorteilhaft sein, die im Gebläsebau bereits üblichen Kennzahlen, die Druckziffer $\psi = \frac{\Delta p}{\frac{\rho}{2} u^2}$ und Durchflussziffer $\varphi = \frac{c_m}{u}$, sowie die im Gegensatz zu n_s dimensionslose Schnellläufigkeit $\sigma = 2,105 Q^{1/2} \cdot \left(\frac{\Delta p}{\rho}\right)^{-3/4} \cdot n_{sec}$ zu verwenden. Es bestehen die Beziehungen⁶⁾

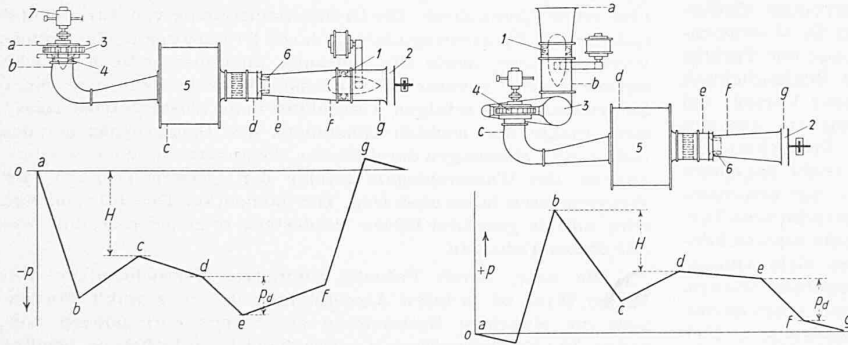
$$\left. \begin{aligned} n_{sW} &= 578 \sigma \sqrt{\eta}, \quad \psi = \frac{2Hg}{u^2} = \frac{1}{K_u^2}, \quad \varphi = \frac{K_{c_m}}{K_u} \\ \sigma &= K_u [K_{c_m} (1 - \nu^2)]^{1/2} \end{aligned} \right\} \quad (25)$$

Die Leistung eines mit Luft betriebenen Modellrades, beispielsweise einer modernen Propellerturbine, kann jetzt einfach bestimmt werden. Der Modellraddurchmesser sei $D = 500 \text{ mm}$, das Nabenverhältnis $\nu = d : D = 0,4$, also $F = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) = 0,165 \text{ m}^2$; es sei ferner gegeben $K_u = 1,6$, $K_{c_m} = 0,6$. Mit $u = 100 \text{ m/sec}$ gewählt wird nach Gleichung (15)

$$\Delta p = \frac{10^4 \cdot 0,12}{2 \cdot 2,56} = 235 \text{ kg/m}^2 = 235 \text{ mm WS.}$$

Aus Gleichung (17) folgt $c_m = 45,9 \text{ m/sec}$. Es wird $Q = F c_m = 7,58 \text{ m}^3/\text{sec}$. Damit ergibt sich die theoretische Luftturbinenleistung $N = \frac{Q \Delta p}{75} = 23,8 \text{ PS}$. Die Drehzahl n ist $\frac{30u}{\pi R} = 3800 \text{ U pro Minute}$. $\sigma = 1,14$, d. h. $n_{sW} = 608$ bei $\eta = 0,85$.

⁶⁾ C. Keller: Axialgebläse vom Standpunkt der Tragflügeltheorie. Dissertation E. T. H. 1934, S. 29 ff.



Schematischer Aufbau einer aerodynamischen Wasserturbinen-Versuchsanlage
Abb. 4 durchgesaugte Luft- u. Vakuumverlauf, Abb. 5 durchgedrückte Luft- u. Ueberdruckverlauf

Es soll nun noch abgeschätzt werden, welche Leistungen mit den als zulässig erkannten Grenzwerten der Umfangsgeschwindigkeiten und mit handlichen Modelldurchmessern bei Luftbetrieb etwa zu erwarten sind.

Die Leistung einer Wasserturbine mit einer Wassermenge Q (m^3/sec) bei einem Totalgefälle H (Meter) ist

$$N_W = \frac{\gamma Q H \eta}{75} \text{ (PS)} \quad (10)$$

Die entsprechende Leistung einer mit $Q \text{ m}^3/\text{sec}$ Luft arbeitenden Luftturbine, der eine Druckdifferenz Δp (mm WS-kg/m^2) zur Verfügung steht, beträgt

$$N_L = \frac{Q \Delta p \eta}{75} \text{ (PS)} \quad (11)$$

Um ähnliche Betriebspunkte (mit ähnlichen Geschwindigkeitsplänen) von Wasser und Luft vergleichen zu können, müssen wir jetzt die im Turbinenbau üblichen dimensionslosen Kenngrößen und reduzierten Geschwindigkeiten durch die Luftdaten ausdrücken.

Eine charakteristische Größe für die Schnellläufigkeit ist mit u als Radumfangs-Geschwindigkeit

$$K_{uW} = \frac{u}{\sqrt{2gH}} \quad (12)$$

Zwischen H und Δp gilt

$$\frac{\Delta p}{\gamma} = H \quad \frac{\Delta p}{\rho} = gH \quad (13)$$

Für die Luftturbine ist also

$$K_{uL} = \frac{u}{\sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}} \quad (14)$$

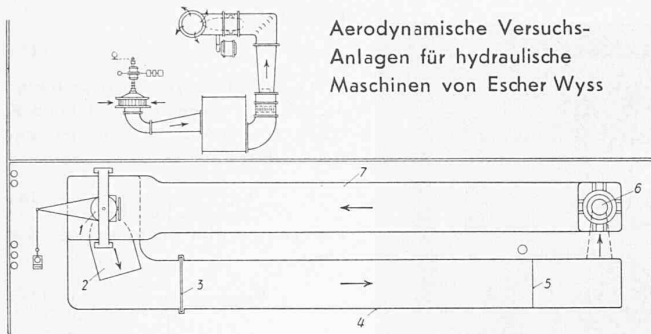


Abb. 7. Platzbedarf (Grundriss) für einen aerodynamischen Turbinen-Versuchsstand (oben) und einen gewöhnlichen hydraul. Stand (unten)
 1 Turbine mit Bremse, 2 Saugrohr, 3 Wehr, 4 Messkanal, 5 Ueberfall, 6 Pumpe, 7 Zulaufkanal

Wie man aus diesen Rechnungen ersieht, ergeben die Modell-Luftturbinen für Nieder- und Mitteldruckanlagen bei vorteilhaften Abmessungen und messtechnisch günstigen Differenzdrücken Leistungen, die ebenfalls ohne besondere Vorkehrungen genau messbar sind.

Der in seiner Art wohl erste Versuchsstand der Escher Wyss Laboratorien für Wasserturbinen ist nach dem Schema der Abbildung 4 gebaut, also mit durchgesaugter Luftmenge. Damit wird die Möglichkeit für einen unbehelligten Turbineneinlauf geschaffen und die zu untersuchende Turbine samt Saugrohr kann beliebig an den Ausgleichbehälter angeschlossen werden. Abb. 6 zeigt einen Ueberblick über diese Anlage, von der Einlaufseite gesehen. Die Turbinenwelle und die Saugrohraxe sowie das gesamte übrige Rohrsystem ist in einer horizontalen Ebene über Flur angeordnet. Im Gegensatz zum Wasserbetrieb, wo die Maschinenaxe vertikal sein muss, um das natürliche Gefälle auszunützen, ist man bei Luftbetrieb in der Wahl der Maschinen-Anordnung vollkommen frei. Die horizontale Lage der Turbine erlaubt eine leichte Montage. Die unbehinderte Zugänglichkeit zu allen Stellen der Turbinenanlage ist ein grosser Vorteil; bei den früheren hydraulischen Versuchsständen lag die gesamte Anlage unzugänglich unter Wasser. Die neue Versuchsanlage kann daher allen jeweiligen Platzverhältnissen leicht angepasst werden. Sie ist lediglich, wie die Photos zeigen, auf verschiebbaren, leichten Traggerüsten montiert, sodass verschiedene Turbinenanordnungen nach raschem Umbau untersucht werden können. Weil nur Luft als Triebmittel dient, können viele Anlage-teile in leichter und billiger Holzkonstruktion ausgeführt werden.

Hydraulische Versuchsanlagen benötigen ferner einen langen Einlauf- und Auslaufmesskanal als Beruhigungsstrecken. Dies ist bei der aerodynamischen Anlage nicht der Fall, und daher ist ihr Platzbedarf bedeutend geringer, wie aus Abb. 7 hervorgeht, wo die ältere hydraulische und die neue aerodynamische Versuchsanlage der Escher Wyss Laboratorien (beide für gleiche Modellgrössen gebaut) vergleichsweise in gleichem Masstab gezeigt sind.

Auf Abb. 6 erkennt man im Vordergrund rechts einen Einlaufleitapparat, das Turbinengehäuse, und anschliessend nach hinten das Saugrohr. Weiter nach hinten folgt der Ausgleichbehälter. Die nachfolgende Messleitung ist mit Rücksicht auf Platzverhältnisse dreifach rechtwinklig gebogen und enthält im letzten horizontalen Teil links das Fördergebläse. Dieses treibt die Luft durch ein senkrecht Kamin wieder ins Freie. Mit der

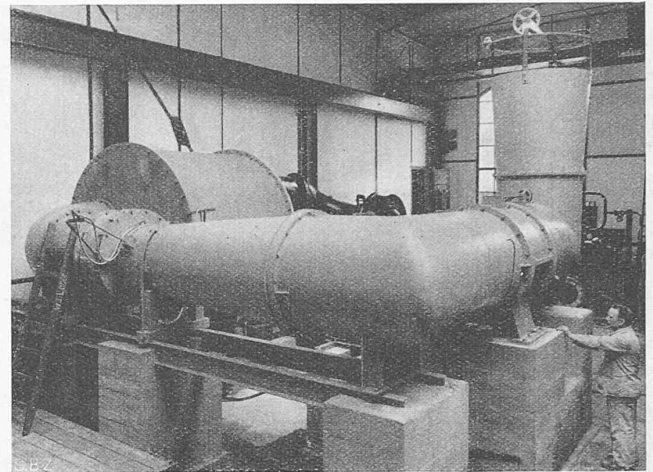


Abb. 8. Die neue Escher Wyss-Turbinen-Versuchsanlage von der Gebläseseite aus gesehen

Turbinenwelle ist die in der Mitte des Vordergrundes sichtbare Wasserbremse gekuppelt.

Abb. 8 gibt eine Ansicht des Luftstandes von der Gebläse-seite aus. Links liegt der Ausgleichbehälter mit anschliessender Messdüse, im rechtwinklig nach hinten verlaufenden rechten Rohrstück befindet sich das Gebläse. Dieses ist als zweistufiges Axialgebläse mit im Betrieb verstellbaren Schaufeln ausgebildet zur Regulierung der Fördermenge Q und des Gefälles H bzw. Δp . Der Antrieb erfolgt durch einen regulierbaren Elektromotor über einen Riementrieb. Die Drehzahleinstellung von Turbine und Gebläse, die Volumenregulierung durch Drosselorgane, die Bremswasserzuleitung sowie die Ablesung aller notwendigen Drücke mittels eigens gebauter Präzisionsmanometer kann von einer Zentralstelle aus erfolgen. Gegenüber dem Wasserbetrieb lassen sich infolge des leichten Einstellens des Beharrungszustandes viel rascher Messungen durchführen; die unvermeidlichen Schwankungen des Wasserspiegels infolge der grossen Trägheit der Wassermassen fallen eben weg. Die momentane Durchflussmenge wird mittels geeichter Düsen mindestens so genau bestimmt, wie mit einem Ueberfall.

Die neue, durch Patente geschützte Versuchsanlage von Escher Wyss ist in ihren Abmessungen derart gewählt worden, dass die einzelnen Bestandteile der bereits vorhandenen normalen ND-Versuchsanlage⁷⁾ weitgehend beim Luftstand benützt werden können. Durch diese Austauschbarkeit sind die Möglichkeiten der Versuchsdurchführung bedeutend erweitert worden. Zugleich lassen sich auch direkte Vergleichsmessungen an ein und der selben Turbinenanlage mit Wasser und Luft durchführen, die die Gültigkeit der theoretischen Ueberlegung erhärten.

Abb. 9 zeigt vergleichsweise Wirkungsgradmessungen mit dem selben Rad bei geometrisch ähnlichem Einbau und zwar direkt gemessene Werte am alten ND-Wasserstand und neben-solche ohne irgendwelche zusätzliche Korrekturen vom neuen Luftstand. Das Modellrad war ein vierschaufeliges Kaplanlaufrad

⁷⁾ Vergl.: Die hydraulischen Versuchsanlagen der Firma Escher Wyss. Sonderdruck «EW-Mittlg.», 1934.

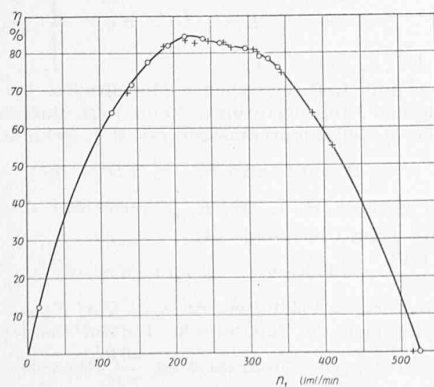
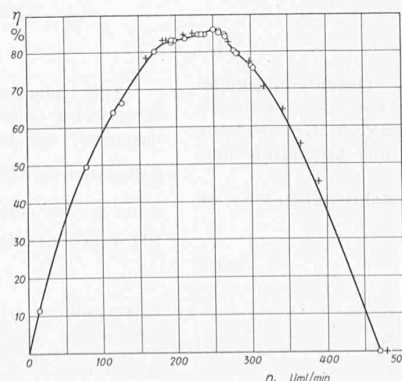


Abb. 9. Wirkungsgradmessungen an einer Kaplan-Modellturbine mit Wasser (+) und mit Luft (o)
 9a: Leitapparatöffnung $\beta_0 = 70^\circ$, Laufradstellung $\beta_2 = 0$



9b: Leitapparatöffnung $\beta_0 = 60^\circ$, Laufradstellung $\beta_2 = 0$

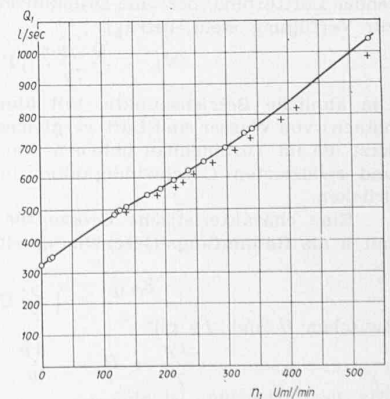


Abb. 10. Durchflussmengen, bestimmt aus Wasser- (+) und Luftversuch (o)
 Leitapparat $\beta_0 = 70^\circ$, Laufradstellung = 0

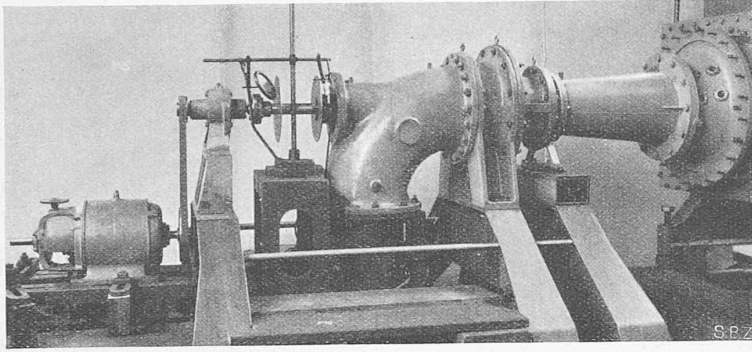


Abb. 14. Teilansicht des aerodynamischen Pumpen-Versuchstandes von Escher Wyss, links Modellrad-Antrieb und Messvorrichtung

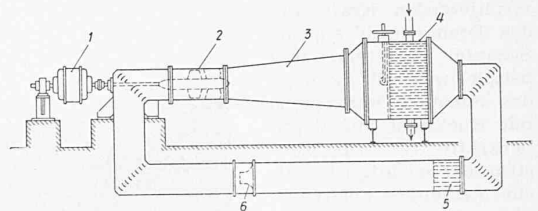


Abb. 13. Schema des aerodynamischen Versuchstandes für Pumpenmodell-Untersuchungen von Escher Wyss

mit einem $n_{sW} \sim 650$. Die Kurven zeigen den Wirkungsgradverlauf (+ Wasserwerte, O Luftwerte) in Funktion verschiedener Drehzahlen bei jeweils festen Leit- und Laufschaufelstellungen. Die Uebereinstimmung zwischen Wasser- und Luftwerten ist sehr gut, selbst in den Einzelheiten. Die Abflachung im Scheitel, sowie insbesondere auch die Durchbrenndrehzahl sind in beiden Fällen genau wiedergegeben.

Abb. 10 zeigt vergleichsweise gemessene Werte der Durchflussmenge Q_1 . Der kleine Unterschied in der Durchflussmenge ist eine Folge kleiner Abweichungen der Leitradöffnung, die für die einige Jahre zurückliegenden Vergleichs-Wassermessungen nicht mehr ganz exakt rekonstruiert werden konnte. Man sieht aber trotzdem, dass im übrigen auch diese Versuche im Verlauf gut übereinstimmen.

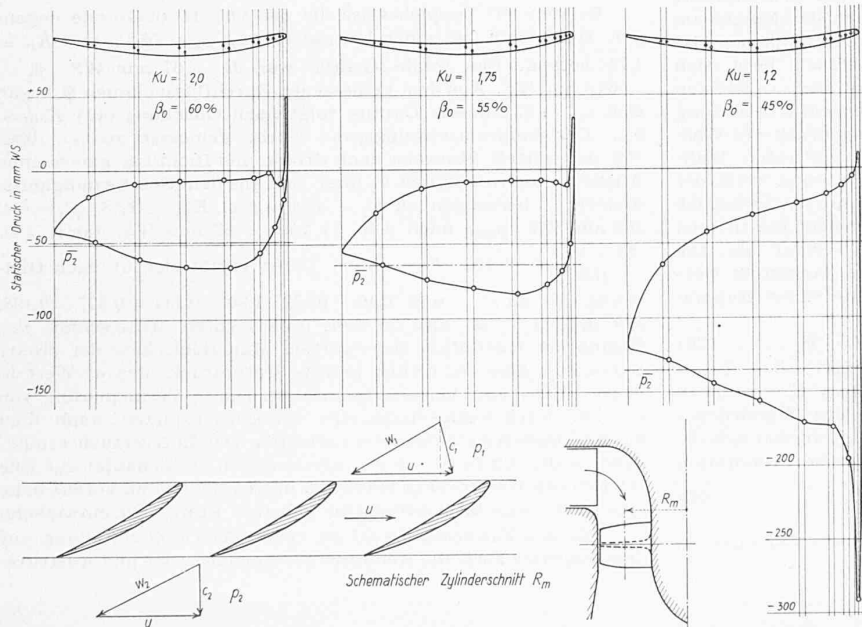


Abb. 11. Gemessener Druckverlauf im Mittelschnitt R_m einer Kaplan-Turbinenschaufel im Betrieb unter verschiedenen Gefällen bei $n = 1700$ U/min

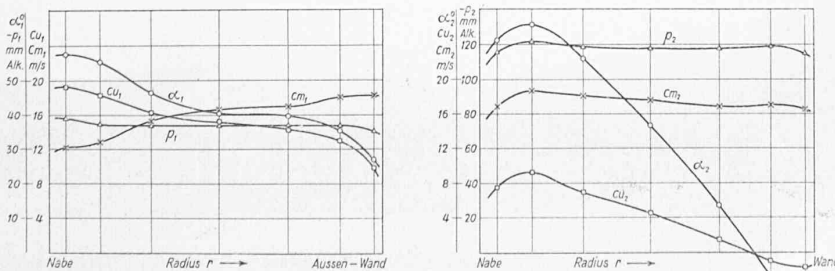


Abb. 12. Gemessene Druck- und Geschwindigkeitsverteilung vor (links) und nach (rechts) dem Laufrad einer Kaplan turbine.
 p = statisch. Unterdruck. C_m = axiale Durchtrittsgeschwindigkeit, C_u = Drallkomponente, α = Neigung der Absolutgeschwindigkeit zur Turbinenaxe.
 12a (links): C_{u1} positiv in Drehrichtung. 12b (rechts): C_{u2} positiv gegen Drehrichtung.

Neben den bereits erwähnten Vorteilen der Luftanlage ist aber für Forschungszwecke vor allem der Umstand wichtig, dass jetzt eine saubere Messung der Drücke an verschiedensten Stellen der zu untersuchenden Anlage möglich ist. Beim Betrieb mit Wasser störten oder verunmöglichten die oft auftretenden Luftsäcke in den Leitungen und die grossen Wasserkräfte auf die eingebauten Stauröhre solche Messungen. Dagegen ist in der Luftanlage die notwendige Messung der kleinen Ueber- oder Unterdrücke von wenigen cm WS mit Präzisionsmanometern sehr genau und ohne Fehlerquellen möglich. Für den Hydrauliker ist vielleicht die Messung mit solch kleinen Druckunterschieden vorerst ungewohnt. Man muss aber bedenken, dass solche Messungen in der Strömungslehre, vor allem in der Aerodynamik, zu den alltäglichen Aufgaben gehören und also keine grundsätzlichen Schwierigkeiten bieten.

Diese Sachlage ermutigte uns, genauer zu untersuchen, ob nicht unter diesen neuen Umständen auch eine Messung der statischen Drücke an der rotierenden Laufschaufel im Betriebe möglich wäre. Wenn nämlich die Druckverteilung am Laufrad bekannt ist, dann können auch die Kraftwirkungen auf die Schaufeln in ihren Einzelheiten genau verfolgt werden, was natürlich gegenüber der bisherigen summarischen Betrachtungsweise einen wesentlichen Fortschritt bedeutet. Zum Zwecke solcher Druckmessungen auf den Laufschaufeln einer Kaplan turbine wurden in die Modellschaufel Messkanäle eingebaut, die an der Oberfläche in kleinen Anbohrungen endigen. Die hohle Turbinenwelle enthält einen im Betrieb von aussen axial verschiebbaren Kolben, der nacheinander die verschiedenen im Nabenkern endigenden Messkanäle der Schaufel luftdicht anzuschliessen gestattet. Durch die Hohlwelle wird der zu messende Druck an das Kupplungsende der Wasserbremse und von hier durch eine ölgedichtete Stopfbüchse mit eingeschlifften Dichtungsringen vom rotierenden Teil in eine feststehende Drucksammelkammer geleitet. Bei der Drehung des Rades wird auf diese Weise ein Gesamtdruck gemessen, der sich aus dem statischen Druck an der Schaufeloberfläche und dem Druck im Messkanal infolge der Zentrifugalkraft zusammensetzt. Zur Ermittlung des gesuchten statischen Druckes ist also der letzte Betrag entsprechend dem jeweiligen Radius der Druckanbohrung vom gemessenen Betrag abzuziehen. Die nicht leichte Aufgabe der genauen Druckmessung am Laufrad, das mit 1000 bis 3000 U/min umläuft, konnte auf diese Weise einwandfrei gelöst werden.

Abb. 11 zeigt das Ergebnis solcher Messungen im mittleren Schnitt einer Kaplan-Schaufel bei verschiedenen Leitschaufelöffnungen β_0 und Gefällen. Die Lage der vierzehn Messtellen im Profilschnitt ist oben angegeben. Der Druckverlauf der gegenüber dem Einzelprofil völligeren Druckverteilung, bei normalen Arbeitsgebieten $K_u = 1,75$ und $2,0$, vor allem auf der Schaufelsaugseite, ist eine Folge der Gitterwirkung benachbarter Schaufeln. Die starke Unterdruckspitze bei $K_u = 1,2$ an der Vorderkante ist eine Folge örtlicher hoher Uebergeschwindigkeiten beim grossen Profil-Anstellwinkel. Aus der Druckverteilung lässt sich auch einwandfrei die Lage der

resultierenden Kraft und das Drehmoment auf die Schaufel ermitteln, was beispielsweise für die Lage des Schaufel-Drehzapfens mit Rücksicht auf Regulierkräfte für den Konstrukteur wichtig ist. Solche Messungen dürften in Zukunft auch wesentlich zur Klärung der heute noch weitgehend unbekannt Fragen der Gittereinflüsse von Tragflügelprofilen bei Turbomaschinen beitragen.

Der nun messbare Druck auf der rotierenden Schaufel unter den verschiedensten Betriebsbedingungen bietet uns ferner ein Mittel, um in der wichtigen Frage der Kavitationsverhältnisse auf neuen Wegen weiterzukommen. In den gebräuchlichen hydraulischen ND-Modellversuchsständen, wo man meist nur mit wenigen Metern Gefälle arbeitet, tritt keine Kavitation auf, weil die Geschwindigkeiten auf der Schaufel noch klein sind. Der hydraulische ND-Versuchsstand bietet also auch in dieser Beziehung gegenüber dem Luftstand nicht mehr. Für die Kavitationsuntersuchung wurden in bekannter Weise Modellräder gesondert unter vergrößertem Gefälle und mit entsprechend hohen Geschwindigkeiten geprüft.

Der Luftversuch mit Druckmessung kann nun Kavitationsversuche bis zu einem gewissen Mass ersetzen. Der Druckverlauf in der wirklichen Turbine ist ja genau ähnlich demjenigen im Lufttrad unter gleichen Betriebsbedingungen, d. h. ähnlichen Geschwindigkeitsplänen. Aus dem Luftmodellversuch lässt sich durch Umrechnung mittels den entsprechenden spez. Gewichten von Luft und Wasser der absolute Wasserdruck der Ausführung errechnen. Liegt dieser unter dem Verdampfungsdruck des Wassers, so würde dann an jenen Stellen Kavitation auftreten. Während bei Luftbetrieb die Unterdrücke unbegrenzt sind, setzt der Verdampfungsdruck bei der Turbinenschaufel mit Wasserbetrieb dem Druckverlauf eine untere Grenze und schneidet die tiefsten Unterdruckspitzen im gemessenen Luftdruckverlauf ab. Die Druckverhältnisse sind seinerzeit von Ackeret dargestellt worden⁸⁾. Der minimale Druck auf der Saugseite eines Kaplan-turbinenlaufrades kann dargestellt werden als

$$H_{\min} = B - H_s - \eta_s K_{cm}^2 H - \lambda K w_2^2 H \quad \dots (26)$$

(B = Barometerhöhe, H_s = statisches Sauggefälle, H = Totalgefälle, η_s = Saugrohr-Wirkungsgrad, λ = Mass für örtlichen Unterdruck an der Schaufel in Vielfachen des Staudruckes $\frac{\rho}{2} w_2^2$). Schlimmstenfalls darf $H_{\min} \cong 0$ werden, woraus sich die Bedingungen für die Thoma'sche Kennzahl σ^* der Kavitation ergibt

$$\sigma^* = \frac{B - H_s}{H} = \eta_s K_{cm}^2 + \lambda K w_2^2 \quad \dots (27)$$

⁸⁾ J. Ackeret: Das höchstzulässige Sauggefälle von Wasserturbinen. «Schweiz. Bauzeitung», Bd. 91, S. 135 (17. März 1928).

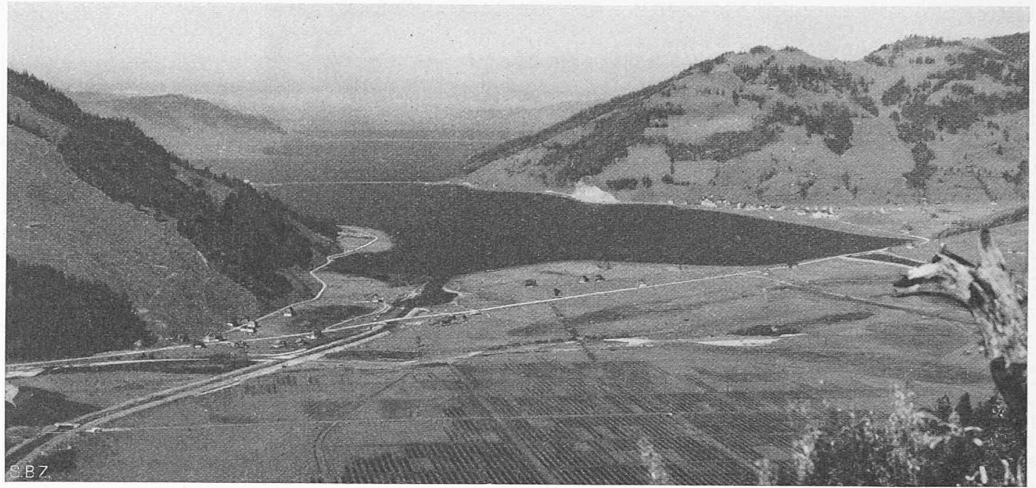


Abb. 1. Blick vom hintern Ende des voll aufgestauten Sihlsees gegen Nordwesten, rechts das Dorf Eutal

η_s und λ können nun in unserm Falle bei axialem Laufradaustritt aus den Druckmessungen am Luftturbinenstand direkt berechnet werden zu

$$\eta_s = \frac{p_3 - \bar{p}_2}{\frac{\rho}{2} (c_2^2 - c_3^2)}, \quad \lambda = \frac{p_{\min} - \bar{p}_2}{\frac{\rho}{2} w_2^2} \quad \dots (28)$$

(\bar{p}_2 = mittlerer statischer Druck am Saugrohreintritt, p_3 = statischer Druck im Ausgleichbehälter, p_{\min} = tiefster statischer Druck auf Schaufeloberfläche, w_2 = relative Austrittsgeschwindigkeit aus Laufrad).

Greifen wir beispielsweise die der Abb. 11 zu Grunde liegenden Messungen bei einer Leitradstellung $\beta_0 = 55^\circ$ und $K_u = 1,75$ heraus. Das totale Gefälle war $H = 57$ mm WS, $\bar{p}_2 = -64,4$ mm WS. Aus dem gemessenen Durchflussvolumen Q ergab sich $c_m = 12,2$ m/sec. Daraus folgt nach Gleichung (17) $K_{cm} = 0,4$. Der Saugrohrwirkungsgrad wurde gemessen zu $\eta_s = 0,82$. Mit der mittels Stauraum nach Grösse und Richtung gemessenen Austrittsgeschwindigkeit C_2 lässt sich aus dem Geschwindigkeitsdreieck w_2 berechnen zu $w_2 = 42,4$ m/sec. $K_{w_2} = 1,38$, $\frac{\rho}{2} w_2^2 = 108$ mm WS. p_{\min} nach Abb. 11 war -83 mm WS, damit $\lambda = \frac{83 - 64,4}{108} = 0,122$. Aus diesen Daten ergibt sich σ^* nach Gleichung (27) zu $\sigma^* = 0,82 \cdot 0,16 + 0,172 \cdot 1,90 = 0,131 + 0,327 = 0,458$.

Bei diesem σ^* ist also in dem untersuchten Mittelschnitt der Beginn der Kavitation zu erwarten. Man sieht, dass der zweite Summand, also der örtlich grösste Unterdruck, den σ^* -Wert in diesem Falle entscheidend beeinflusst. Durch Verkleinerung von λ , d. h. durch Vermeidung aller Unterdruckspitzen, kann man kavitationssicherer Schaufeln erhalten. Der Luftversuch ermöglicht es, den Einfluss von Formänderungen der Schaufel auf jene schädlichen Unterdrücke direkt zu messen und so im voraus ohne eigentliche Kavitationsversuche günstige Profile zu entwickeln.

Für den Turbinenentwurf ist neben der Druckverteilung auf dem Laufrad auch die Kenntnis der genauen Ein- und Austritts-

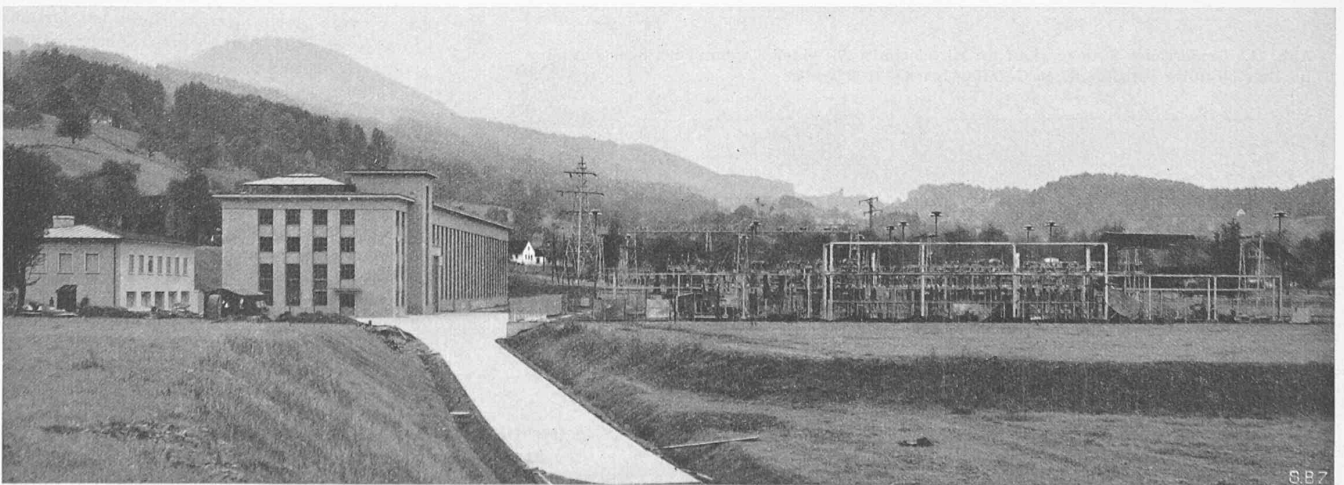


Abb. 4. Maschinenhaus mit Freiluft-Transformatoranlage von 10 kV auf 16 u. 66 (SBB) und 150 kV (NOK)

Photos von W. Marthaler, Einsiedeln

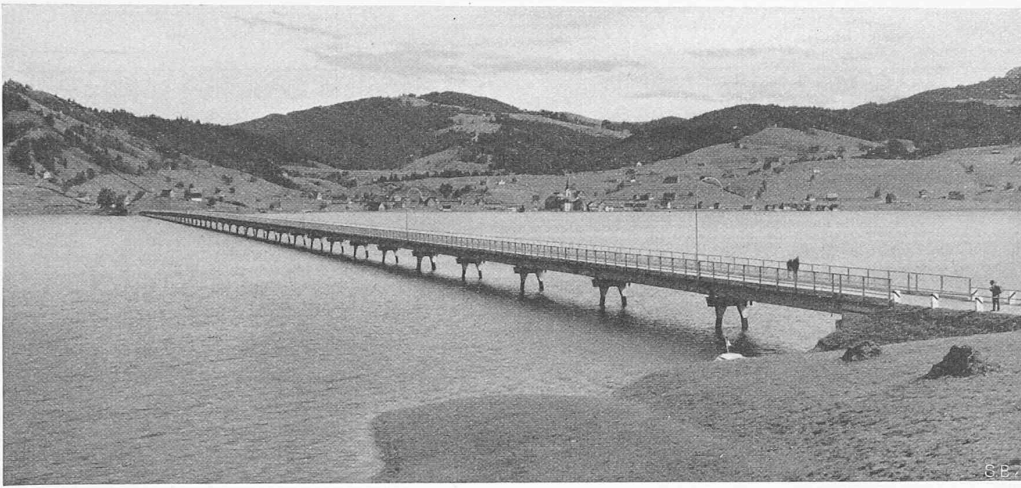


Abb. 2. Blick gegen Osten über den voll aufgestauten Sihlsee auf Willierzell und den 1115 m langen Viadukt

Geschwindigkeitsverteilung nach Grösse und Richtung wichtig. Diese Bestimmung lässt sich beim Luftbetrieb durch Verwendung von geeichten Zylinder-Staurohren⁹⁾ und durch direkte stroboskopische Beobachtung ungleich einfacher und zuverlässiger durchführen als beim Wasserbetrieb.

Die absoluten Ein- und Austrittsgeschwindigkeiten c_1 und c_2 sowie die Neigung α zur Turbinenachse und der statische Druck p wird direkt mit dem Zylinderstaurohr bestimmt. Die Geschwindigkeitsdreiecke können dann in jedem Radius bei bekannter Drehzahl ermittelt werden, sodass das Arbeiten der Teilturbinen in allen Radien verfolgt und mit den Berechnungsgrundlagen verglichen werden kann. Die Differenz der über die Ein- und Austrittsflächen des Laufrades summierten statischen Drücke liefert gleichzeitig den Axialschub. Abb. 12 gibt beispielsweise Resultate von solchen Ausmessungen im Zu- und Abflussraum eines Schnellläuffrades. Die Messpunkte liefern die verschiedenen Verläufe mit bemerkenswerter Genauigkeit.

Die neue Versuchsmethode lässt sich nicht nur bei Turbinen-Versuchen, sondern weitgehend auch für Forschungsarbeiten an hydraulischen Pumpen anwenden. Aufbauend auf den bisherigen Erfahrungen in der aerodynamischen Versuchstechnik wurde in den Escher Wyss Laboratorien vor einiger Zeit ein Luftstand zur Untersuchung von Pumpenlaufrädern im Betrieb aufgestellt. In der Skizze der Abb. 13 ist diese Anlage dargestellt. Im Gegensatz zur oben beschriebenen Turbinenanlage kann man hier nach einem Vorschlag von Prof. Ackeret nach Art der Ueberdruckwindkanäle sowohl mit offenem als geschlossenem Kreislauf arbeiten. Im abgebildeten geschlossenen Kreislauf wird durch die vom Antriebsmotor 1 angetriebene, zu untersuchende Pumpe 2 dauernd die gleiche Luft umgewälzt. Die geschlossene Anordnung hat vor allem den Zweck, durch Einlassen von Druckluft oder andererseits Evakuieren des Systems die Reynolds'schen Zahlen

⁹⁾ Ueber Zylinderstaurohre vergl. C. Keller: Neuere Versuchseinrichtungen und Forschungsarbeiten für Turboverdichter. «Escher Wyss-Mitteilungen», Jahrg. VIII, 1935, S. 154.

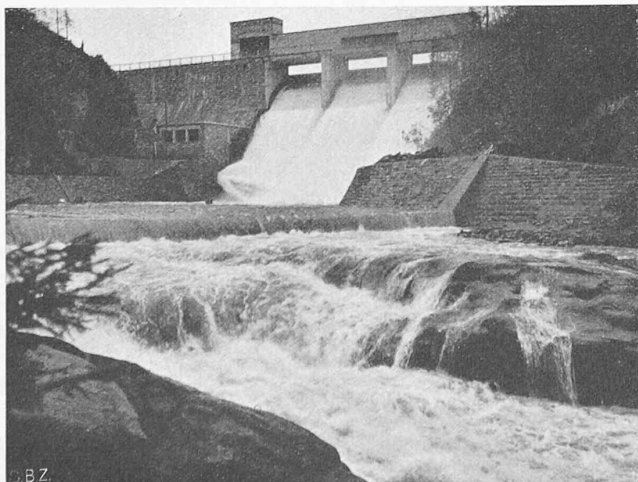


Abb. 3. Die Staumauer, Höhe über Talboden 27 m

durch Dichteänderung zu variieren. (Im Ausdruck

$$Re = \frac{cl}{\nu}$$

ändert bekanntlich bei gleicher Temperatur die kinematische Zähigkeit ν umgekehrt proportional mit dem Druck). Die Pumpe fördert an Stelle von Wasser Luft durch den Diffusor 3 in einen Kühler 4, wo die im Kreislauf entstehende Reibungswärme abgeführt wird. Am Kühler einlauf kann die Luft wechselnd gedrosselt werden. Sie strömt unten durch einen Gleichrichter 5 zur auswechselbaren Messdüse 6, um dann wieder vom Pumpenrad angesaugt zu werden. Die Pumpenpartie mit Antrieb und Mess-Vorrichtung dieser

Anlage, deren nähere Beschreibung einer spätern Abhandlung vorbehalten sei, zeigt Abb. 14 im Lichtbild.

Mit den neuen aerodynamischen Versuchsanlagen der Escher Wyss Laboratorien für Wasserkraftmaschinen werden schon seit zwei Jahren ausgedehnte Untersuchungen durchgeführt. Bei diesen grundlegenden Versuchen für eine neuartige Forschungsmethode an vollständigen hydraulischen Maschinen unter Betriebsbedingungen erwiesen sich die Luftanlagen als wertvollste Ergänzung der bestehenden hydraulischen Versuchstände. Ihr Vorteil besteht vor allem darin, dass mit verhältnismässig kleinem Aufwand viele bisher unbekannt Einzelheiten der Arbeitsströmung von Turbinen und Pumpen genau beobachtet und gemessen werden können, sodass zu erwarten ist, dass die wissenschaftliche Erforschung hydraulischer Maschinen auf diesen neuen Wegen rasch weitere Fortschritte machen wird.

Zur heutigen Einweihung des Etzelwerkes

Die Mühlen Gottes mahlen langsam. — Dies trifft auch auf manches Ingenieurbauwerk zu, und in besonderem Mass auf das Etzelwerk. Schon vor 40 Jahren hatte die *Maschinenfabrik Oerlikon* in Verbindung mit Ing. J. Kürsteiner † als Erste ein Projekt für das Etzelwerk aufgestellt, mit einer Staumauer in den Schlägen, mit Hühnermattendamm, max. Stau des Sihlsees auf 892,60 (wie heute), mittl. Bruttogefälle 440 m (heute 450 m). In der damaligen Beschreibung der «SBZ»¹⁾ sagte die Redaktion mit Bezug auf die zu jener Zeit noch neuartigen Vorschläge grosser Akkumulierwerke: «Auch eine Frage der Zukunft, der elektrische Betrieb der Eisenbahnen, dürfte einzig nur durch Werke mit Sammelweihern gelöst werden können.» — Am 31. Dezember 1904 äusserte der Bundesrat, dem die M.F.O. die Konzession angeboten hatte, die Gen.-Dir. der SBB habe erklärt, das Etzelwerk eigne sich vorzüglich als Bahnkraftwerk; trotzdem hat es weitere fünf Jahre gedauert, bis der Vertrag zwischen SBB und M.F.O. (1909) perfekt war, und von hier ab noch volle 20 Jahre bis die Konzessionsfragen zwischen SBB und dem Kanton Schwyz geregelt waren (1929). Noch im gleichen Jahre brachten wir (in Bd. 94) die Beschreibung des Bauprojektes, wo es am Schlusse heisst, das Werk solle im Herbst 1934 betriebsbereit sein; Krisenumstände verzögerten die Fertigstellung. Immerhin trifft unser biblisches Motto ordentlich zu.

Im Rückblick auf diese historischen Daten liegt selbstverständlich keinerlei Vorwurf gegenüber den bauleitenden Technikern, von denen in erster Linie genannt seien: Oberingenieur O. Krause, der die örtliche Bauleitung mit gewohnter Umsicht besorgt, während für das Bauprojekt die Herren SBB-Obering. H. Eggenberger und NOK-Direktor A. Zwiggart verantwortlich zeichnen. Wie schon bemerkt, hat die Idee des Etzelwerkes vom ersten Auftreten bis zur Ausführung in ihren Grundzügen keine wesentliche Umgestaltung erfahren, wenn auch im Einzelnen alle Errungenschaften der Bautechnik verwertet wurden. Die wichtigste Entwicklung gegenüber dem Projekt Kürsteiner-M.F.O. zeigt sich wohl im Maschinenhaus bei Altendorf: das erste Projekt (1898) sah 20 Turbinen von je 3300 PS vor, die Ausführung zeigt (bei einer Jahresleistung von

¹⁾ «SBZ» Bd. 33, S. 129*, 1899 (wo auch das von Locher & Cie. damals projektierte Wäggital-Werk beschrieben ist); genauer mit Karte 1:40 000 in Bd. 44, S. 161*, 1904.