Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 85 (1967)
Heft: 31

Artikel: Belüftung von Freistrahlturbinen bei Gegendruckbetrieb
Autor: Osterwalder, J.
DOI: https://doi.org/10.5169/seals-69504

Nutzungsbedingungen
Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften auf E-Periodica. 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. Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen sowie auf Social Media-Kanälen oder Webseiten ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. Mehr erfahren

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. La reproduction d'images dans des publications imprimées ou en ligne ainsi que sur des canaux de médias sociaux ou des sites web n'est autorisée qu'avec l'accord préalable des détenteurs des droits. En savoir plus

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. Publishing images in print and online publications, as well as on social media channels or websites, is only permitted with the prior consent of the rights holders. Find out more

Download PDF: 22.07.2025

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

HERAUSGEGEBEN VON DER VERLAGS-AKTIENGESELLSCHAFT DER AKADEMISCHEN TECHNISCHEN VEREINE, ZÜRICH

Belüftung von Freistrahlturbinen bei Gegendruckbetrieb

Von **J. Osterwalder**

DK 621.224.12:621.646.964

1. Zusammenfassung

Es werden Versuche an Modellen und ausgeführten Freistrahlturbinen beschrieben, die zur Klärung belüftungstechnischer Fragen zweier von Escher Wyss hergestellten sechsdüsigen Maschinen von 100 MW dienten. Beim betreffenden Kraftwerk liegt der Unterwasserspiegel normalerweise mehr als 3,5 m unter dem Laufrad. Zeitweilig steigt er jedoch gemäss Bild 1 um etwa 10 m an. In diesem, allerdings seltenen Fall, soll das Niveau im Turbinengehäuse bzw. der Freihang durch Druckluftzufuhr künstlich auf normaler Höhe gehalten werden. Auf diese Weise lässt sich eine Fallhöheneinbusse von 10 m bzw. 1,4% vermeiden, da die Aufstellungshöhe der Turbine bzw. die Laufradkote nicht durch die extremen Schwankungen der Unterwasserkote beeinflusst wird. Die Versuche zeigen, dass der Druckluftbedarf bzw. die aufzuwendende Kompressorleistung bei zweckmässiger Dimensionierung des Unterwasserkanals im Verhältnis zur Turbinenleistung sehr gering ist. Der Gegendruckbetrieb kann somit wirtschaftliche Bedeutung haben.

2. Zweck der durchgeführten Untersuchungen

Bei den Versuchen zur Lösung der oben erwähnten Aufgabe ging es vor allem um die Ermittlung des Luftbedarfs und somit um die Bemessung der Kompressoren. Hierzu mussten folgende Einzelgrössen ermittelt werden (Bild 1):

a) Belüftungsmenge der Turbine Q_L bei verschiedenen Betriebszuständen.

b) Steiggeschwindigkeit v_L der Luftblasen im Unterwasserkanal zur Beurteilung der Luftausscheidung bei gegebener Kanallänge L_K.

c) Eindringtiefe der Luftblasen T_E als Ausgangswert zur Bestimmung der Ausscheidungslänge L_K^* bei gegebener Steiggeschwindigkeit v_L.

d) Einfluss des statischen Druckes auf die Steiggeschwindigkeit v_L.

Da Erfahrungen auf diesem Spezialgebiet unseres Wissens nur sehr spärlich vorliegen und entsprechende Gesetze zur Übertragung von Modell-Versuchsergebnissen auf Grossanlagen nicht bekannt sind, wurden die Messungen und Beobachtungen an verschiedenen Anlagen durchgeführt. Tabelle 1 gibt eine Übersicht über die betreffenden Versuche.

3. Zusammenstellung der verwendeten Bezeichnungen

D_1	m	Nenndurchmesser des Peltonlaufrades
L_K	m	Länge des Unterwasserkanals
L_K^*	m	Länge der Luftausscheidungszone an der Oberfläche des Unterwasserkanals
B_K	m	Breite des Unterwasserkanals
T_K	m	Mittlere Wassertiefe im Bereich der Luftausscheidungszone L_K^*
T_E	m	Eindringtiefe der Luftblasen am Kanalanfang
d_B	mm	Luftblasendurchmesser
H	m	Nettofallhöhe der Turbine
H_G	m	Höhe des austrittsseitigen Wasserspiegels über dem des Unterwasserkanals
$p_G = \gamma_w H_G$	kp/m²	Luftdruck im Unterwasserkanal (Gegendruck)
ΔH	m	Niveauunterschied im Unterwasserkanal
Q	m³/s	Sekundliches Wasservolumen der Turbine
Q_L	m³/s	Sekundlicher Luftvolumenbedarf der Turbine
Q_L^*	m³/s	Anteil des Luftvolumens Q_L in der Zweiphasenströmung entlang der Strecke L_K^*
$Q_{L(\text{Kompr.})}$	m³/s	Luftvolumenstrom des Kompressors
$Q_{L(\text{Rückf.})}$	m³/s	Im Unterwasserkanal ausgeschiedener und rückgeführter Luftvolumenstrom
Q_{tot}	m³/s	Totaler Volumenstrom des Luft-Wasser-Gemisches
$\overline{Q}_{\text{tot}}$	m³/s	Mittlerer Volumenstrom im Bereich der Ausscheidungslänge L_K^*
v_L	m/s	Steiggeschwindigkeit der Luftblasen
u	m/s	Mittlere Strömungsgeschwindigkeit des Luft-Wasser-Gemisches innerhalb der Luftausscheidungszone L_K^* $u = \overline{Q}_{\text{tot}}/B_K T_K$
α		Steigwinkel der Luftblasen gemäss Bild 1

Tabelle 1. Zusammenstellung der Versuche

Nr.	Turbinenanlage	Hauptdaten	Art der Versuche
1	6düsige vertikalachsige Pelton-Modell-Turbine, Bild 2	Laufraddurchmesser $D_1 = 0{,}504$ m $H_{\text{Vers}} = 50 \div 150$ m WS $p_G =$ Atmosphärendruck	Kennlinienmessungen u. a. zur Bestimmung des Einflusses der sekundlichen Belüftungsmenge Q_L auf den Turbinenwirkungsgrad
2	Plexiglasmodell mit Turbine und Unterwasserkanal, Bilder 3 und 4	$D_1 = 0{,}100$ m $H_{\text{Vers}} = 15 \div 45$ m WS Gegendruck $p_G = H_G \gamma_w$ variabel	Beobachtung des Luftausscheidungsvorganges im Unterwasserkanal. Experimentelle Ermittlung von v_L, L_K^*, T_E und des Luftgehaltes an verschiedenen Stellen des Kanales (vgl. Bild 6)
3	4düsige vertikalachsige Peltonturbine (Grossausführung)	$D_1 = 1{,}100$ m $H_{\text{Vers}} = 210$ m WS $p_G =$ Atmosphärendruck	Bestimmung von L_K^* und v_L · Ermittlung der Belüftungsmenge Q_L bei variabler Turbinenleistung und ferner der prozentualen Verteilung des Luftgehaltes über der Unterwasserkanaltiefe und Länge
4	3düsige vertikalachsige Freistrahlturbine	$D_1 = 1{,}975$ m $H_{\text{Vers}} = 650$ m WS $p_G =$ Atmosphärendruck	Beobachtung der Luftausscheidungszone L_K^* im Unterwasserkanal und Bestimmung von v_L bei variabler Turbinenlast. Ferner experimentelle Ermittlung von T_E durch Entnahme von Wasserproben
5	2düsige vertikalachsige Freistrahlturbine	$D_1 = 2{,}750$ m $H_{\text{Vers}} = 450$ m WS $p_G =$ Atmosphärendruck	
6	2düsige vertikalachsige Freistrahlturbine	$D_1 = 2{,}300$ m $H_{\text{Vers}} = 640$ m WS $p_G =$ Atmosphärendruck	

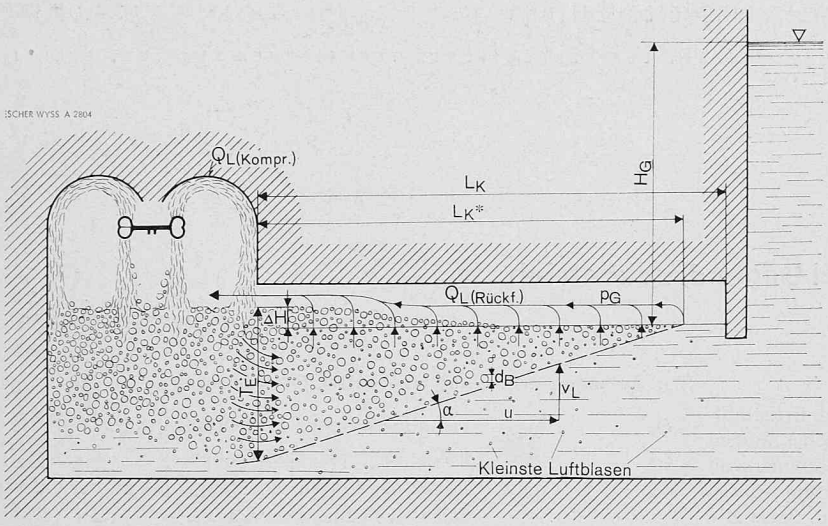
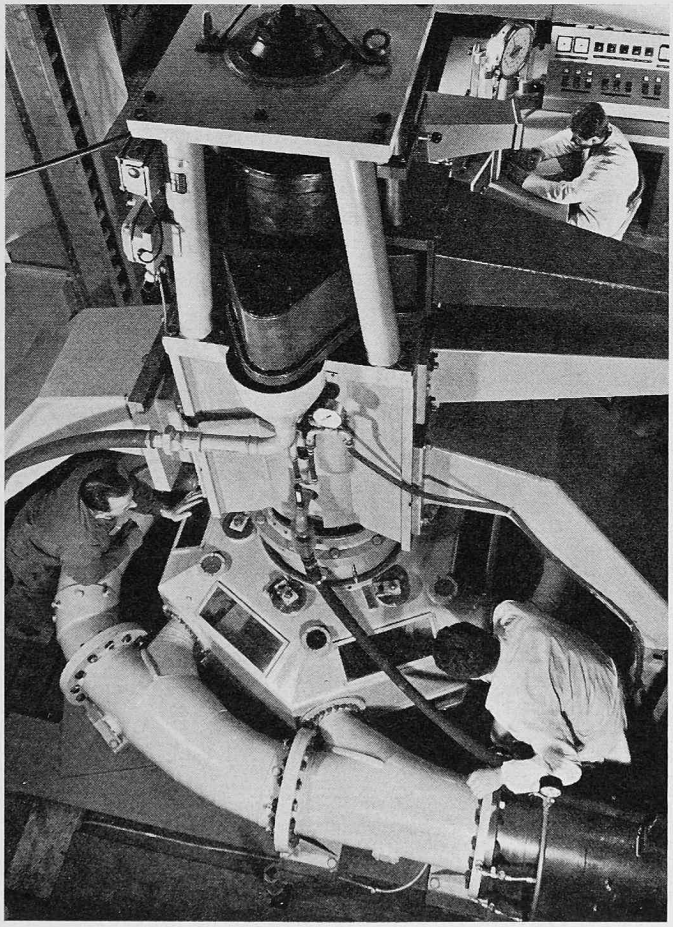


Bild 1. Schematische Darstellung des Luftausscheidungsvorganges im Unterwasserkanal einer vertikalachsigen mehrdüsigen Freistrahlturbine bei Gegendruckbetrieb

4. Der Luftvolumenbedarf Q_L

Nach den Versuchsresultaten (Tabelle 1, Punkte 1 und 3) beträgt das sekundliche Luftvolumen bei Vollast und ungedrosseltem Belüftungsquerschnitt bis zu 70% des Turbinenwasser-Volumens (Bild 3). Die Luftzufuhr kann aber ohne nachteilige Wirkung erheblich verringert werden. Beim Unterschreiten einer bestimmten Grenze fällt der Turbinenwirkungsgrad allerdings stark ab, und zwar im vorliegenden Fall (Laborversuche) um $\Delta\eta = 0{,}7\%$ pro 1% Luftvolumenreduktion. Der Grund besteht vermutlich in vermehrten Ventilationsverlusten infolge Berührung des Laufrades mit dem Oberflächenschaum. Mit Rücksicht auf die Unsicherheit bei der Übertragung dieser Ergebnisse auf die Grossanlage wurde ein ausreichender Sicherheitszuschlag einkalkuliert.

Bild 2. Prüfstand für Kennlinienmessungen und Strömungsbeobachtung an Freistrahlturbinen. Vollständige vertikal- und auch horizontalachsige Maschinen werden bei Betriebsfallhöhen bis zu 160 m mit einer maximalen Bremsleistung von 330 kW untersucht. Die Pumpenantriebsleistung beträgt 700 kW



Da die vom Wasser mitgerissene Luftmenge Q_L im Unterwasserkanal grösstenteils ausgeschieden bzw. rückgeführt wird, ist die bei Gegendruckbetrieb erforderliche Kompressorliefermenge Q_{LK} nur ein geringer Anteil von Q_L.

5. Die Luftausscheidung im Unterwasserkanal

Die in Bild 1 dargestellte Definition der mittleren Steiggeschwindigkeit v_L erlaubt eine ausreichend genaue Beurteilung der Luftausscheidung. Bei den Versuchen konnte nachgewiesen werden, dass nur im Bereich der durch Oberflächenschaum gut gekennzeichneten Strecke L_K^* Luft ausgeschieden wird. Nach dieser Zone ist der Anteil der im Wasser mitschwimmenden kleinsten Blasen vernachlässigbar, da sie kein nennenswertes Gesamtvolumen aufweisen (Bilder 6 bis 8).

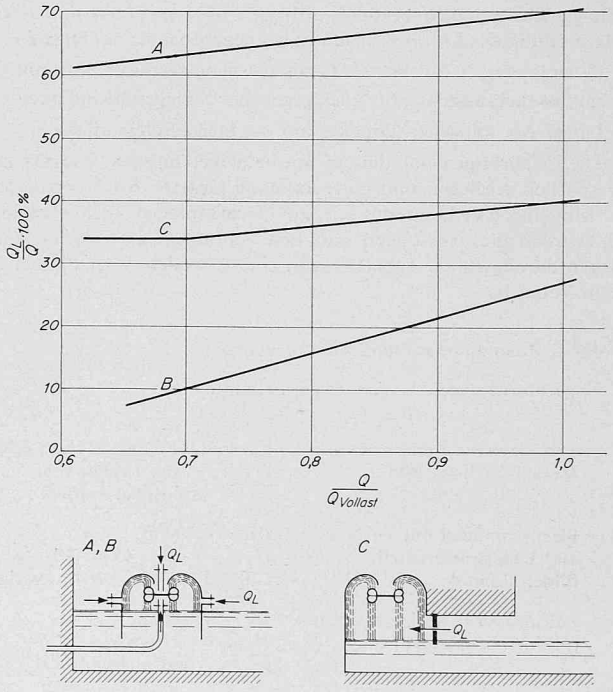


Bild 3. Experimentell erzielter Luftvolumenbedarf vertikalachsiger Freistrahlturbinen als Prozentsatz der sekundlichen Turbinenwassermenge.

A Modellturbine gemäss Bild 2 mit volloffenen Belüftungsventilen

B Wie A, jedoch bei soweit gedrosselter Luftzufuhr, dass der Turbinenwirkungsgrad im ganzen Lastbereich keine messbare Einbusse erleidet

C Vierdüsige Peltonturbine (Grossausführung) nach Tabelle 1, Nr. 3, mit Luftzufuhr durch den Unterwasserkanal

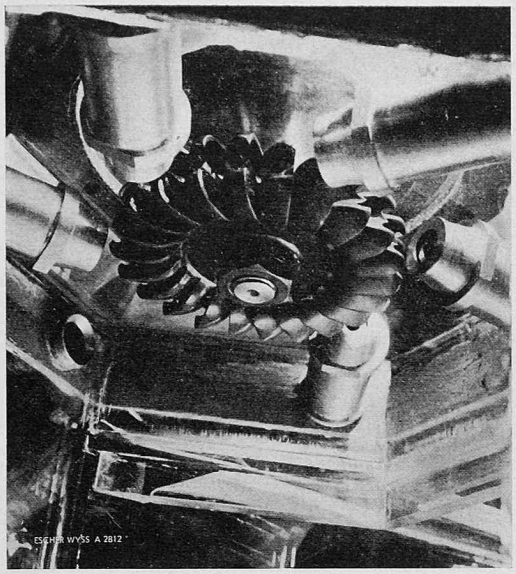


Bild 4. Sechsdüsige Modellturbine mit Plexiglasgehäuse, Teilansicht von unten gemäss Bild 5 links

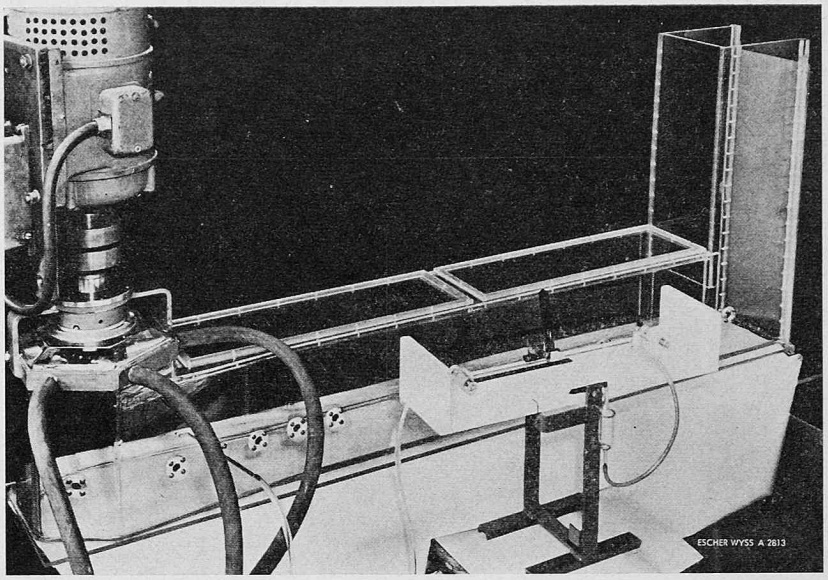


Bild 5. Plexiglasmodell des Unterwasserkanals zur Untersuchung der Strömung und des Luftausscheidungsvorganges

Durch Beobachtung der Schaumstrecke bzw. Ermittlung von L_K^* lässt sich die Steiggeschwindigkeit auf einfache Weise aus Bild 1 wie folgt bestimmen:

$$v_L = u \frac{T_E - \Delta H}{L_K^*}.$$

Die Messungen von L_K^* an verschiedenen Modellen und Grossanlagen gestatten die Darstellung von v_L als Funktion dimensionsloser Kennziffern (z.B. *Re* oder *Fr*). Solche Ergebnisse können für andere bestehende oder projektierte Turbinenanlagen zur Kontrolle bzw. zur Vorausbestimmung der Unterwasserkanalabmessungen verwendet werden.

Mit der nun bekannten Steiggeschwindigkeit ergibt sich die Ausscheidungslänge zu:

$$L_K^* = \frac{\overline{Q}_{tot} (T_E - \Delta H)}{B_K T_K v_L}.$$

Wenn die Kanallänge zu klein bzw. $L_K < L_K^*$ ist, wird eine vermehrte Kompressorleistung zur Ergänzung der im Wasser verbleibenden Luft benötigt.

Der Vorgang der Luftausscheidung wurde sowohl am Modell (Bilder 6 bis 8) als auch an der vierdüsigen Grossanlage (Nr. 3 in Tabelle 1) untersucht. Bei diesen Versuchen wurden Wasserproben mittels einer Absaugvorrichtung an verschiedenen Stellen dem Unterwasserkanal entnommen und auf ihren prozentualen Luftanteil geprüft (Bild 9).

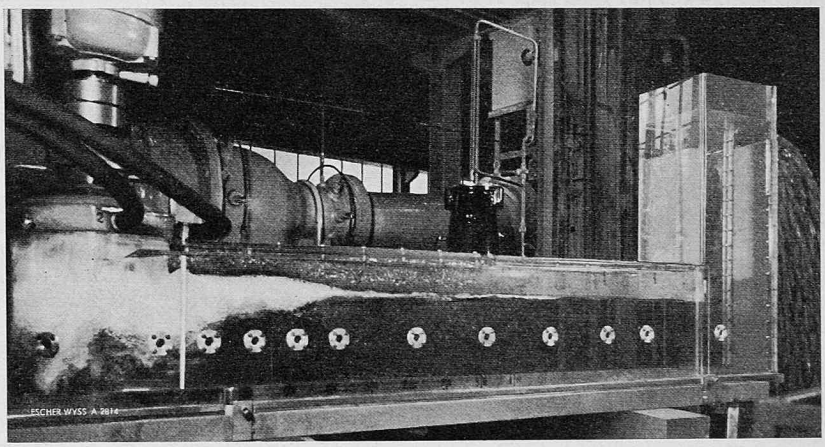
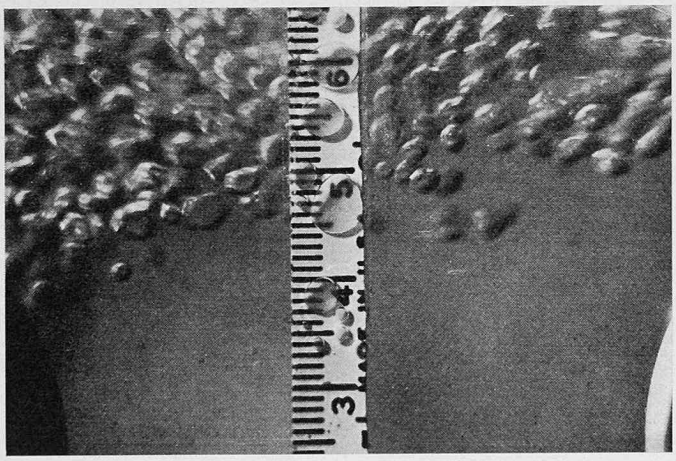
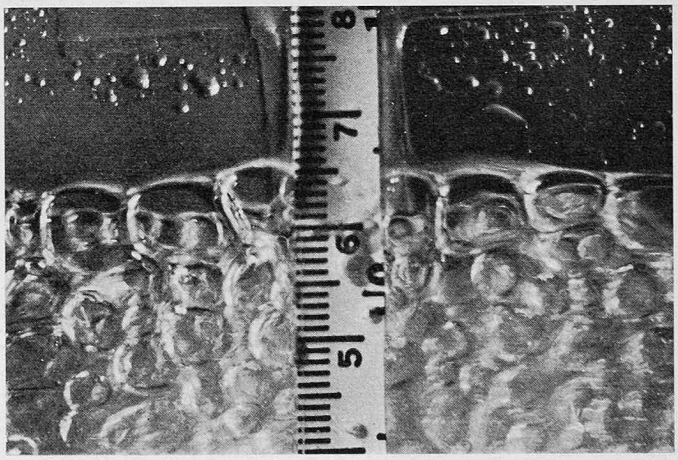


Bild 6 (rechts). Versuchseinrichtung zur Beobachtung des Luftausscheidungsvorganges im Unterwasserkanal der Modellturbine nach den Bildern 4 und 5

Bild 7 (unten links). Luftausscheidungsvorgang an der unteren Grenze des Schaumes (unten Wasser, oben Schaum)

Bild 8 (unten rechts). Luftausscheidungsvorgang an der oberen Grenze des Schaumes (unten Schaum, oben Luft mit einzelnen Wassertropfen an der Plexiglas-Seitenwand)





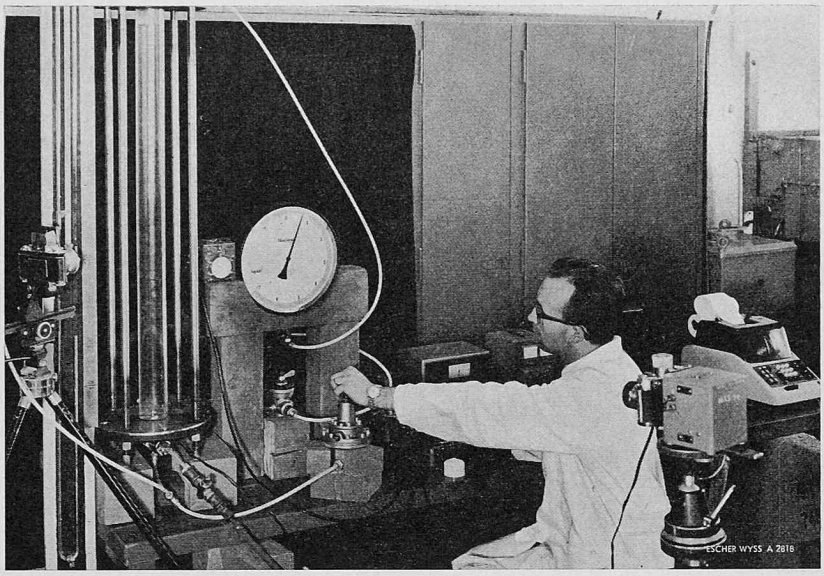


Bild 10. Versuchseinrichtung zur Ermittlung der Steiggeschwindigkeit einzelner Luftblasen unterschiedlicher Grösse bei verschiedenen statischen Drücken

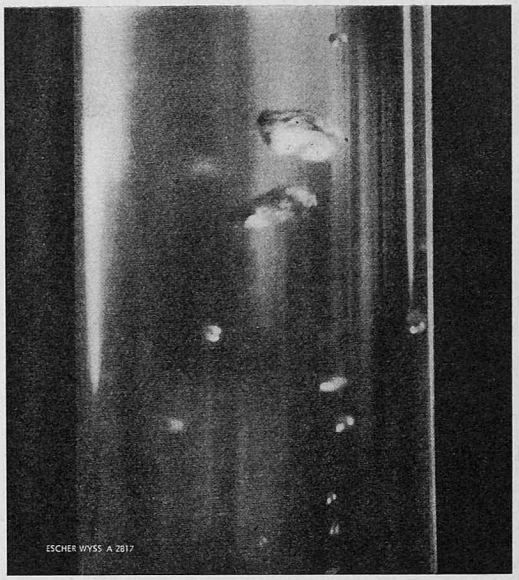


Bild 11. Teilansicht des Messrohres mit aufsteigenden Luftblasen (vgl. Bild 10)

6. Einfluss des Gegendruckes auf die Luftausscheidung im Unterwasserkanal

Die Untersuchungen der Luftausscheidung erfolgten, abgesehen von denen am Plexiglasmodell, durchweg bei atmosphärischem Druck, die Modellmessungen hingegen auch bei einem dem Froude-Gesetz entsprechenden Gegendruck ($p_G = H_G \gamma_w$). Vergleiche bei variablem Gegendruck ergaben keinen messbaren Unterschied der Grössen L_K^*, T_E und v_L.

Weitere ergänzende Versuche wurden mit Hilfe eines gläsernen Steigrohres (Bilder 10 und 11) bei Drücken zwischen 1 und 4 kp/cm² durchgeführt. Die Luft wurde mit geringem Überdruck kurzzeitig ($t \sim 0{,}01$ bis 0,9 s) durch eine Düse in das Steigrohr geleitet und das Zeitintervall t mit Hilfe eines elektrisch gesteuerten Magnetventils genau eingestellt. Das Aufsteigen der einzelnen Blasen sowie deren Grösse wurden photographisch registriert. Bei den unter jeweils konstantem Druck durchgeführten Versuchen wurde festgestellt, dass die Blasengrösse d_B und die Steiggeschwindigkeit v_L im interessierenden Bereich nicht merklich durch den Druck beeinflusst werden.

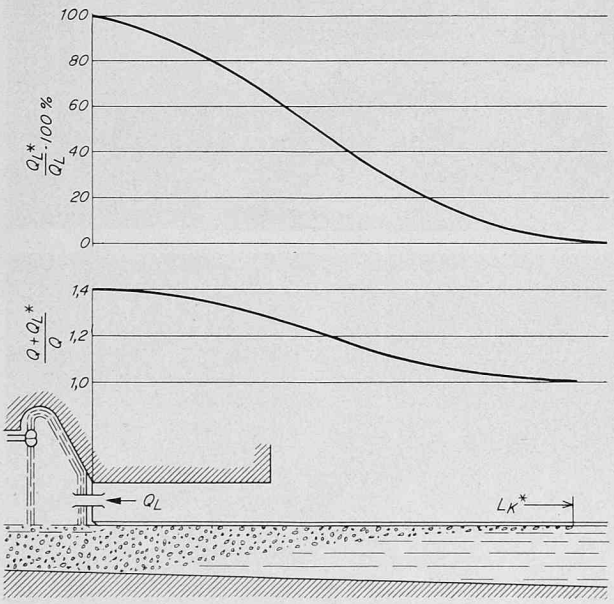


Bild 9. Darstellung des Luftausscheidungsvorganges auf Grund der Messungen an einer ausgeführten vierdüsigen Freistrahlturbine (D_1 = 1,1 m und H = 210 m) gemäss Tabelle 1, Nr. 3)

7. Niveauunterschied im Unterwasserkanal

Der Wasserspiegel im Unterwasserkanal wird durch die Wellenbildung und die Änderung des spezifischen Gewichts der betreffenden Zweiphasenströmung beeinflusst. Am Kanalanfang steht der Spiegel gemäss Bild 1 um ΔH höher als am Kanalende. Entsprechende Versuche bzw. Beobachtungen wurden am Plexiglasmodell unter Einhaltung des Froude-Gesetzes durchgeführt.

8. Praktische Anwendung der Versuchsergebnisse

Auf Grund der durchgeführten Messungen konnten die eingangs erwähnten belüftungstechnischen Fragen beantwortet werden. Bei zweckmässiger Dimensionierung des Unterwasserkanals und somit ausreichender Luftrückführung ins Turbinengehäuse ist die erforderliche Kompressorleistung bescheiden. Im vorliegenden Fall wird mit weniger als 0,1 % der maximalen Turbinenleistung gerechnet. Mit Rücksicht auf den äusserst komplexen Charakter dieser theoretisch nicht erfassbaren turbulenten Mehrphasenströmung und deren Modellgesetze ist die Einbeziehung eines Sicherheitszuschlages empfehlenswert.

Die beschriebenen Versuche sind grundsätzlich auch für zukünftige Freistrahlturbinen-Projekte mit temporären Unterwasserschwankungen anwendbar. Die bei konventionellen Anlagen in Zeiten niedriger Unterwasserkoten sich ergebende Fallhöheneinbusse kann somit durch geeignete konstruktive und bauliche Massnahmen vermieden werden.

Zu beachten ist noch, dass der erhöhte Druck im Turbinengehäuse vermehrte Laufrad-Ventilationsverluste verursacht. Geht man von der Annahme aus, dass der durch Wassertropfen bzw. Spritzwassereinflüsse bedingte Anteil gleich bleibt, so resultiert nur ein Mehrverlust durch Luftdichteänderung.

Entsprechende Berechnungen nach den Vorschlägen des CEI-Codes (Publikation 41–1963) ergeben beispielsweise für H_G = 10 m Gegendruck einen Mehrverlust von etwa 40 kW, was bei der zur Diskussion stehenden sechsdüsigen Turbine nur 0,4‰ der Vollastleistung ausmacht. Im Vergleich zum Gewinn durch vermehrte Fallhöhenausnutzung ist dieser Betrag sehr klein. Dies ist ein Hinweis dafür, dass der Gegendruckbetrieb wirtschaftliche Bedeutung haben kann und dass entsprechende Studien von Fall zu Fall mit in die Projektierungsarbeiten eingeschlossen werden sollten.

Literaturhinweis

Multi-Jet Impulse Turbines – P. D. Dawson ASME-Publication No. 64-WA/FE-24.

Adresse des Verfassers: *Jörg Osterwalder*, ehemals Leiter der hydraulischen Versuchsabteilung der Escher Wyss AG Zürich, jetzt o. Prof., Direktor des Institutes für hydraulische Maschinen der Technischen Hochschule Darmstadt, Magdalenenstrasse 8–10, D-6100 Darmstadt.