Neuzeitliches aus dem Wasserturbinengebiet

Autor(en): **Streiff, C.**

Objekttyp: **Article**

Zeitschrift: **Wasser- und Energiewirtschaft = Cours d'eau et énergie**

Band (Jahr): **48 (1956)**

Heft 3

PDF erstellt am: **23.05.2024**

Persistenter Link: https://doi.org/10.5169/seals-921484

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.

Ein Dienst der *ETH-Bibliothek*
ETH Zürich, Rämistrasse 101, 8092 Zürich, Schweiz, www.library.ethz.ch

http://www.e-periodica.ch

Neuzeitliches aus dem Wasserturbinengebiet

von Ing. *C. Streiff*, Vizedirektor der Escher Wyß AG, Zürich.

(Nach einem Vortrag, gehalten am 29. November 1955 im Linth-Limmatverband)

DK 621.24

Eigentlich wäre zu erwarten, daß in den 115 Jahren, die seit der Erstellung der ersten Escher Wyß-Wasserturbine vergangen sind, alle Probleme gelöst seien. Glücklicherweise ist man aber heute noch nicht so weit. Es ist gerade das Schöne im Wasserturbinenbau, daß die Anpassung an die natürlichen Gegebenheiten, wie Gefälle, Wasserdarbietung, Topographie, Baugrund sowie die betrieblichen und wirtschaftlichen Erfordernisse, ständig neue Aufgaben stellen. Die Entwicklung vollzog sich allerdings nie so sprunghaft wie z. B. auf dem Gebiet der Atomenergie. Trotzdem hat das kürzliche, dieses Thema behandelnde Referat von Direktor A. Winiger der Elektro-Watt [1] * uns alle darin bestärkt, daß wir mit unsern Bemühungen um die stets zweckmäßigere Gestaltung der Wasserturbinen auch fernerhin sehr nützliche Arbeit leisten werden.

Die letzten Dezennien dieser Entwicklung sind dadurch gekennzeichnet, daß die Einheitsleistungen und damit die Ausmaße der Turbinen beständig größer wurden. Abb. 2 veranschaulicht die Entwicklung der letzten 30 Jahre bei Escher Wyß. Die Horizontallinien stellen jeweils die Mittelwerte über fünf Jahre dar. Wie ersichtlich, ging in dieser Zeitspanne die mittlere Leistung von 4000 PS auf nahezu 22 000 PS hinauf; sie hat sich also mehr als verfünffacht. In ungefähr gleichem Maß stieg auch das mittlere Gewicht der bestellten Maschinen.

Die Fabrikation solch großer Turbinen bedingt entsprechende Werkzeugmaschinen, sowohl nach Ausmaßen als auch nach Genauigkeit. Abb. 1 stellt eine bei

* Die in [. . .] gesetzten Zahlen verweisen auf die Literaturangaben am Schluß des Aufsatzes.

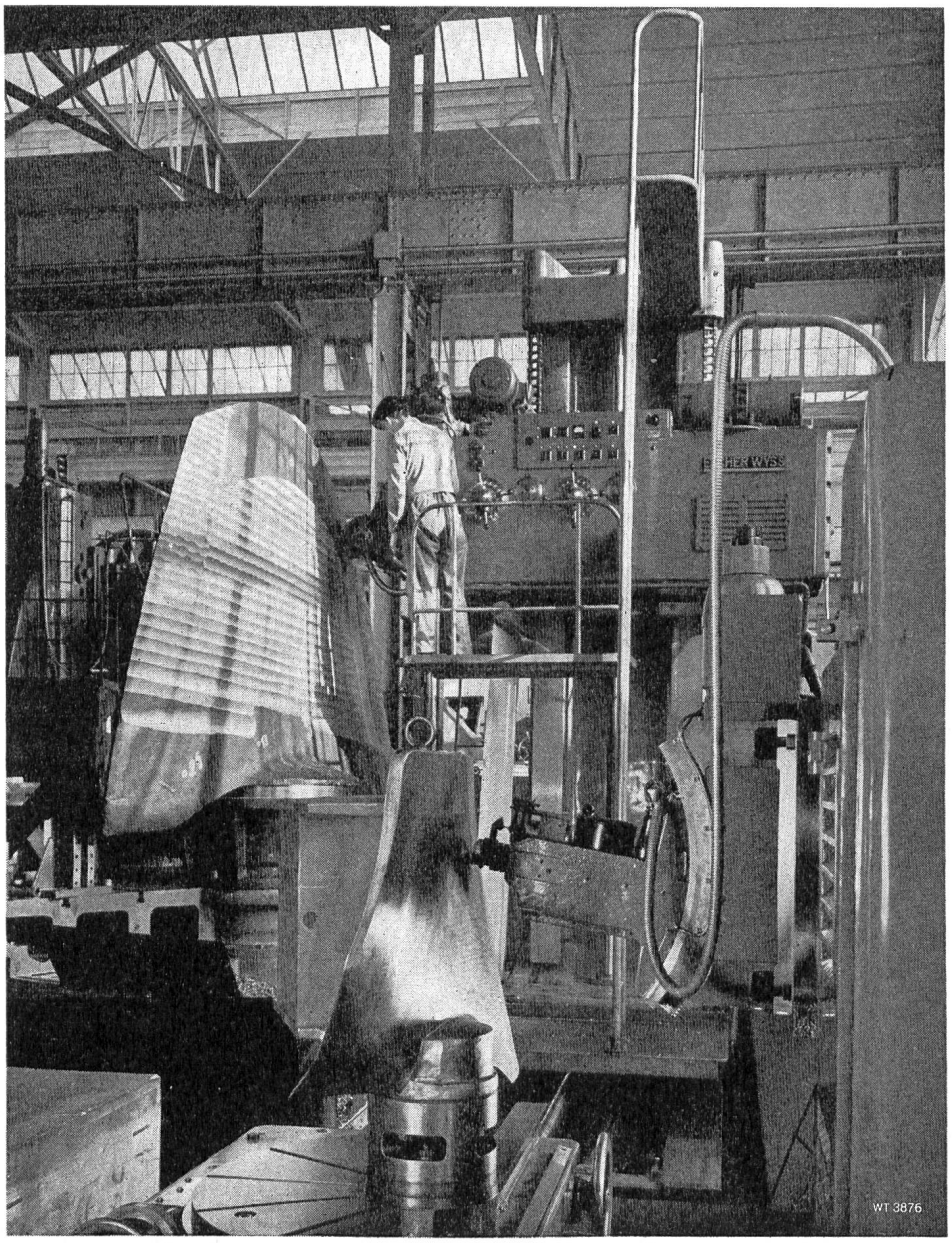


Abb. 1
Selbstentwickelte, elektronisch gesteuerte Kopierfräsmaschinen zur Bearbeitung von Kaplanschaufeln

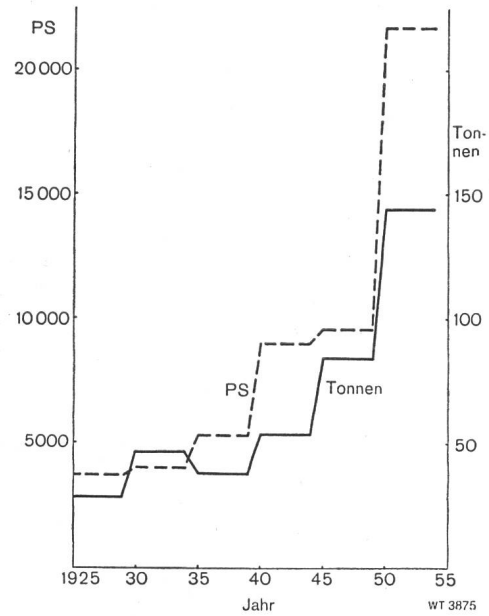


Abb. 2 Verlauf der mittleren Turbinenleistung (PS) und der Gewichte (t) der bei Escher Wyß in Auftrag gegebenen Turbinen in der Zeitspanne von 1925—1954 (Mittelwerte jeweils über 5 Jahre)

Escher Wyß gebaute Kopierfräsmaschine für große Laufradschaufeln dar und Abb. 3 zeigt die ebenfalls selbst konstruierte Karussell-Drehbank, auf der sich ein Kaplan-Laufrad von 7,4 m Durchmesser für die Anlage Jochenstein an der Donau in Bearbeitung befindet. Vor allem bei den Speicherpumpen werden Leistung und Ausmaße immer größer. Abb. 4 zeigt die Speicherpumpe für die Anlage Limberg der Kaprunwerke in Österreich nach der Werkmontage; die Modellpumpe steht daneben. Mit einer Aufnahmeleistung von 84 000 PS ist sie die stärkste Pumpe Europas.

Die erwähnte Entwicklung beeinflußte aber nicht nur die Gestaltung des Maschinenparks. Mit Rücksicht auf die größer werdenden Maschinen mußte auch der Qualitätsbegriff der Turbinen selbst vertieft werden, vor allem in Bezug auf die Sicherheit. Auf diesen Punkt wird später näher eingegangen. Vorgängig soll die betriebliche Ausnützung der Leistungs- und Wirkungsgradcharakteristiken der Turbinen behandelt werden.

Modellversuche als Abnahmeversuche — Aufwertungsformel — Betriebsmessungen

Die Wirkungsgrade neuzeitlicher Maschinen liegen sehr hoch. Es geht nun darum, diesen Vorteil durch geeignete Betriebsführung möglichst voll auszunützen. Hierzu muß die Maschinen-Charakteristik bekannt sein.

Für Francis- und Freistrahlturbinen kann man durch Messungen lediglich feststellen, wie die Wirkungsgrad-Charakteristik tatsächlich verläuft. Für große Kaplanturbinen jedoch geht es darum, den richtigen Zusammenhang zwischen Leitrad- und Laufradstellung festzulegen, der zu optimalem Wirkungsgrad führt. Abb. 5 gibt einen räumlichen Schnitt durch die Turbine wieder, mit Leitschaufeln und Laufradflügeln.

Wer schon mit Abnahmeversuchen an großen Kaplanturbinen zu tun hatte, weiß, wie umständlich, zeitraubend und kostspielig die Wassermessung ist. Aus diesem Grund begrenzt man sie auf die Messung eines Gefälles und mißt nicht den ganzen Gefällsbereich. Liegt das Ergebnis endlich vor, so ist immer noch zu bedenken, daß auf Grund der SEV-Regeln mit einem totalen Meßfehler von ± 2% gerechnet werden muß, wovon der Löwenanteil auf die Wassermessung fällt. Diese geschieht in Europa meistens mit einem System von Meß-

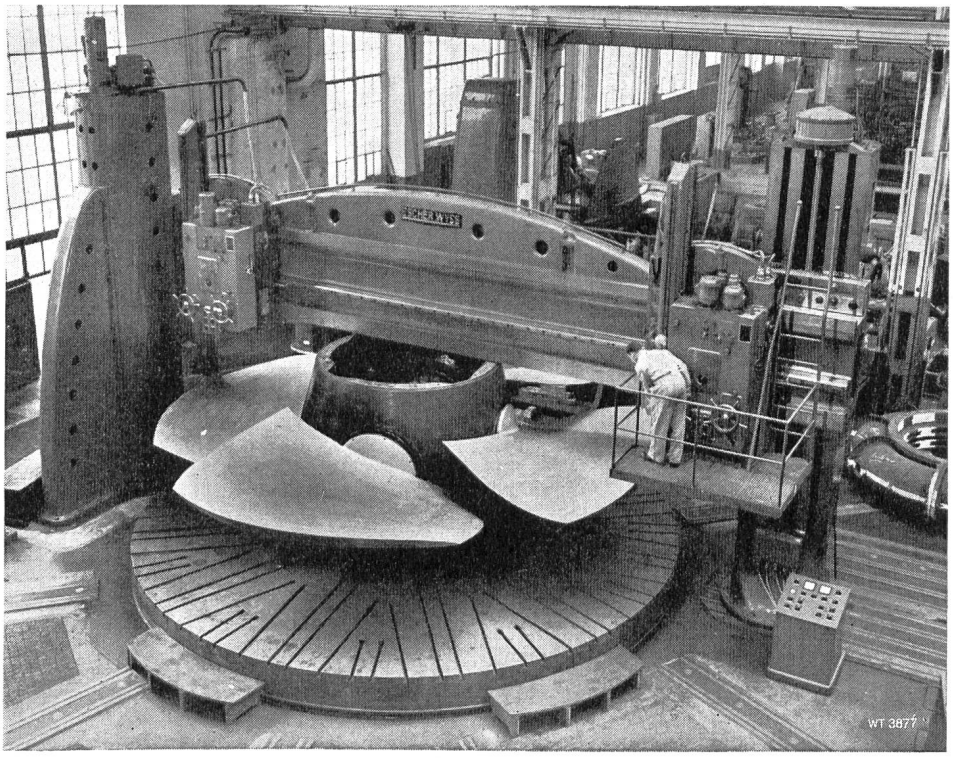
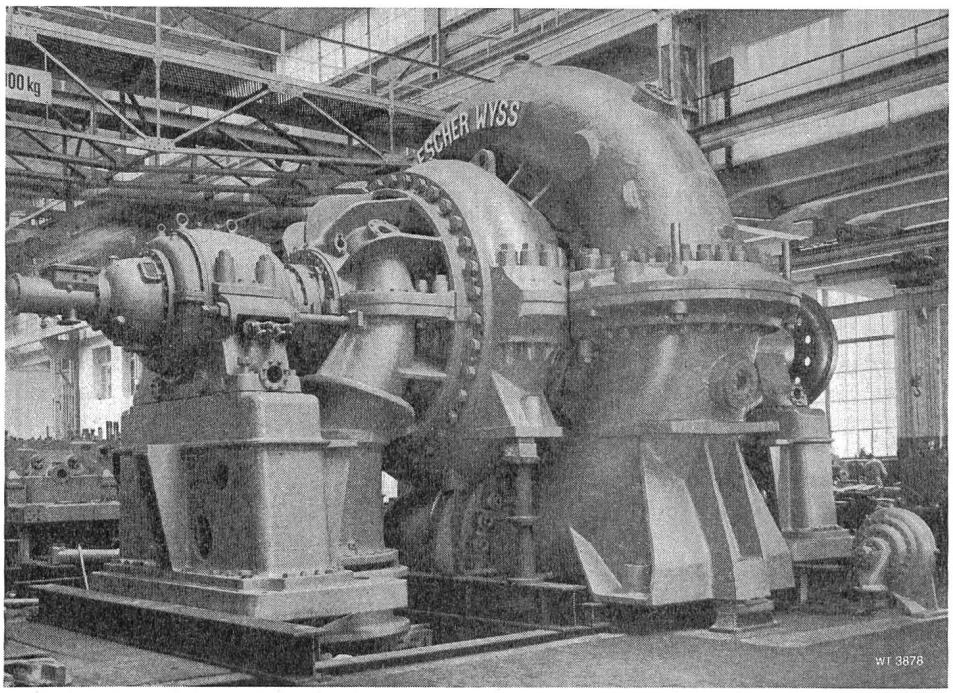


Abb. 3
Kaplanlaufrad von 7400 mm Durchmesser auf der selbstentwickelten Groß-Karusseldrehbank; sie weist einen normalen Drehbereich von 9000 mm auf, der durch Umstellen auf 16 000 mm vergrößert werden kann

Abb. 4
Speicherpumpe von 84 000 PS Aufnahmeleistung für die Anlage Limberg der Tauernkraftwerke AG in Österreich



flügeln (Abb. 6). Zuverlässige Ergebnisse setzen ein einigermaßen paralleles Fließen der Stromfäden voraus. In Anlagen mit etwas höheren Gefällen trifft diese Voraussetzung meistens nicht zu. Deshalb wurden Komponentenflügel hergestellt, welche die Komponente der Schrägströmung in Richtung der Flügelachse registrieren sollen. Leider liefern diese Flügel nicht immer zuverlässige Ergebnisse, wie gerade kürzlich in zwei durch die Fachleute der Electricité de France (EDF) gemessenen Anlagen festgestellt wurde. Es werden deshalb sowohl von den offiziellen Stellen in der Schweiz als auch von denen in Frankreich eingehende Versuche und Eichungen durchgeführt, um diese Frage zu lösen.

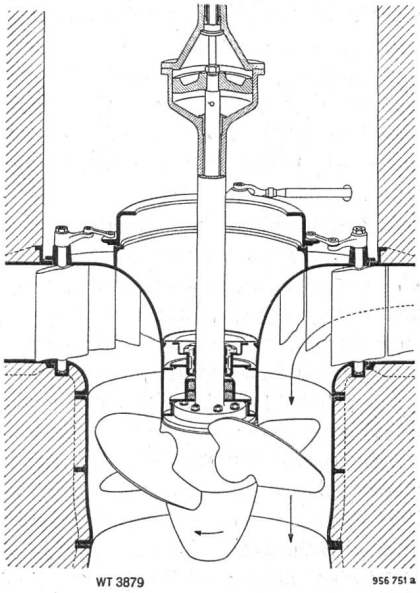


Abb. 5 Räumlicher Schnitt durch eine Kaplanturbine zur Veranschaulichung des Zusammenspiels zwischen den Leitschaufeln und den Laufradflügeln

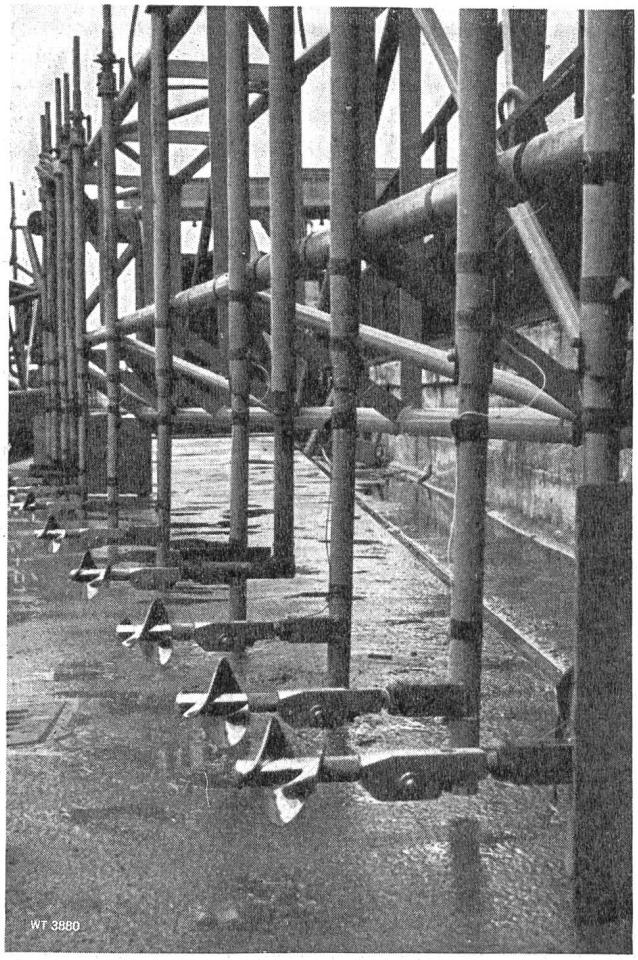


Abb. 6 Meßrahmen mit Meßflügeln zur Bestimmung der Wassermenge

Um die genannten Schwierigkeiten zu umgehen und zugleich genauere Ergebnisse zu erhalten, werden immer häufiger die Messungen bereits nach Auftragserhalt an genau modellähnlichen Versuchsturbinen durchgeführt, modellähnlich vom Spiraleintritt bis zur Ausmündung des Saugrohres. Die gemessenen Ergebnisse gelten dann als Abnahmeversuche, unter dem Vorbehalt von Messungen in der Großanlage bei vermuteter Unstimmigkeit.

Die Modellversuche im Laboratorium ermöglichen eine Meßgenauigkeit von ungefähr ± 0,2%, sind also 10 mal genauer als die Messung im Kraftwerk. Zudem kann der ganze für die Großanlage in Betracht kommende Gefälls- und Betriebsbereich gemessen werden. Auch lassen sich außergewöhnliche Betriebsverhältnisse leicht darstellen. Man verfügt somit über viel mehr und genauere Unterlagen für den Betrieb der Turbine, als wenn in der Anlage selbst gemessen wird. Die Frage ist jetzt nur: Wie errechnet sich der Wirkungsgrad von der Modellturbine zur Großanlage? Oder anders ausgedrückt: Wie werten sich die Verluste vom Modell zur Großanlage ab?

Es gibt eine große Zahl von Aufwertungsformeln, die auf der Änderung dieser Verluste in Abhängigkeit von der Reynoldschen Zahl aufgebaut sind. Aus praktischen Gründen wird aber die Änderung des Wirkungsgrades durch das Verhältnis der Laufraddurchmesser von Modell und Großausführung und durch das Gefällverhältnis zum Ausdruck gebracht. Abb. 7 zeigt eine Modell-Wirkungsgradkurve und die Kurven der aufgewerteten Wirkungsgrade für einige gebräuchliche Aufwertungsformeln. Es ist dabei ein Vergrößerungsverhältnis für das Laufrad von 1 : 10 angenommen. In Abb. 7 ist auch das Maß angegeben, das der erwähnten Meßgenauigkeit an der Großausführung von ± 2% entspricht. Aus dieser Darstellung ist ersichtlich, daß die Abweichungen der Formeln innerhalb der genannten Meßgenauigkeit liegen.

Nach den in Arbeit befindlichen neuen SEV-Regeln werden die Modellversuche als zulässige Methode für Abnahmeversuche anerkannt werden. Abb. 8 zeigt einen neuen Versuchstand von Escher Wyß, der unter einem Gefälle bis zu 100 m arbeiten kann, und dessen Umwälzmotoren zur Aufnahme einer Leistung von 2 mal 400 PS gebaut sind. Er erlaubt, ohne Umbau am gleichen Versuchsmodell Wirkungsgrad- und Kavitationsmessungen durchzuführen.

Die Kosten von Modellversuchen sind meistens niedriger als die der Einrichtungen und Messungen in der Großanlage. Für die Forschungsstätte des Herstellers können Modell-Abnahmeversuche allerdings zu einer starken zusätzlichen Belastung werden. Am zweckmäßigsten wäre es, wenn gleich große Modellturbinen verschiedener Firmen an der gleichen neutralen Stelle in der gleichen Versuchsanlage gemessen werden könnten. Unsere ETH würde sicherlich das Vertrauen aller Schweizer Firmen besitzen. Sie sollte deshalb über einen modernen Versuchsstand verfügen, trotz den beträchtlichen Kosten von ungefähr einer halben Million Franken.

Auch wenn Modellversuche durchgeführt worden sind, ist es notwendig, in der Anlage eine Überprüfung des richtigen Zusammenspiels Leitrad/Laufrad vorzunehmen. Von amerikanischer Seite her angeregt [2], geht man auch in Europa dazu über, durch Meßanschlüsse an zwei verschiedenen Stellen in einem geeigneten Querschnitt der Betonspirale eine Druckdifferenz zu messen, die hervorgerufen wird durch verschiedene Wassergeschwindigkeiten an diesen Stellen. Diese Druckdifferenz ist ein Maß für die Größe der Wassermenge. Bei Escher Wyß wurde die zweckmäßigste Lage der Meßstellen durch Luftversuche ermittelt. Durch die Druckdifferenz-Messungen läßt sich zwar nicht die absolute Größe der Wassermengen bestimmen aber doch deren relativer Verlauf. Sofern aber Ergebnisse von einer übereinstimmenden Modellturbine vorliegen und die Aufwertung berücksichtigt wird, lassen sich die Druckdifferenz-Ablesungen entsprechend berichtigen. Sie sind dann so genau, wie wenn zuverlässige Abnahmeversuche in der Anlage durchgeführt worden wären.

Für den Betrieb ist es sehr erwünscht, die Möglichkeit der Druckdifferenz-Methode voll auszuschöpfen. Diesen Fragen sind die Ennskraftwerke in Österreich mit besonderer Gründlichkeit nachgegangen, wie aus den sehr interessanten Ausführungen von Oberingenieur Schloffer (1953) zu entnehmen ist [3]. Da das Produkt aus Wassermenge und Gefälle die in der Turbine vorhandene hydraulische Leistung darstellt, ist durch geeignete Kombination des Differenzdruckes mit dem Gefälle die laufende Anzeige dieser hydraulischen Leistung möglich. Inzwischen ist es Obering. Schloffer in Zusammenarbeit mit Siemens & Halske (Wien) gelungen, den Anlage-Wirkungsgrad laufend zu registrieren. Das für diesen Zweck entwickelte Meßgerät ist seit zwei Jahren störungsfrei in Betrieb und soll in weiteren Anlagen eingebaut werden. Die wissenschaftliche Betriebsführung macht also auch vor den Kraftwerkbetrieben nicht Halt.

Für Francis- und Freistrahlturbinen ist die Durchführung von Flügelmessungen etwas weniger umständlich. In Frankreich wurde aber eine viel einfachere Methode geschaffen und durch Ingenieure der EDF weiter entwickelt; sie beruht darauf, daß sich die Energieverluste, also die Wirkungsgradeinbußen, in der Turbine in Wärme verwandeln [4]. Mit Hilfe klug ersonnener Instrumente läßt sich diese Methode zuverlässig anwenden. Die Messung eines Punktes der Wirkungsgradkurve dauert etwa drei Minuten und ihre vorläufige Auswertung nur fünf Minuten, so daß die Ergebnisse an Ort und Stelle berechnet werden können.

Diese Methode läßt sich aber nur für Gefälle über 100 m anwenden. Für Freistrahlturbinen ist die Messung im Unterwasser noch etwas problematisch. Es ist zu erwarten, daß diese Meßmethode zu Abnahmezwecken

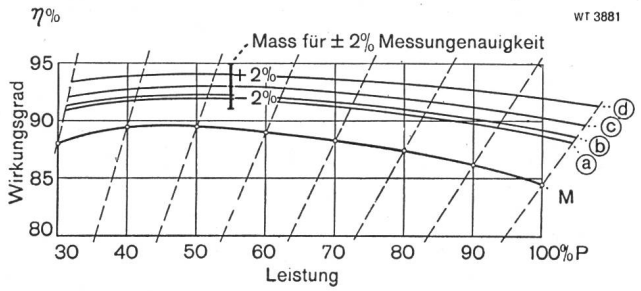


Abb. 7 Beispiel einer Wirkungsgradaufwertung für Kaplanturbinen unter Verwendung verschiedener Aufwertungsformeln. Modell-Maßstab 1:10

Legende:

1 Modellturbine
2 Saugrohr mit Beobachtungsfenstern
3 Horizontal verschiebbares Anschlußstück
4 Windkessel mit Anschluß an Druckluftnetz und Vakuumpumpe zwecks Veränderung des Druckniveaus im ganzen Kreislauf
5 Radialpumpen, parallel oder in Serie schaltbar
6 Großdimensionierte Behälter, die aus Festigkeitsgründen in Kugelform ausgeführt wurden
7 Venturidüse (180° drehbar) für Messungen in beiden Strömungsrichtungen (Turbinen- und Pumpenversuche)
8 Drosselklappe zur Änderung des Turbinengefälles

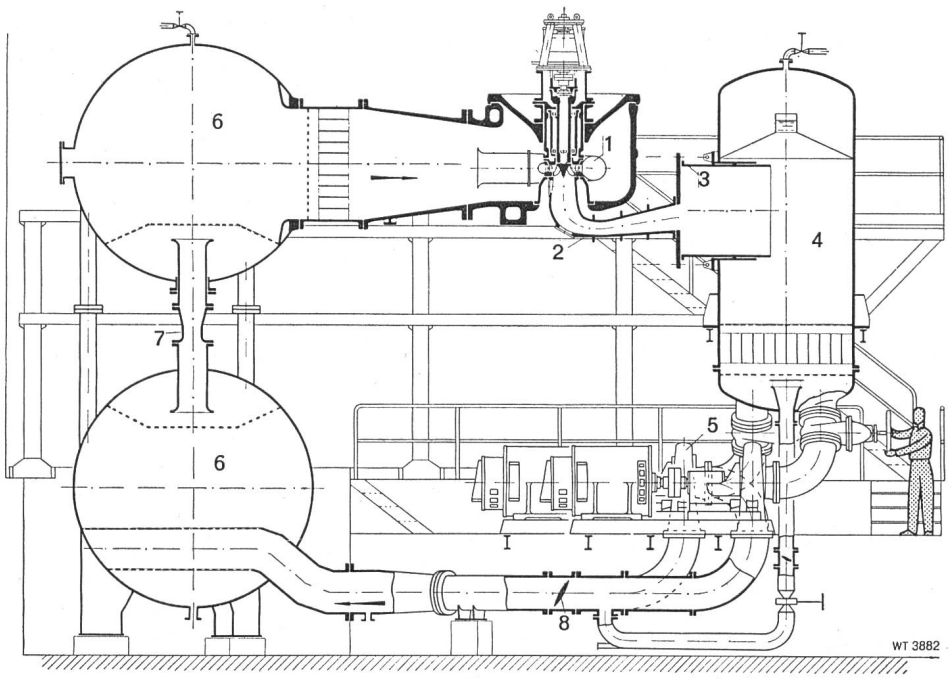


Abb. 8 Schematische Darstellung des neuen Versuchsstandes von Escher Wyß für Gefälle bis H = 100 m. Wirkungsgrad- und Kavitationsmessungen werden gleichzeitig durchgeführt

verwendet werden kann, sobald unsere Ingenieure genügend Erfahrung erworben haben. Das Fachkollegium 4 des SEV befaßt sich ebenfalls mit dieser Frage.

Sicherheitsfragen

Besseres Material erlaubt, höhere Beanspruchungen zuzulassen, und genauere Rechnungsmethoden gestatten, den Sicherheitskoeffizienten, der manchmal richtigerweise als «Unwissenheitskoeffizient» bezeichnet wird, herabzusetzen. Der Konkurrenzkampf kann leicht dazu verleiten, in diesen Dingen weiter zu gehen, als der nachweisbaren Qualitätsverbesserung entspricht, um über den Weg des geringeren Gewichts einen günstigeren Preis zu erzielen. Als Gegenstück dazu ist die nachstehende Bemerkung von Dr. Heckel in seinem Aufsatz «Österreichischer Wasserstahlbau» (Heft 3 der «Stahlbaurundschau») bemerkenswert:

«Wenn man den technischen und wirtschaftlichen Fortschritt mit der Annäherung der zulässigen Spannung an die Fließgrenze bewertet, würde der Stahlwasserbau (also der Wehr- und Schützenbau) schlecht abschneiden.»

Hernach weist er darauf hin, daß der Konstruktionsdruck, welcher der Berechnung zu Grunde gelegt wird, also in erster Linie das Gefälle, in der Anlage tatsächlich vorhanden sein wird, während auf andern Gebieten, beispielsweise im Brückenbau, Kombinationen von Belastungsfällen in Betracht gezogen werden müssen, die nur mit sehr geringer Wahrscheinlichkeit eintreten werden. Er fährt dann fort:

«Weiters muß man bedenken, daß die Wirkungsgrade unserer Turbinen und Generatoren heute so hoch sind, daß Wasserkraftwerke auch noch in 50 Jahren «modern» sein werden. Ein wirklicher Zwang, die mechanischen Anlagen von Wasserbauten auszuwechseln um die Wirkungsgrade zu erhöhen, wird auf lange Sicht nicht bestehen. Das Anlegen eines andern Maßstabes an die Sicherheit ist daher im Stahlwasserbau durchaus gerechtfertigt.»

Diese Sätze treffen auch bezüglich der Wasserturbinen und ihrer Zuleitungen und Abschlußorgane den Nagel auf den Kopf. Was wir im Wasserkraftbau jetzt unternehmen, müssen wir auch kommenden Generationen gegenüber verantworten können. Könnte da nicht durch verbindliche Vorschriften etwas erreicht werden? Für die Turbinen selbst dürfte es schwierig sein, alle entscheidenden Faktoren zu erfassen. Hingegen ist an den Druckleitungsbau zu denken, wo auch schon — und nicht nur im Ausland — bedenklich weit gegangen wurde. Es stellt sich deshalb die Frage, ob es nicht von Nutzen wäre, wenn unsere führenden Kraftwerkbesitzer und Druckleitungsfirmen sich zusammentun würden, um auf diesem Gebiet gemeinsame Richtlinien als Grundlage für die Offertstellung auszuarbeiten?

Je vollständiger die Werkstoffe ausgenützt werden, um so wichtiger wird die Materialprüfung. Dieses Gebiet nimmt an Umfang und Tiefe ständig zu. Ein ganzer Stab von Fachleuten arbeitet hier. Forschung, Festlegung der Materialvorschriften, Prüfung des eingehenden und des fertigen Materials sind ihre Aufgabe. Wir wollen uns nur bei der Fertigprüfung kurz aufhalten.

Leider gibt es heute noch kein absolut zuverlässiges Prüfverfahren für die Schweißnähte [5]. Das Wichtigste sind immer noch gründlich ausgebildete und zuverlässige Schweißer, die periodisch geprüft werden und deren Arbeit durch Stichproben mittels Röntgen- und Gammastrahlen von Radium und Isotopen oder mittels Ultraschall überwacht wird.

Die Röntgen-Prüfung ist teuer und gibt keine Gewähr, daß auch kleinste Risse erkannt werden. Die Ultraschall-Prüfung ist billiger aber weniger zuverlässig. Prüfungen an der gleichen Schweißnaht, von verschiedenen Prüfstellen durchgeführt, ergaben leider unzulässig große Abweichungen. Die Verwendung beider Verfahren dürfte dem Ziel am nächsten kommen. Nach wie vor ist aber ein zuverlässiges Abpressen der einzelnen Rohrstücke unbedingt zu empfehlen. Aber selbst damit erhält man nicht immer das volle Maß an Sicher-

heit. Fehlerhafte Schweißungen können dem Probedruck, der meistens das 1,5-fache des größten Betriebsdruckes ist, widerstehen und erst später zum Vorschein kommen. Unseres Wissens ist bisher beim Abpressen noch nie ein Rohr geplatzt. Da aber die Prüfverfahren keine absolute Gewähr bieten, muß mit einer genügend großen Marge gerechnet werden.

Nun zur Turbine selbst. Kürzlich ereignete sich folgender Fall: Eine kleine Turbinengruppe, mit Schwungrad zwischen den Kupplungshälften montiert, arbeitete ausnahmsweise auf ein eigenes Netz, da an der Linie in der Nähe des Kraftwerkes gearbeitet wurde. Plötzlich flog dem Maschinisten ein Stück der generatorseitigen Kupplung vor die Füße. Was war geschehen? Irrtümlicherweise wurde nach Beendigung der Arbeiten ein Netzschalter eingeschaltet, und dies vermutlich gerade in dem Moment, als die Phasen der beiden Netze in Opposition standen. Jedenfalls wurde ein starker elektrischer Schlag ausgeübt. Sollen nun die Gruppen für solch abnormale Fälle, die außergewöhnlich hohe Beanspruchungen mit sich bringen, berechnet und die entsprechenden Preiserhöhungen in Kauf genommen werden?

Dieses kleine Beispiel zeigt, daß selbst bei Einhaltung der «landesüblichen» Sicherheit immer wieder aufs neue zwischen Sicherheit und Wirtschaftlichkeit gewogen werden muß.

Für große Maschinen stellen sich die gleichen Fragen mit größerer Eindringlichkeit. Die meisten, dem Wasserdruck ausgesetzten Teile von kleinen und auch mittelgroßen Maschinen unter nicht allzu hohen Gefällen müssen mit höheren Wandstärken gegossen werden, als nach Festigkeitsrechnung erforderlich wäre. In diesen Teilen ruhen also stille Reserven, die beim Übergang zu großen Maschinen und zu solchen für hohes Gefälle, die aus Festigkeitsgründen allein große Wandstärken erfordern, nicht mehr enthalten sind. Der häufigere Übergang von der gegossenen zur geschweißten Konstruktion ermöglicht ebenfalls volle Materialausnützung im vornherein. Dabei muß allerdings nicht mit Lunkerstellen gerechnet werden. Mit den größer werdenden Maschinen steigen auch die Qualitätsansprüche. Für kleinere Gußstücke rechnet man die Wandstärke reichlich, weil sich die Durchführung genauer Festigkeitsrechnungen nicht lohnt. Anders für große Teile, deren Beanspruchung durch eingehende Festigkeits- und Verformungsberechnungen bestimmt werden muß. Manchmal sind sogar Dehnungsmessungen an fertigen Stücken unter Probedruck angebracht. Für die genieteten Spiralen von Génissiat wurde seinerzeit sogar eine Modellspirale im Maßstab 1 : 4 mit über 10 000 Nieten hergestellt, um daran Dehnungsmessungen und Dauerversuche durchzuführen.

An großen Stahlblech-Spiralgehäusen, so zum Beispiel für die Kaplanturbinen Assuan, die einen Eintrittsdurchmesser von 7,6 m besitzen, treten beim Füllen und Unterdrucksetzen Formänderungen auf, deren Berücksichtigung bei kleineren und mittleren Maschinengrößen unterbleiben kann. Es ist aber einleuchtend, daß selbst bei noch so ausgeklügelter Berechnung und noch so guter Prüfung Materialzuschläge für Unvorhergesehenes gemacht werden müssen. Ferner ist eine robuste Konstruktion eine wichtige Voraussetzung für den ruhigen Gang der Maschine.

Als Ausdruck für diese Robustheit kann in erster Annäherung bei sonst gleichen Abmessungen das Gewicht betrachtet werden. Der Offertsteller bemüht sich zwar, das Gewicht herabzusetzen, um zu einem niedrigen Preis zu gelangen, aber es ist trotzdem nicht anzunehmen, daß in der Schweiz im Wasserturbinenbau schon heute zu weit gegangen wird. Wenn man aber an die Unfälle der letzten Jahre denkt, die außerhalb des Was-

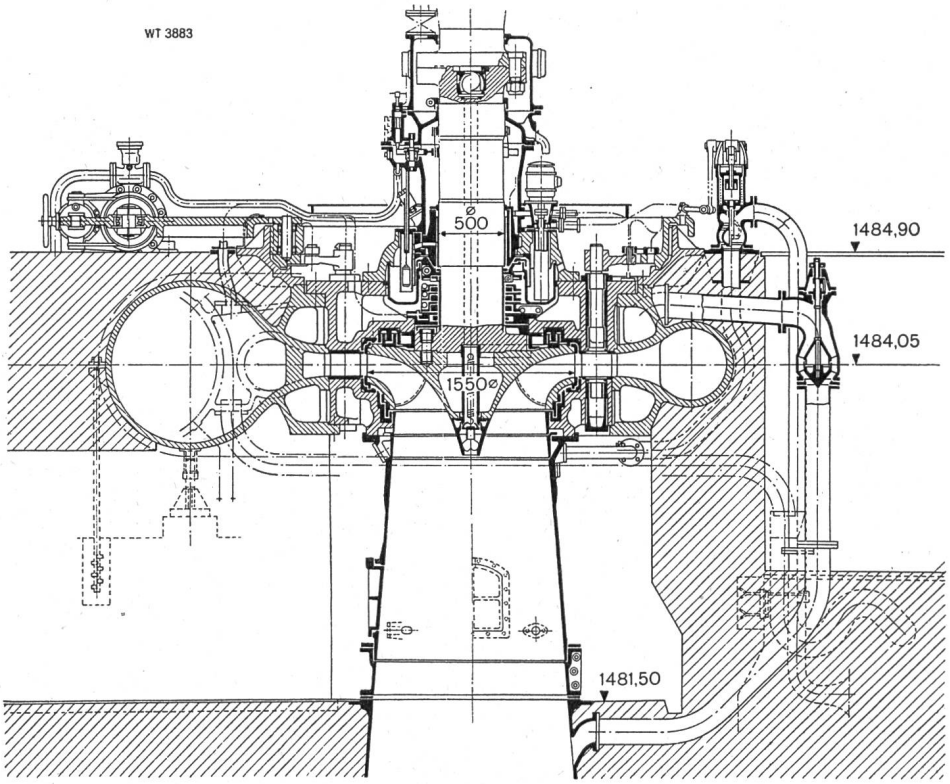


Abb. 9
Schnitt durch die Francisturbine Fionnay (Mauvoisin), die Gefälle bis zu H = 455 m verarbeiten wird; Leistung N = 63 000 PS, Drehzahl n = 750 U/min.

serturbinengebietes vorkamen, so wollen wir doch die Konsequenzen daraus auch für unser Gebiet ziehen. Dies kann heißen, daß es unter Umständen angebracht ist, für eine robustere Konstruktion einen entsprechend höheren Preis zu zahlen als für eine solche, die möglicherweise ihren Lebenslauf vorzeitig beschließen muß. Sicherlich will niemand die Verantwortung für einen Maschinenschaden übernehmen, der durch allzu leichte Ausführung hervorgerufen werden könnte. Der schwierige Punkt ist aber der, daß im konkreten Fall, wenn es darum geht, den entsprechenden Mehrpreis gewissermaßen auf den Tisch zu legen, man sich aus finanziellen Überlegungen heraus leicht scheut, das Richtige zu tun. Die Verantwortungen für die Sicherheit gegen Havarien müssen schließlich aber wohl Bauherr und Lieferant gemeinsam tragen.

Abgesehen von Fragen der Festigkeit gab es noch ganz andere Aufgaben zu lösen, so z. B. bei den Turbinen Fionnay (Abb. 9), die mit 455 m das bisher höchste Gefälle für Francisturbinen verarbeiten sollen. Eingehende Untersuchungen zur Erreichung eines ruhigen Laufes von Hochdruck-Francisturbinen führten zu interessanten Lösungen für die Belüftung der Turbinen sowohl im Normalbetrieb als auch für plötzliches Abschalten. Zudem gelang es durch besondere Einrichtungen hydraulischer Natur, die mögliche Ursache von Vibrationen infolge hydraulischer Unbalance schon im Entstehen zu verhindern. Selbstverständlich ist für solche Turbinen robuste Konstruktion eine wesentliche Voraussetzung für ruhigen Lauf.

Für Anlagen im fernen Ausland werden die Ausschreibungsvorschriften immer umfangreicher und die Lastenhefte immer schwerer. Läßt sich damit wirklich ein zuverlässiger qualitativer Vergleich der Offerten anstellen? Erfaßt man wirklich alle wesentlichen Punkte? Man kann wohl Stellung nehmen zur Gesamtdisposition und zum Funktionieren einzelner Teile; man kann das Regulierschema überprüfen, aber was am grünen Tisch als richtig erachtet wird, braucht nicht unbedingt in der Praxis das Zweckmäßigste zu sein. Es gibt immer Fälle, in denen kleine Ursachen zu großen Wirkungen führen; beispielsweise könnte das Vergessen des Einbaus von Blenden ins Reguliersystem sehr unerwünschte Folgen zeitigen.

Es braucht also die volle Zuverlässigkeit jedes einzelnen in Büro und Werkstatt wie auf dem Montageplatz, um zu erreichen, daß ein wirklich befriedigendes Ganzes entsteht. Darum sollen die Vorschriften nicht unnötigerweise auf Gebiete ausgedehnt werden, die mit der Sicherheitsfrage als solcher nichts zu tun haben. Jede Firma baut ihre Vorschläge auf ihrer eigenen Erfahrung und Entwicklungsarbeit auf. Wird sie durch allzu einengende Ausschreibungsbedingungen in ihrer Initiative gelähmt, so ergeben sich nur unbefriedigende Kompromisse. Mit Genugtuung sei festgestellt, daß wir innerhalb unserer Landesgrenzen in dieser Beziehung erfreuliche Verhältnisse haben. Die Gegenstellung von Besteller und Lieferant, die früher oft vorkam, hat sich in den letzten Jahrzehnten immer mehr zu einer Zusammenarbeit umentwickelt. Das Anwachsen der Maschinendimensionen bringt dies eigentlich notwendigerweise mit sich. Nur gleichberechtigte, durch ein gemeinsames Ziel geeinte Partner können ihr Bestes geben. Es ist wie beim Material: je geringer die inneren Spannungen, um so größer die Leistung.

Turbinenabschlußorgane und Druckregler

Auch bei den Kugelschiebern setzt sich die geschweißte Konstruktion immer mehr durch. Abb. 10 zeigt einen Schieber mit 1900 mm l. W. für 142 m Betriebsdruck. Ein Kugelschieber mit Revisionsabschluß ist in Abb. 11 dargestellt; er gestattet bei Revision der Betriebsdichtung, auf das Entleeren der Druckleitung zu verzichten. Dies ist vor allem bei solchen Anlagen von Bedeutung, bei denen mehrere Turbinen vom gleichen Rohrstrang gespeist werden. Revisionsabschlüsse wurden von Escher Wyß schon vor 25 Jahren gebaut; sie vermochten sich aber damals nicht allgemein durchzusetzen.

Abb. 12 veranschaulicht die Versuchsanordnung, um die Drehmomente und die Spannungen zu messen, die an einem Kugelschieber auftreten, wenn er als Freilaufschieber betrieben wird. Zugleich konnten die Kavitationserscheinungen und die durch sie hervorgerufenen Erschütterungen untersucht werden. Dank der Initiative des Betriebsleiters des Kraftwerkes Sernf-Niederenbach, Ingenieur Schläpfer, und seiner Direktion konnten diese Versuche in der genannten Anlage unter 230 m Gefälle durchgeführt werden. Damit sind genaue Unterlagen für die Konstruktion des Schiebers für freien Durchfluß entstanden, der dann eintritt, wenn die Turbine in die Brüche gehen sollte. Es zeigte sich, daß vor allem ein starkes Verankern der Schieber erforderlich ist.

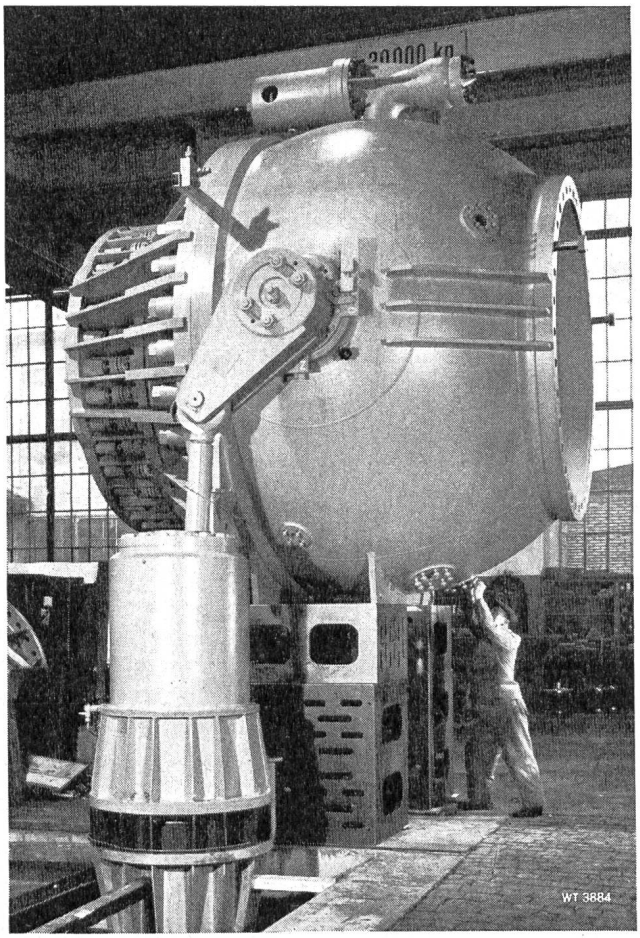


Abb. 10 Kugelschieber in geschweißter Konstruktion für das Innkraftwerk Prutz-Imst der TIWAG, Österreich, l. W. 1900 mm, Betriebsdruck 142 m

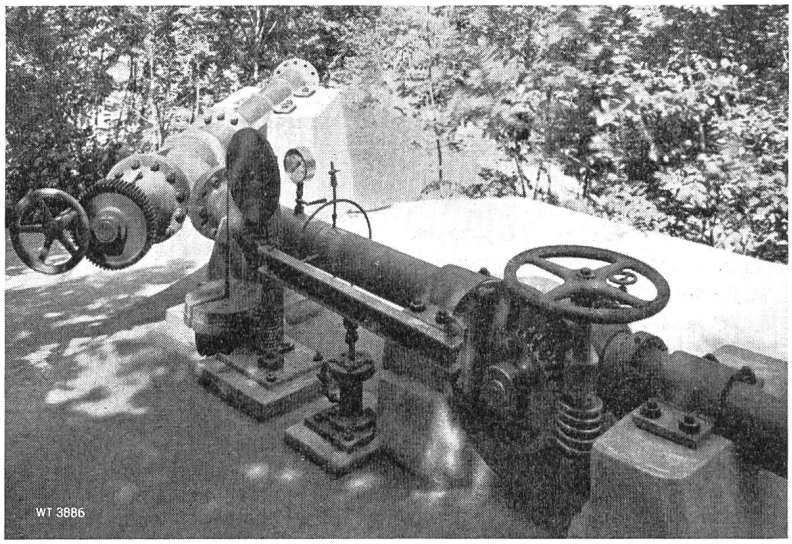


Abb. 12 Kugelschieberversuche beim Kraftwerk Sernf-Niederenbach zur Bestimmung der Drehmomente und Spannungen unter großem Druck

Auch hier stehen wir bezüglich Sicherheit vor einer Ermessensfrage. Auf der einen Seite kann der Fall in Betracht gezogen werden, daß ein großer Bruch an der Turbine auftritt; der Schieber und seine Verankerung wären dann unter entsprechenden Mehrkosten herzustellen. Anderseits können diese Mehrkosten dazu verwendet werden, die dem Wasserdruck ausgesetzten Turbinenteile kräftiger zu bauen, also die zulässigen Beanspruchungen und damit die Bruchgefahr herabzusetzen. Es ist nicht einfach zu sagen, welche der beiden Lösungen vorzuziehen ist. Die Antwort richtet sich nicht nur

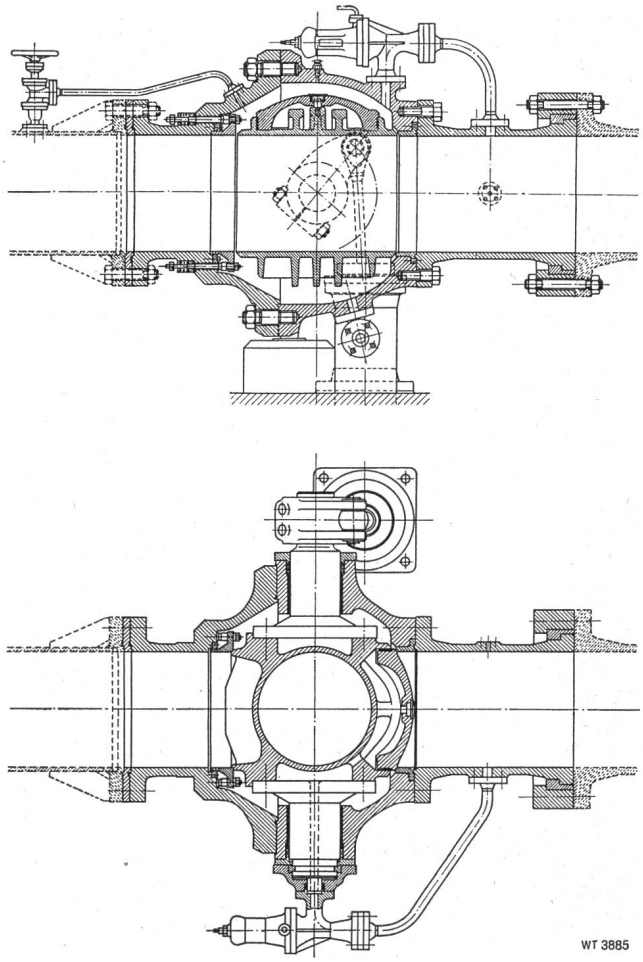


Abb. 11 Kugelschieber mit Revisionsabschluß erlauben Revisionen ohne Entleerung der Druckleitung

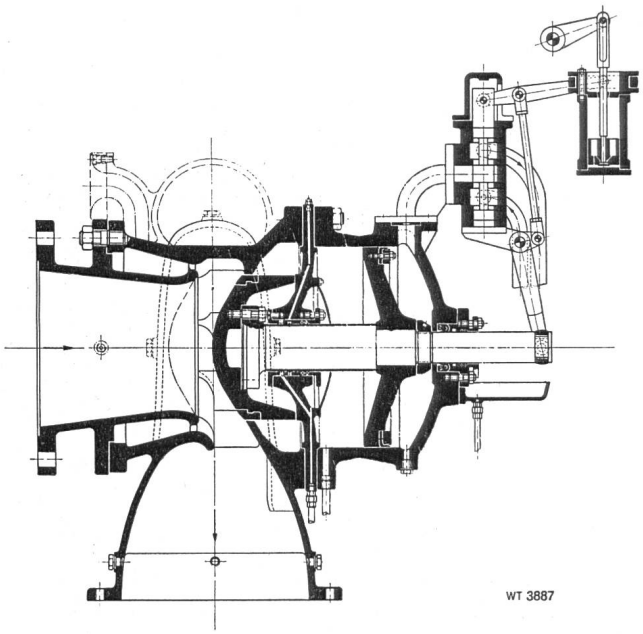


Abb. 13 Schnitt durch Druckregler; er ist derart geformt, daß der größte Teil der Energie in ihm selbst zerstört wird

nach den Verhältnissen in der betreffenden Anlage, sondern auch nach der Einstellung der verantwortlichen Organe. Wer ganz vorsichtig sein will, wird das eine tun und das andere nicht lassen. Dieser letztere Fall dürfte in Kavernenanlagen ohne Katastrophenablauf angebracht sein, in denen es schwierig ist, eventuell herausspritzendes Wasser abzuleiten und die Leute beizeiten in Sicherheit zu bringen.

Die Druckregulierung wird bei Escher Wyß derart ausgelegt, daß selbst bei Versagen des Druckreglers der Druckanstieg der Turbinen unterhalb des Probedruckes bleibt. Abb. 13 zeigt eine Ausführung im Schnitt; Druckregler und Auslaufrohre sind derart geformt, daß der größte Teil der Energie sich in ihnen selbst zerstört. Die verbleibende Größe interessiert in erster Linie den Bauingenieur, damit er bestimmen kann, wie weitgehend eine Panzerung nach dem Auslauf erforderlich ist.

Diese Frage bot sich mit besonderer Eindringlichkeit in der Anlage Verbano. Abb. 14 zeigt in schematischer Weise die Disposition. Auf Anregung von Dr. h. c. A. Kaech wurden seinerzeit eingehende Laborversuche durchgeführt. In Abb. 15 ist die Versuchsanordnung, in Abb. 16 die Geschwindigkeitsverteilung am Austritt des Wassers aus dem Druckleger-Ablaufrohr veranschaulicht. Die Geschwindigkeit ist erstaunlich gleichmäßig über den Querschnitt verteilt und die Geschwindigkeitsenergie beträgt, was besonders wichtig ist, weniger als 10% der Turbinenleistung. Dieses erfreuliche Ergebnis hat zur Folge, daß auf eine Panzerung der Betonwände nach dem Druckleger im allgemeinen verzichtet werden kann, oder daß sie nur in beschränktem Umfang, je nach örtlichen Verhältnissen, verwendet werden muß. Dank intensiver Luftzufuhr während eines Steuervorganges arbeiten die Druckregler vibrationsfrei.

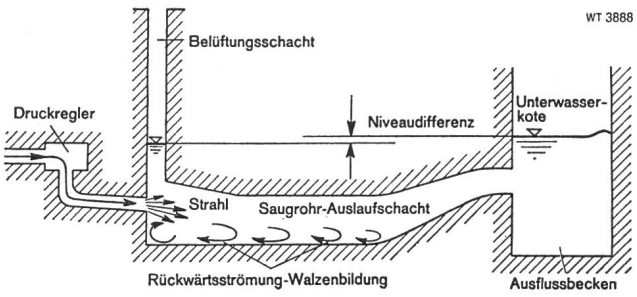


Abb. 14 Schematische Darstellung der unterwasserseitigen Verhältnisse nach dem Druckreglerauslauf der Anlage Verbano

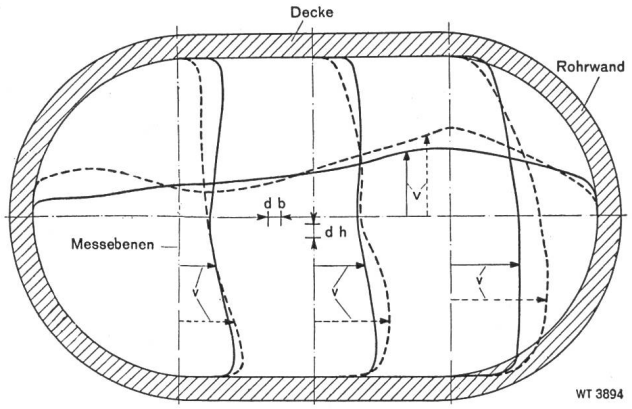


Abb. 16 Geschwindigkeitsverteilung unmittelbar vor dem Austritt des Wassers aus dem Druckreglerauslaufrohr. Es ergeben sich sehr kleine Austrittsenergien

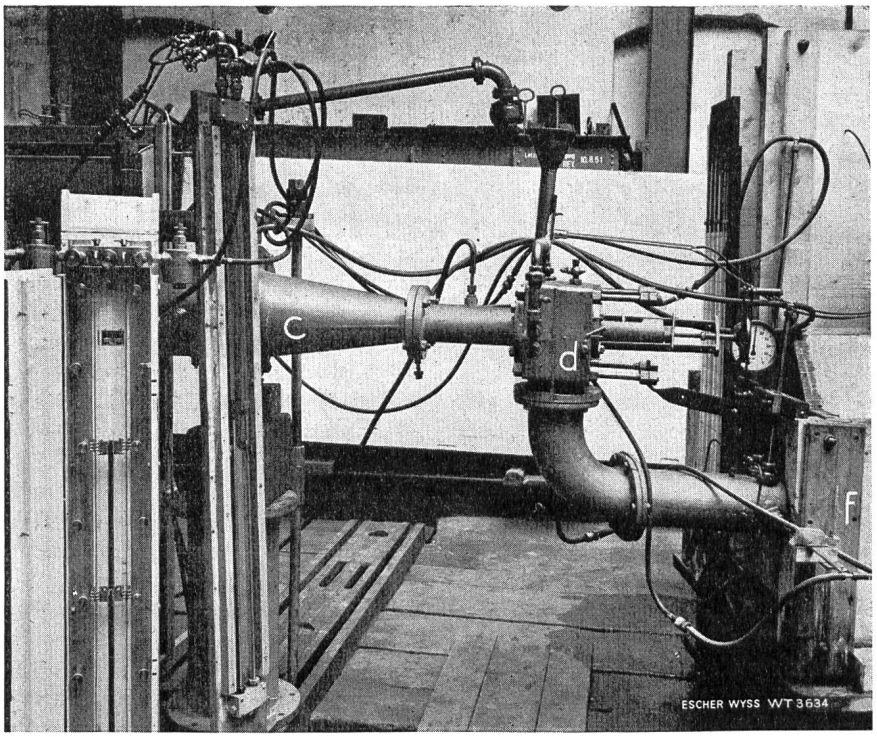


Abb. 15 Versuchseinrichtung im Escher Wyß-Laboratorium für die Druckreglerauslaufversuche Verbano

Ausnützung des Rohrleitungsdruckes zu Regulierzwecken

Bevor die Frage der Sicherheit im Falle des Versagens des Regler-Öldruckes oder beim Durchgehen der Turbine, insbesondere bei den Kaplanturbinen, behandelt wird, sei anhand des Schemabildes (Abb. 17) dargestelt, wie Escher Wyß die Aufgabe für Francis- und Freistrahlturbinen sowie für Kugelschieber löst, sobald das Gefälle mehr als 50 m beträgt.

Eine konstante ungesteuerte Wasserschließkraft lauert am Schließkolben und schließt die Turbine, sobald der auf den Öffnungskolben wirkende, vom Regler gesteuerte Öldruck absichtlich oder unabsichtlich nachläßt. Dank der Tauchkolbenkonstruktion ist vorkommender Sand unschädlich. Das gleiche Prinzip wird immer mehr bei großen Kugelschiebern verwendet, da bei der sonst üblichen Benützung von Wasserdruck zum Öffnen und Schließen die beiden Steuerventile dem Verschleiß durch Sand unterworfen sind.

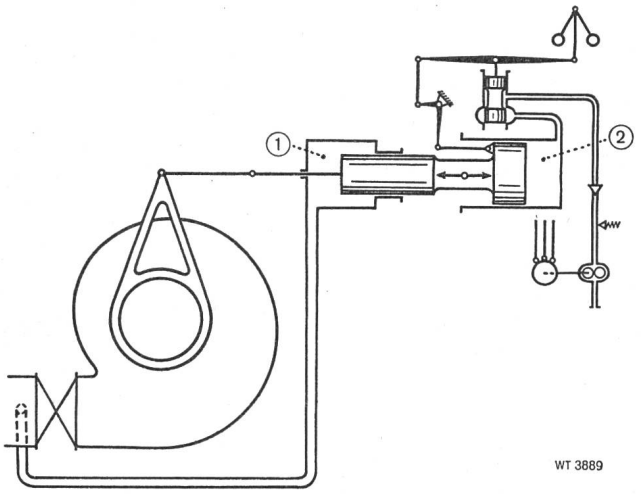


Abb. 17 Prinzipschema über die Verwendung ungesteuerter Wasserschließkraft der Druckleitung zu Regulierzwecken. Nur das Drucköl auf der Öffnungsseite wird gesteuert; dessen Ablassen führt zum Schließen der Turbine

Notschlußeinrichtung für Kaplanturbinen

In Niederdruckanlagen genügt der Betriebsdruck des Wassers leider nicht, um die erforderliche Wasser-Schließkraft zur Verfügung zu stellen. Man verwendet deshalb sowohl zum Öffnen als auch zum Schließen meistens Drucköl. Auch für die Turbinen-Abschlußorgane liegen die Verhältnisse hier anders als bei Rohrleitungsturbinen. In allen alten Niederdruckanlagen mit Turbinen der Francis-Bauart verwendet man Schützen, deren Betätigung meistens durch Elektromotoren erfolgt. Im Störungsfall drückt der Maschinist auf einen Druckknopf und löst damit die Schließbewegung aus. Da die Durchgangsdrehzahl nur das 1,8- bis 2fache beträgt, ist von einem Durchgehen der Gruppe nicht viel zu befürchten.

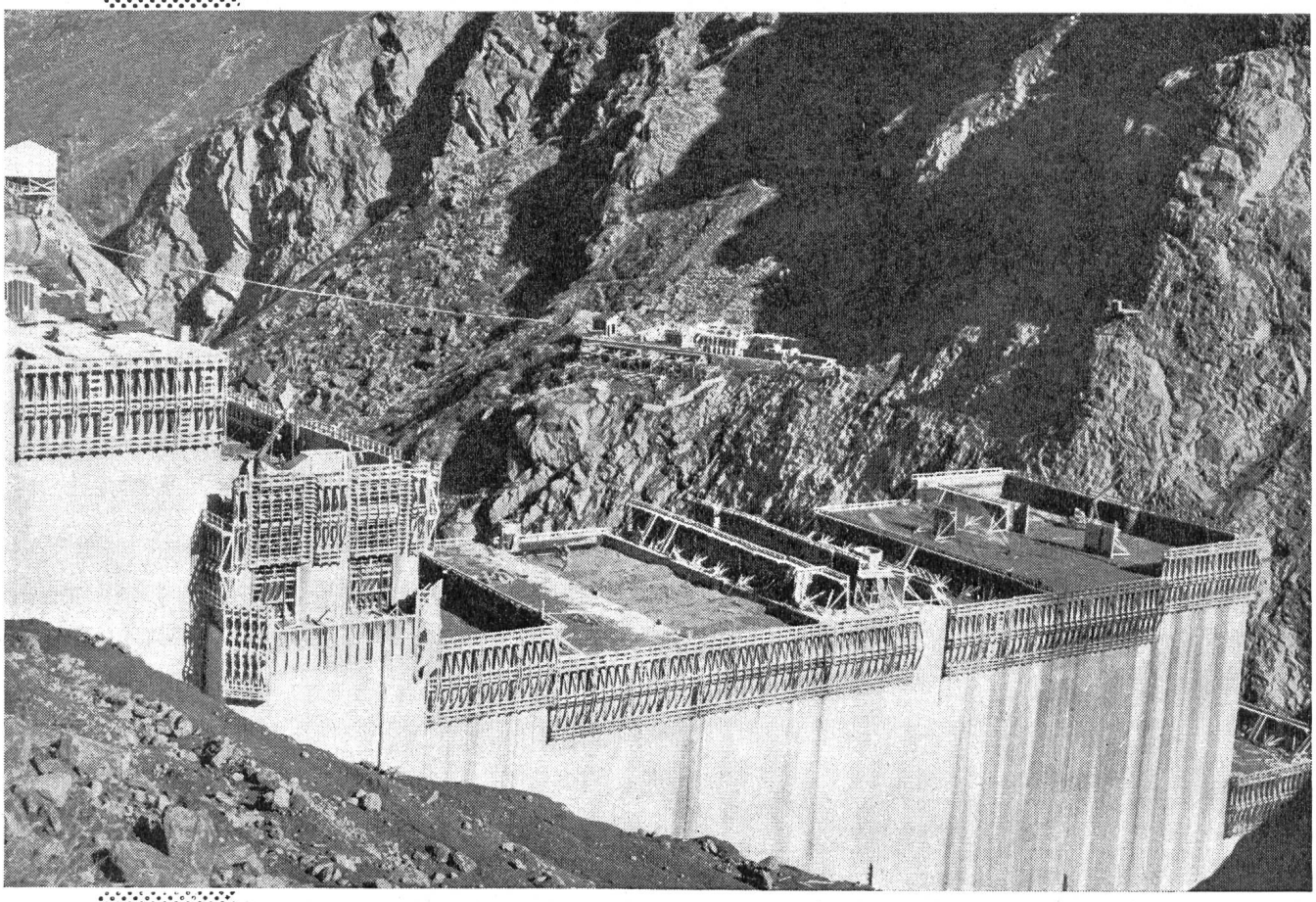
Mit dem Bau von Kaplanturbinen begann eine Entwicklung, welche die Verarbeitung sehr großer Wassermengen pro Einheit ermöglichte. Die erste Großausführung dieser Art in Zentraleuropa waren die Turbinen der Anlage Ryburg-Schwörstadt, die unter 11 m Gefälle je 300 m^3/s Wasser verarbeiten. Im Verhältnis zu den Turbinen fiel nun der Preis der Schützen, die als Schnellschlußschützen hätten vorgesehen werden müssen, sehr ins Gewicht. Die Frage, ob sich die Einlaufschützen nicht vermeiden liessen, ohne die Betriebssicherheit der Maschinengruppe allzusehr zu gefährden, war deshalb verständlich.

Wie bereits erwähnt lassen sich auch die Laufradschaufeln zum Absperren der Wassermenge zuziehen. Da der Drehzahlregler primär auf das Leitrad und erst über eine Kurvenscheibe auf das Laufrad wirkt, lag es nahe, bei einem möglichen Versagen der Leitradregulierung die Laufradschaufeln als Notschließorgane zu benützen und dafür die teuren Schützen zu ersparen. An deren Stelle genügen schließlich Dammbalken-Verschlüsse, deren Einbringen allerdings einige Stunden dauert. Da benachbarte Laufradflügel sich in der Schlußstellung nur in einem Punkt berühren, beträgt die noch durchfließende Wassermenge je nach Radtyp 10—20%, so daß das Laufrad weiter dreht.

Um das Einspringen der Laufrad-Notregulierung im Störungsfall zu gewährleisten, wurden bereits in Ryburg-Schwörstadt Notölpumpen verwendet mit Antrieb von der Turbinenwelle mittels Stirnrädern. Ein einstellbares Fliehkraft-Sicherheitspendel spricht bei einer gewissen Überdrehzahl an und betätigt auf rein mechanischem Weg ein Umsteuerventil, das den normalen Druckölkreislauf zum rotierenden Laufradservomotor absperrt und dafür das Drucköl der Notölpumpe, die normalerweise drucklos mitläuft, in den Schließzylinder fördert.

Die in Ryburg-Schwörstadt angestellten Überlegungen machten Schule. Sie wurden an großen Turbinen unter kleineren Gefällen fast ausnahmslos angewendet. Diese Bauweise ist immerhin kein vollwertiger Ersatz für eine selbstschließende Einlaufschütze. Man vergesse nicht, daß die Durchgangsdrehzahl einer Kaplanturbine wesentlich höher liegt, als die eines Francisrades. Statt etwa das 1,8- bis 2fache zu sein, kann sie bis auf das 2,5fache, ja — bei stark schwankenden Gefällen — sogar über das 3fache ansteigen (Assuan). Bei diesen Drehzahlen benötigt das Laufrad eine 2,5fache Schließkraft gegenüber der Normaldrehzahl, so daß Öldruckrohre, Öleinführung in die rotierende Turbinenwelle und Laufrad-Reguliermechanismus hohen Drücken und Beanspruchungen ausgesetzt sind, sofern die Turbine durchgehen sollte.

Der Eingriff des Notschlusses kann erst erfolgen, nachdem bereits eine Drehzahl erreicht ist, die um eine gewisse Marge höher liegt, als der Drehzahlausschlag bei Vollastabschaltung. Da dieser etwa 40 bis 50 % beträgt, dreht die Turbine bereits mit erheblicher Überdrehzahl, bis dem Notschluß erlaubt werden darf, anzusprechen. Bis er dann zur vollen Auswirkung gelangt, hat die Gruppe bereits die Durchgangsdrehzahl erreicht. Nebst der damit verbundenen mechanischen Beanspruchung, welcher der rotierende Teil und die Lager gewachsen sein müssen, ist mit sehr starker Kavitation zu rechnen, die leicht zu Erschütterungen der Maschine und der Fundamente führt. Es ist deshalb erwünscht, daß der Notschluß möglichst wirksam d. h. möglichst rasch eingreift. Wollte man aber die Laufradschaufeln innert weniger Sekunden in die Schließlage bringen, so ergäben sich derart große Notölpumpen, daß für sie nicht mehr genügend Platz an der Turbinenwelle vor-



Staumauer Grande Dixence. Betonierung
mit Zusatz von BARRA-55-Vinsol
1. Phase: 1 800 000 m³ Beton

BARRA 55 VINSOL

Dieser auf Vinsol-Basis aufgebaute Luftporenbetonzusatz erhöht die Plastizität und Verarbeitbarkeit des Frischbetons, sowie die Wasserdichtigkeit und Frostbeständigkeit des fertigen Bauwerkes ohne die Druckfestigkeit zu beeinflussen. Bei Pump- und Druckbeton ergeben sich keine Verstopfer und kein Entmischen. BARRA-55-Vinsol wird heute hauptsächlich für Staumauern verwendet, dann aber auch für Stollen- und Kanalverkleidungen, Böschungsplatten sowie im Brücken- und Hochbau.

MEYNADIER

MEYNADIER & CIE. AG, ZÜRICH und BERN

MUBA-Stand 2988 / Halle 8

RECHENREINIGUNGS-MASCHINEN

SANDABZUGVORR. PAT. BIERI

WASSERWIDERSTÄNDE

OELHYDR. ANTRIEBE FÜR SCHÜTZEN

STAHLBAU

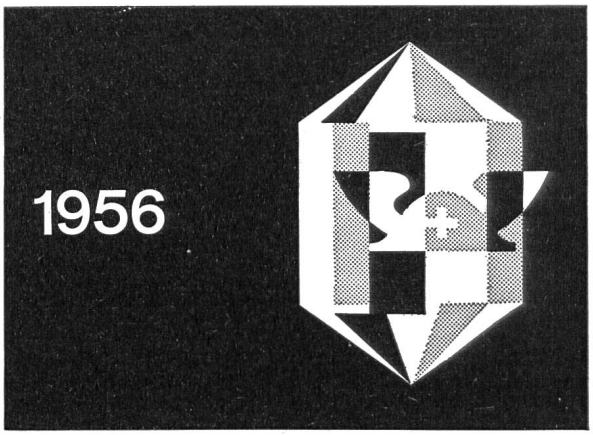
Beste Referenzen!

BIERI + SOHN

MASCHINENFABRIK

LIEBEFELD-BERN

Schweizer Mustermesse Basel
14. - 24. April

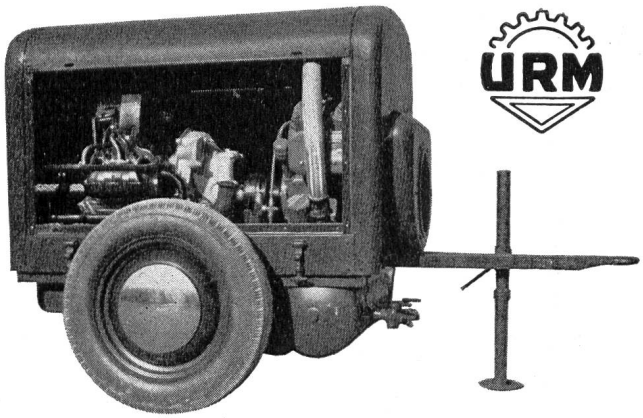


17 Industrie-Gruppen in 21 Hallen

Tageskarten à Fr. 2.50 am 18., 19., 20. April ungültig. Besondere Einkäufertage: 18., 19., 20. April. Einfache Bahnbillette auch für die Rückfahrt gültig. Verlangen Sie den Messekatalog, das Nachschlagewerk des ganzen Jahres

Kraftwerke sind Bauten von nationalem INTERESSE

zu deren Vollendung bedarf es leistungsfähiger Baumaschinen



URM-Kompressor 1,4 m³/min.
Größere Modelle: Schramm & Demag

International-Drott
Raupenladeschaufeln 670—1500 l

Ulrich Rohrer-Marti AG Baumaschinen und Bauwerkzeuge

Bern-Zollikofen Reparaturwerkstätte Ersatzteile Kundendienst Fachpersonal

Telephon: Bern-Zollikofen (031) 65 03 71, Zürich (051) 26 50 16, Lausanne (021) 23 47 27

HUBER SPEZIAL-FABRIKATE

Thermoplast-Kabel

ISOVIN Tdc — korrosionsbeständig
ISOPORT — selbsttragend, Mehrleiter

Gummikabel

BUTANOX — wetterfest
flexible Zuleitung für Motoren
bewährt auch in Tropen und Arktis

Lackdrähte

LOTAN — lötbar
DURAMIT — Kunstharzlackdraht
Hochfrequenz-Kabel

Gummiprodukte

VULCOFERRAN — Hartgummierung
erprobter Korrosionsschutz
Membran-Ventile «HUBER» mit Vulcoferran
PALLAS — Keilriemen
PALLAS — Transportbänder
«HUBER» Gummiwalzen
für Industrie und Gewerbe
PALLAS — Schwing- u. Dämpfungs-elemente
Elastoblocs, Torsiblocs, Vibratex
Pallas-General Pneu

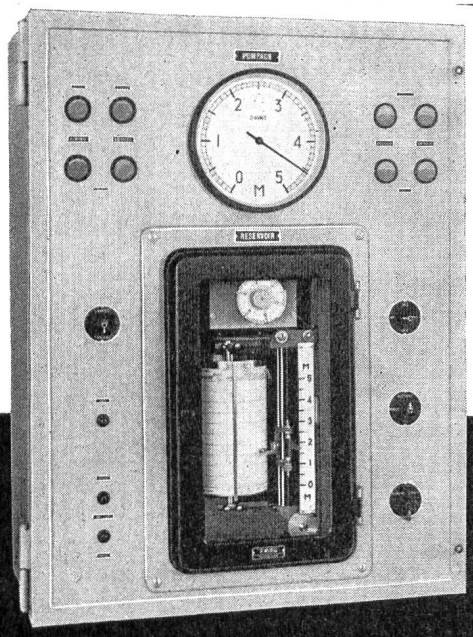
PALLAS GENERAL
SCHWEIZER QUALITÄTS PRODUKT

HUBER

PFÄFFIKON ZH

AKTIENGESELLSCHAFT R. & E. HUBER, PFÄFFIKON-ZÜRICH - SCHWEIZERISCHE KABEL-, DRAHT- UND GUMMIWERKE - GEGR. 1882

WASSERSTANDSMELDEANLAGEN



Komplette Wasserstandsmeldeanlagen mit Regulierung und Fernsteuerung für Pumpstationen, Wasserkraftwerke, Reservoirs usw.

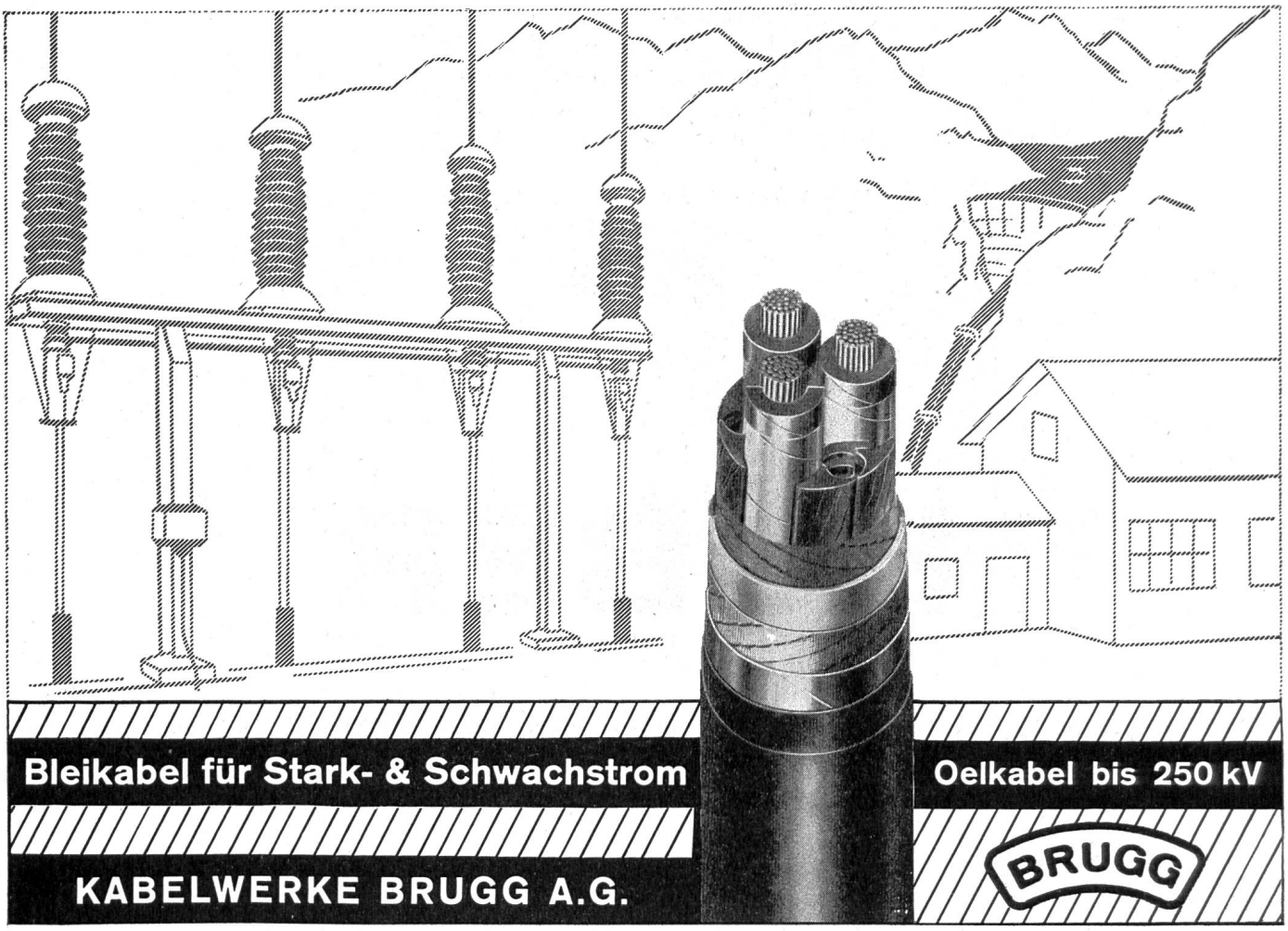
Sprechende Wasserstands-Fernmelder

Besuchen Sie uns an der
Mustermesse Basel, Halle II, Stand Nr. 396

FAVAG

Fabrik elektrischer Apparate AG.
NEUCHATEL

FAVAG
S. 148



Kabel Halle 2 Stand Nr. 564 MUBA Drahtseile Halle 8 Stand Nr. 3063

handen wäre. Man verwendet deshalb an Stelle der Notölpumpen manchmal Notöl-Windkessel, deren Inhalt so bemessen ist, daß das Schließen des Laufrades nur einige Sekunden dauert. Das Rennen gewinnt dann die Laufradregulierung, indem sie die hochgehende Turbine gewissermassen überholt und den Durchlaufbereich der höchsten Drehzahlen, wo die stärksten Erschütterungen zu erwarten sind, abschneidet, ein sehr erwünschter Vorteil.

Diese Lösung setzt aber ein überaus gewissenhaftes Überwachen des Notwindkessels voraus, eines Organs, das praktisch nie zum Ansprechen kommt und deshalb beim Betriebspersonal leicht in Vergessenheit gerät. Damit hängt die ganze Sicherheit an einem Punkt, wo menschliches Versagen leicht schwere Folgen haben könnte. Aber auch schon rein mechanisch betrachtet ist festzustellen, daß Notwindkessel mit all ihren Zubehörteilen, wie Ölpumpen mit Motor, Rückschlagventil, Überströmventil, Druckschalter, Kompressorensteuerung usw., schwache Punkte des Sicherheitssystems bilden, die nicht aus den Augen gelassen werden dürfen. Unsere Reglerspezialisten können daher diese Lösung nicht aus voller Überzeugung bejahen.

Gerne sei festgestellt, daß bisher in keiner uns bekannten Anlage ein unfreiwilliges Durchgehen vorkam. Jedermann war froh darüber. Ja, man scheut sich im allgemeinen sogar selbst vertraglich vorgesehene Durchgangsversuche durchzuführen. Die an den Turbinen zu erwartenden Erschütterungen und die großen Fliehkräfte am Generatorrotor will niemand absichtlich hervorrufen.

Vor kurzem wurde — sagen wir glücklicherweise — in einer Großanlage ein Durchgangsversuch gemacht und zwar im Kraftwerk Blondel an der Rhone, an einer Turbine, die unter 25 m Gefälle 70 000 PS erzeugt und mit einer Normaldrehzahl von 107,2 U/min. dreht. Die Turbinenwelle treibt Notölpumpen an, die auf das Laufrad wirken. Trotz des verhältnismäßig hohen Gefälles wurden keine schnellschließenden Schützen normaler feststehender Bauart verwendet. Man begnügte sich mit fahrbaren Rolladenschützen, die innerhalb einer Minute über die drei Öffnungen, die je Turbineneinlauf vorhanden sind, gebracht und in diese hinuntergelassen werden können.

Beim Durchgangsversuch ging man folgendermaßen vor: Ausgangsstellung war die unerregte, bei Normaldrehzahl laufende Gruppe. Ohne den Generator zu belasten wurden Leit- und Laufrad in 50 Sekunden bis ungefähr zur Vollaststellung geöffnet, worauf dann das Schließen der Laufradschaufeln durch Drucköl der Notölpumpe erfolgte. Das Ergebnis ist hochinteressant. Abb. 18 zeigt den Anstieg der Durchgangsdrehzahl. Zum besseren Verständnis des Diagramms sei folgendes gesagt:

Beim Schließen des Laufrades allein und konstant geöffnetem Leitapparat nimmt die Durchgangsdrehzahl nicht etwa ab, sondern steigt stetig an, bis zu etwa 25% Laufradöffnung, um erst dann rasch abzusinken. Wird jedoch bei festgehaltenen Laufradschaufeln der Leitapparat geschlossen, so geht die Durchgangsdrehzahl schon nach geringem Schließen herunter. Beim Versuch in Blondel wurden Leit- und Laufrad für sich durch Handsteuerung geöffnet. Zufälligerweise hinkte das Laufrad dem Leitrad nach, wodurch der Sattel in der Kurve entstand. Der eigentliche Versuch ist erst vom Augenblick an zu zählen, in dem bei voller Leitradöffnung das Laufrad zu schließen beginnt. Wie zu erwarten war, stieg die Drehzahl an, und zwar auf das 2,25fache der Betriebsdrehzahl, und fiel dann nachher langsam bis zu der Restdrehzahl von 130%. Was aus

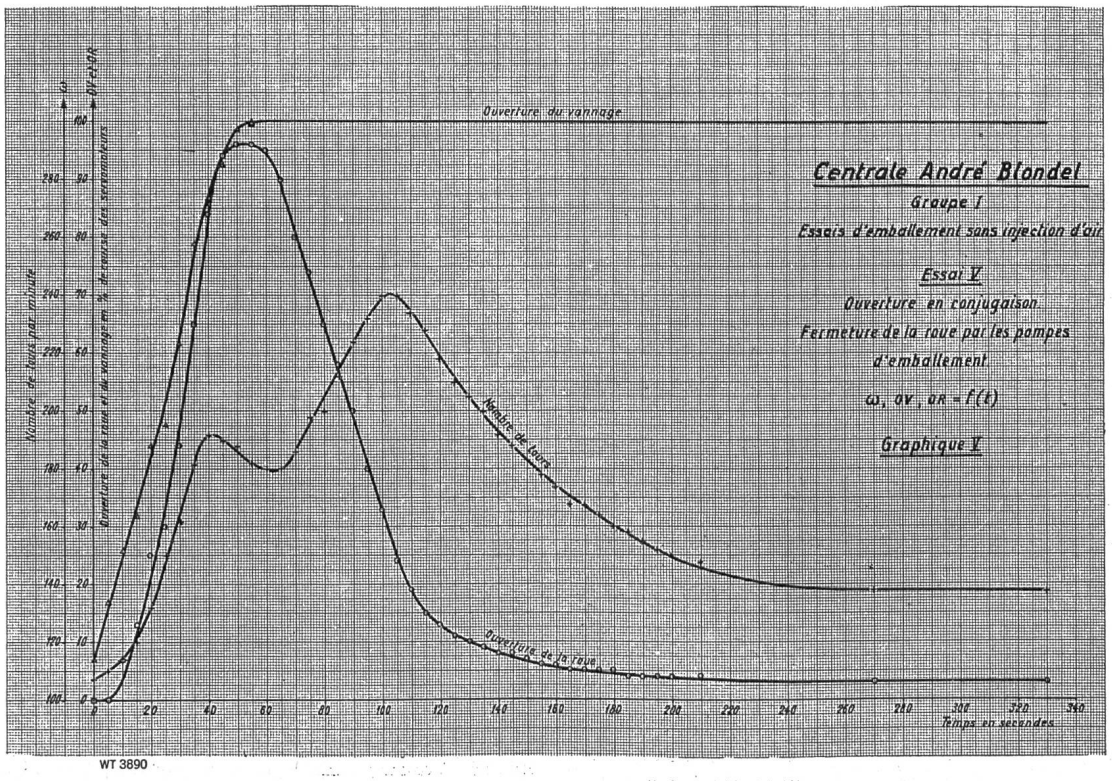


Abb. 18 Durchgangsversuch mit einer der großen Kaplanturbinengruppen der Anlage Blondel in Frankreich; Gefälle H = 25 m, Leistung N = 70 000 PS, Normaldrehzahl n = 107,2 U/min.

dem Bild jedoch nicht ersichtlich ist, ist der die Erwartungen stark übersteigende ungeheure Lärm, besonders am Laufradmantel, mit dem das Laufrad den Hauptgipfel der Kurve überschritt. Der Versuch zeigte auf das eindrücklichste, daß das Durchgehen einer Kaplanturbine keine harmlose Angelegenheit ist. Bei kleineren Gefällen als in Blondel darf indessen sicherlich mit geringeren Erschütterungen gerechnet werden.

Welche Folgerung muß aus diesem Versuch in Blondel gezogen werden? Die Notregulierung soll in Zukunft womöglich nicht mehr auf das Laufrad wirken! Sie ist dort unzuverlässig, weil sie notwendigerweise einen Bereich hoher Durchgangsdrehzahlen durchfahren muß, in welchem mit derart starken Erschütterungen zu rechnen ist, daß unter Umständen Bruchgefahr für die Ölzuführungsleitung zum Laufradservomotor besteht. Es ist also unbedingt nach einer Lösung zu suchen, die bei einer Notabschaltung hohe Drehzahlen vermeidet und zugleich möglichst unabhängig von der Wachsamkeit des Betriebspersonals ist. Um dieses Ziel zu erreichen, kann eine vor einigen Jahren studierte Lösung verwendet werden. Anscheinend wurde diese in Ryburg-Schwörstadt nicht zur Diskussion gestellt, sonst wäre sie vermutlich zum Muster für die späteren Ausführungen geworden. Wie Abb. 19 zeigt, können zwischen die festen Schaufeln des Stützschaufelringes drehbare Klappen eingebaut werden, die so geformt sind, daß die hydraulischen Kräfte — vielleicht unter Zuspann von Federschließkräften — Schließtendenz besitzen. Einzelne Drucköl-Öffnungsservomotoren an jeder einzelnen Klappe oder jedem Klappenpaar halten diese Sicherheitsschaufeln im Normalbetrieb in offener Lage. Im Störungsfall ist nur dafür zu sorgen, daß der Öldruck abgelassen wird. Dann sperren die Klappen das Wasser von der eigentlichen Turbine in kürzester Zeit ab. Sollte eine der Klappen nicht schließen, so macht dies nicht viel aus, da dort nur ein Bruchteil der Gesamtwassermenge durchfließt. Dank der geringen Verstellkräfte und der kurzen Verbindungen mit dem von der Turbinenwelle angetriebenen Fliehkraft-Sicherheitspendel darf man diese Lösung als zuverlässig bezeichnen. Sie entspricht der maximal möglichen Sicherheit und ist mindestens so zuverlässig wie eine Schnellschluß-Schütze. Sie bedingt einen um etwa 5—6% größeren Außendurchmesser des Stützschaufelringes und eine entsprechend breitere Turbinenkammer, und erfordert einen um 15—20% höheren Turbinenpreis, voraussichtlich ein merklich geringerer Betrag als der Preis einer Schütze. Würde es sich nicht lohnen, diese Mehrausgaben, die ja einen kleinen Bruchteil der Gesamtkosten darstellen, in Kauf zu nehmen? Die Notölregulierung auf das Laufrad fällt dann weg. Es ist lediglich dafür zu sorgen, daß dauernd Öldruck zum Offenhalten der Klappenservomotoren zur Verfügung steht.

Es ist nun, vor allem beim internationalen Wettbewerb, im allgemeinen wenig erfolgversprechend, mit einem Vorschlag aufzuwarten, der den Offertsteller in preislicher Hinsicht um 20% benachteiligt, wenn auch, wie in diesem Falle, der höhere Preis noch so begründet sein mag.

Nach Überprüfung der Ergebnisse von Blondel durch Ingenieure von Escher Wyß, die den Versuchen beiwohnten, schlugen diese vor, in Zukunft die Notregulierung direkt auf das Leitrad wirken zu lassen. Vermutlich wird dieser Vorschlag viele Leser überraschen. Die erste Reaktion war auch eine sehr bestimmte, ablehnende Haltung, denn dieser Vorschlag verstößt ja gegen das bisherige, bewährte Prinzip der vollständigen Unabhängigkeit der Notregulierung von der Betriebsregulierung!

Der bisherige Grundsatz, auf das Laufrad zu wirken, bringt nun aber, wie der Versuch in Blondel eindeutig gezeigt hat, große Nachteile bei seiner Durchführung. Man kann ihm einen ganz anderen Gesichtspunkt entgegenhalten: Die Notregulierung soll von keinem Teil abhängig sein, der bei einer durchgehenden Maschine in gefährlich werdende Erschütterungen geraten kann. Also weg vom rotierenden Teil der Maschine mit der Noteinrichtung!

Es stellt sich deshalb die Frage: wie kann man die Notschließung des Leitapparates zu sicherem Funktionieren bringen? Beim Umschalten auf die Notschließung muß, analog zur besprochenen Laufrad-Notschließung, ein Umsteuerventil den normalen Ölkreislauf der Leitradregulierung absperren, so daß die Notölregulierung von der Notölpumpe aus unmittelbar auf den oder die Leitrad-Servomotoren einwirken kann. Vibrationen sind hier nicht zu erwarten. Die Notschlußarbeit für das Leitrad ist kleiner als für das Laufrad. Es ergeben sich kleinere Notpumpen oder Notwindkessel.

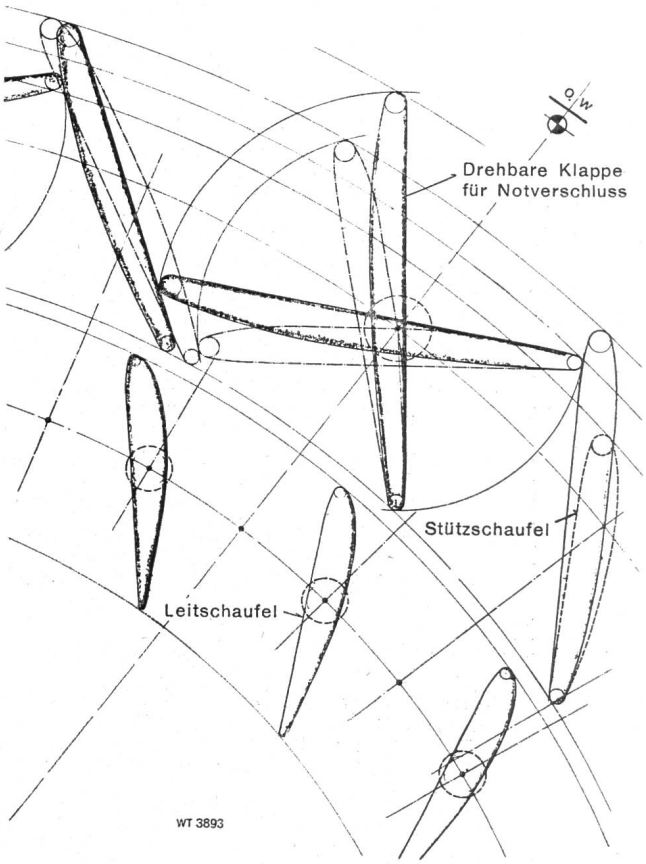


Abb. 19 Vorschlag zum Einbau selbstschließender Klappen, die zwischen den feststehenden Stützschaufeln angeordnet werden und bei einstellbarer Überdrehzahl selbsttätig schließen

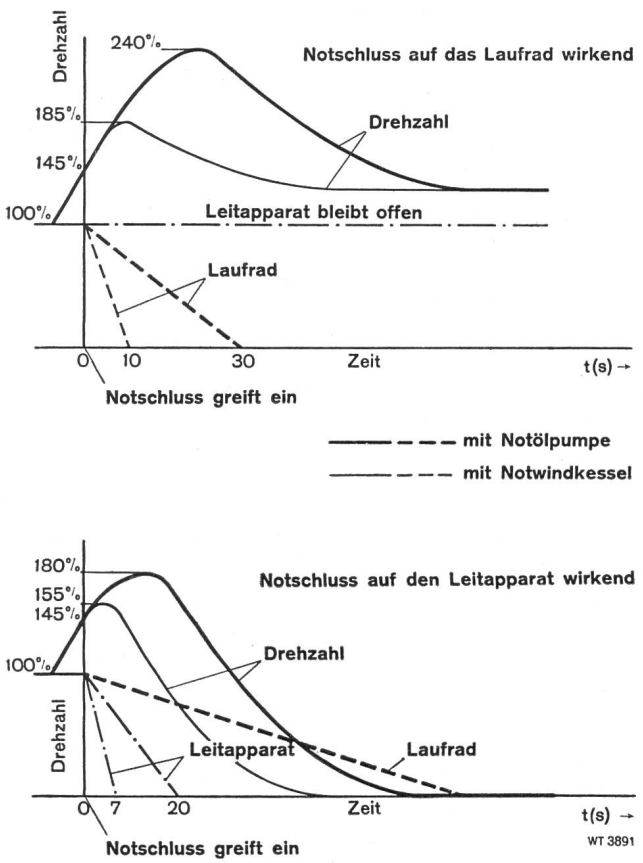


Abb. 20 Drehzahlverlauf beim Durchgehen einer Kaplanturbine mit Notschluß auf das Laufrad bzw. auf den Leitapparat wirkend

Damit der Leitapparat bei einem Einklemmen von Fremdkörpern zwischen den Leitschaufeln nicht blokkiert wird, werden zwischen Regulierring und Leitschaufelzapfen wie bisher Bruchbolzen eingebaut, die bei einer Vergrößerung des Regulierwiderstandes einer Leitschaufel brechen und damit das Schließen der übrigen Leitschaufeln freigeben. Die auf das Leitrad wirkende Notschlußkraft wird derart hoch gewählt, daß die Grenze für das Abscheren der Bruchbolzen genügend weit von der Normalbeanspruchung entfernt liegt und trotzdem das Ansprechen sicher erfolgt. Regulierring und Reguliermechanismus sind entsprechend den erhöhten Anforderungen zu gestalten. Dafür müssen die Laufrad-Regulierorgane nicht mehr der 2,5fachen Normalbeanspruchung gewachsen sein.

Somit sprechen also doch wichtige Faktoren zu Gunsten der Notregulierung auf das Leitrad. Noch weitergehend und noch sicherer wäre die Verbindung der Vorteile der früher erwähnten Notschlußklappen im Stützschaufelring mit der Leitrad-Notregulierung. Dies würde heißen, daß man den Drehpunkt und das Profil der Leitschaufeln derart wählt, daß sie unter dem Einfluß der hydraulischen Kräfte, vielleicht noch verstärkt durch Schließfedern oder Schließgewichte, beim Ablassen des Öldruckes sicher schließen oder mindestens in die Leerlaufstellung gehen. Die Studien über diese Möglichkeit sind noch nicht zu Ende geführt, so daß für heute ein Hinweis genügen muß.

Den Reguliervorgang für die beiden besprochenen Fälle zeigt Abb. 20. Auf der oberen Hälfte ist der Reguliervorgang für die Laufrad-Notschlußsteuerung unter Verwertung der in Blondel durchgeführten Messungen dargestellt. Es sind die beiden Fälle mit Notpumpen und mit Notwindkessel eingezeichnet. Bei der Drehzahl von 145 % der normalen greift das Fliehkraft-Sicherheitspendel ein. Im Falle der Notpumpe klettert die Durchgangsdrehzahl auf den höchsten Gipfel von 240 % der Normaldrehzahl hinauf, während im Falle des Notwindkessels die Kurve viel flacher verläuft und 180 % nicht überschreitet.

Im untern Diagramm ist die Leitrad-Notschlußsteuerung dargestellt. Es fällt auf, daß beide Male die Kurve viel weniger hoch ansteigt: Mit Notpumpe auf 200 % und mit Notwindkessel auf 160 %. Bei einer Notschlußeinrichtung, die auf das Leitrad wirkt, steigt also die Maximaldrehzahl entschieden weniger hoch an, und damit wird gerade das Gebiet abgeschnitten, in dem in Blondel die größten Erschütterungen auftraten. Für den nicht eingezeichneten Fall mit Notschlußklappen zwischen den Stützschaufeln würden, dank der kürzeren Schließzeit, noch günstigere Werte erzielt. Es wäre sehr schön, wenn man mit höheren Werten der Durchgangsdrehzahl als diesen überhaupt nicht mehr rechnen müßte, doch ist dies leider vorläufig nicht möglich.

Ein Lichtblick zeigt sich in dieser Beziehung erst für die von der Tochtergesellschaft von Escher-Wyß in Ravensburg entwickelte Rohrturbine. Die Leistung eines Kaplan-Laufrades normaler Konstruktion wird über ein Planetengetriebe auf den raschlaufenden Generator übertragen, wobei im Falle des Durchgehens der Generator durch eine Sonderkonstruktion zuverlässig abgekuppelt werden kann.

Sunk und Schwall

Als letztes Kapitel seien noch die Probleme behandelt, die in letzter Zeit unter dem Namen Sunk und Schwall auftreten. Bei plötzlichem Abschalten der Maschinen eines Niederdruck-Kraftwerkes tritt im Oberwasser ein Schwall auf, da die den Turbinen zufließende Wassermenge innert weniger Sekunden abgesperrt wird. Im Unterwasser entsteht das Gegenstück, ein Sunk. Diese Auswirkungen müssen in gewissen Grenzen gehalten werden. Mit was für Mitteln läßt sich ihnen entgegenwirken?

Liegt das Wehr in Krafthausnähe, so können die Wehrschützen einerseits vom Oberwasserspiegel und anderseits vom Leitapparat der Turbine aus beeinflußt werden. Bei langsamer Laständerung hat dann die Oberwasserspiegel-Regulierung das Primat, und bei rascher Änderung, also bei plötzlicher Entlastung, greift die Regulierung vom Leitapparat aus ein. Die sehr raschen Wehrbewegungen führen aber zu einem raschen Verschleiß der Dichtungen.

In Kanal-Kraftwerken leitet man die überschüssige Leistung auf einen Wasserwiderstand, der dauernd in Bereitschaft steht. Er kann mit kaltem Wasser allerdings nur rund 60 % der Leistung aufnehmen. Obwohl während des Erwärmungsvorganges noch etwa 40 % ausgeglichen werden müssen, bleibt der Schwall verhältnismäßig klein, da der Wasserwiderstand bereits in einer Minute das Gleichgewicht zwischen Temperatur und Leistungsaufnahme erreicht.

Das Verlagern der Leistung vom Netz auf den Wasserwiderstand ist nur gegen äußere Störungen wirksam, nicht aber bei Störungen an der Maschine selbst. Es

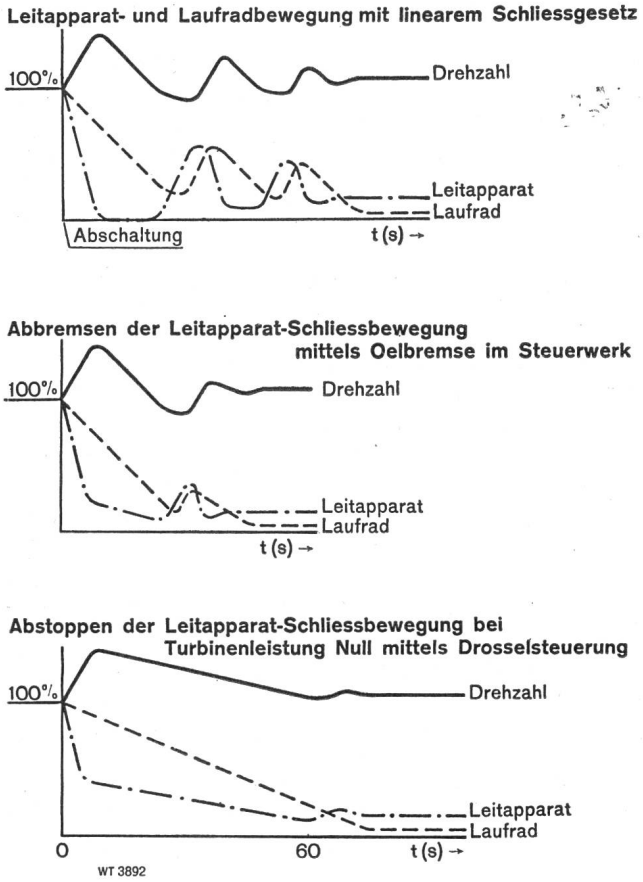


Abb. 21 Die Schwallbildung beim Abschalten einer Kaplanturbine kann durch geeigneten Verlauf des Schließgesetzes wesentlich vermindert werden

wurden deshalb schon wiederholt Studien über Nebenauslässe durchgeführt. Diese Lösungen fanden aus preislichen und betrieblichen Gründen wenig Anklang.

In den letzten Jahren hat sich das Problem mit besonderer Eindringlichkeit an der Donau gestellt, und zwar in Verbindung mit der Schiffahrt. Der Schiffspark ist teilweise überaltert, so daß bei starker Schwallbildung für die Kähne die Gefahr des Berstens besteht. Ferner kann ein starker Sunk bewirken, daß sie auf Grund laufen. Deshalb ist den Turbinenbauern die Frage gestellt worden, ob nicht durch viel langsameres Schließen der Turbinen die Zeit, bis die Wehrschützen geöffnet und dem neuen Leistungszustand angepaßt sind, überbrückt werden könnte. Die Turbinen müßten also während des Schließvorganges einen großen Teil der vorherigen Betriebswassermenge durchlassen. Die Vernichtung dieser Energie hätte in der Turbine und im Saugrohr zu erfolgen. Hiefür brachte der Turbinenkonstrukteur aus verständlichen Gründen wenig Begeisterung auf. Es war aber gegeben, der Sache jedenfalls näherzutreten und in Anlagen, die sich hiefür eigneten, entsprechende Versuche durchzuführen.

Gewisse Vorarbeiten und Erfahrungen, die bei der Regulierung von Kaplanturbinen gewonnen worden waren und die Vermeidung von Pendelungen zum Ziele hatten, führten in rascher Folge dazu, eine geeignete Lösung zu finden. Abb. 21 stellt drei Entwicklungsphasen dar. Aus dem obersten Diagramm ist die früheste Regulierart ersichtlich. Leitrad- und Laufrad bewegen sich nach linearem Schließgesetz. Das Laufrad folgt dem Leitrad nach, damit ein Hochheben des drehenden Teiles sicher vermieden wird. Durch das Zusammenspiel der Änderung von Turbinenöffnung und Drehzahl, und damit auch der Wassermenge, entstehen Schwingungen, die erst nach einiger Zeit zur Ruhe kommen. Das Abbremsen der Leitapparat-Schließbewegung durch eine Ölbremse im Steuerwerk (mittlere Kurve) ließ den schwingungslosen Zustand in kürzerer Zeit erreichen. Das unterste Diagramm geht noch einen Schritt weiter. Die lineare Schließbewegung des Leitrades wird bei etwa halber Öffnung unterbrochen. Der Drehzahlanstieg führt zu Wirbelungen in der Turbine, die schon bei der genannten Leitradöffnung die Leistungsabgabe an den Generator auf null herabsetzen. Hierauf wird das Schließen des Leitapparates ganz langsam fortgesetzt. Gleichzeitig führt das Laufrad eine langsame lineare Schließbewegung aus. Es zeigt sich, daß diese Art der Regulierung weitgehend schwingungsfrei erfolgt.

Die Wassermenge, deren Verlauf wegen der Sunk- und Schwallbildung besonders interessiert, nimmt nicht entsprechend der Leitapparatöffnung ab, also zunächst verhältnismäßig rasch, sondern dank der Überdrehzahl ist die durchfließende Wassermenge größer, als der Leitapparatöffnung bei Normaldrehzahl entspricht.

Die Versuche in den Anlagen zeigten, daß die Turbine viel ruhiger schließt als mit der bisherigen Steuerungsart. Den Befürchtungen wegen eventueller Vibrationen im Saugrohr wird am besten Rechnung getragen durch gutes Hinterbetonieren von Laufradmantel und Saugrohrpanzerung. In den meisten Fällen wird es möglich sein bei der genannten Steuerungsart die Saugrohrbelüftungsventile wegzulassen. Es gelang also auch hier, ein altes Problem seiner Lösung zuzuführen.

Manche aktuelle Frage aus dem hydraulischen Sektor, über den konstruktiven Aufbau der Turbinen und über die Drehzahlregulierung konnte in diesen Ausführungen leider nicht berücksichtigt werden. Die behandelten Beispiele zeigen jedoch bereits, daß die Entwicklung der Wasserturbinen noch lange nicht zum Stillstand gekommen ist, sondern daß immer wieder neue Aufgaben die Konstrukteure in Spannung halten werden.

Literaturhinweise

[1] *A. Winiger:* Über den heutigen Stand der Erzeugung von Kernenergie und ihre Bedeutung für die Energieversorgung der nächsten Jahre. («Energie-Konsument» Nr. 10 v. 15. 10. 55, Seite 311.)

[2] *G. H. Voaden:* Index Testing of Hydraulic Turbines. Vortrag, gehalten zur Jahresversammlung der American Society of Mechanical Engineers vom 26. 11. bis 1. 12. 1950 in New York. («ASME», Juli 1951.)

[3] *G. Schloffer:* Wasserleistungsmessungen in Niederdruckwerken. (ÖZE, Heft 4, 1953, Seite 146; enthält weitere Literaturhinweise.)

[4] *G. Willm et P. Campmas:* Mesure du rendement des turbines hydrauliques par la méthode thermométrique Poirson. («La Houille Blanche», Juli/August und September/Oktober 1954, Seite 449 und 590; enthält weitere Literaturhinweise.)

[5] *W. Stauffer und Dr. A. Keller:* Prüfung und Kontrolle von Werkstoffen und geschweißten Objekten für Wasserkraftanlagen. («International Institute of Welding», Annual Meeting 1955.)