Zeitschrift: Bulletin des Schweizerischen Elektrotechnischen Vereins

Herausgeber: Schweizerischer Elektrotechnischer Verein ; Verband Schweizerischer Elektrizitätswerke

Band: 42 (1951)

Heft: 4

Artikel: Forschung und Entwicklung im Wasserturbinen- und Speicherpumpenbau

Autor: Gerber, H.

DOI: https://doi.org/10.5169/seals-1060979

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: 08.08.2025

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

Forschung und Entwicklung im Wasserturbinen- und Speicherpumpenbau

Von Prof. *H. Gerber*, Zürich

Einführungsvorlesung, gehalten an der Eidgenössischen Technischen Hochschule am 9. Dezember 1950 [1])

621.24 : 621.67

Der Autor gibt nach einem kurzen historischen Rückblick eine eingehende Darstellung des gegenwärtigen Standes des Wasserturbinenbaues und befasst sich ausführlich sowohl mit den bereits gelösten, als auch den künftigen Aufgaben der systematischen Forschung auf diesem Gebiet.

Après un bref historique, l'auteur expose d'une façon détaillée l'état actuel de la construction des turbines hydrauliques, ainsi que les problèmes qui ont été résolus ou devront l'être par des recherches systématiques dans ce domaine.

Einleitung und Rückblick

Wenn man sich zur Aufgabe stellt, den heutigen Stand der Forschung und die Entwicklungsrichtung im Wasserkraftmaschinen- und Speicherpumpenbau darzulegen, so ist ein kurzer Rückblick auf die rund 120 Jahre Turbinenbau der beste Ausgangspunkt.

Die heute noch verwendeten Grundgesetze von *Euler* und *Bernoulli* sind weitere 100 Jahre älter. 200jährig ist auch das *Segner*sche Reaktionsrad. Aber trotz der Vorarbeit dieser und anderer Forscher gedieh der Wasserkraftmaschinenbau noch mehrere Jahrzehnte nicht über die handwerksmässige Herstellung von Wasserrädern hinaus; ihr Bau stützte sich auf die praktischen Erfahrungen der Zimmerleute, und später, beim Übergang zu eisernen Konstruktionen, auf diejenigen der Schlosser und Mühlenbauer. Kurz vor der Aufnahme einer mehr fabrikmässigen Herstellung um 1825 herum tauchte im Zusammenhang mit den Arbeiten von *Burdin* und *Fourneyron* zum erstenmal der Ausdruck «Turbine» auf, mit dem heute allgemein die üblichen Wasserkraftmaschinen bezeichnet werden.

Die eben einsetzende Industrialisierung auf allen Gebieten der Handwerkskunst förderte die Entwicklung der dringend notwendigen Antriebmaschinen in hohem Masse. Zahlreiche Erfinder, Forscher und Konstrukteure, häufig alle in einer Person, beschäftigten sich mit dem Bau von Wasserturbinen aller Art. Grundsätzlich konnten sie damals, wie heute noch, in Überdruck- und Gleichdruckturbinen, oder gleichbedeutend, in Reaktions- und Aktionsturbinen unterteilt werden.

In Europa waren es *Fourneyron* und *Poncelet*, später *Jonval*, *Henschel* und *Girard*, die viel verwendete Typen bauten. Spezialarten tauchten auf, z. B. die Schwammkrug- und die Grenzturbinen von *Hänel*, *Knop* und anderen. Ordnung und Übersicht brachte in alle diese Konstruktionen *Reddenbacher* in Karlsruhe mit seinem 1844 erschienenen Buch «Theorie und Bau der Turbinen und Ventilatoren». In Amerika war man aber auch nicht müssig. *Boyden* verbesserte die Fourneyronturbine durch Anbringen des ersten Diffusors, und *Howd* erfand kurz vorher die vollbeaufschlagte zentripetale Überdruckturbine. Beschrieben wurden diese Versuche alle von *Francis*, der die Howdturbine verbesserte und unter dessen Namen sie heute noch ihren Platz ausfüllt; die axiale Umlenkung innerhalb der Schaufeln aber stammt von *Swain*. Parallel dazu ging die Entwicklung der Löffelräder. *Pelton* verringerte die Stossverluste durch Anbringen der Mittelschneiden, und die heutige Becherform schufen *Abner-Doble* mit dem Strahlausschnitt am Radumfang. Von ihnen stammt auch die Einlaufdüse mit Nadelregulierung, während in Europa noch längere Zeit Zungeneinläufe und Schwenkdüsen zur Anwendung kamen. Nicht vergessen sei der *Fink*sche Leitapparat mit drehbaren Schaufeln.

In der Zwischenzeit, gegen Ende des letzten Jahrhunderts, hatte die Erfindung der Übertragung von elektrischer Energie über grosse Distanzen die Möglichkeiten der Wasserkraftnutzung erweitert, indem Erzeugung und Verbrauch örtlich unabhängig voneinander wurden. Die Einheitsleistung der Turbinen nahm sprunghaft zu. Die Ausnützung ganzer Flüsse wurde üblich, wobei die Wassermengen zu-, die Gefälle aber abnahmen. Die Drehzahlen der Turbinen sanken, während die Generatorenkonstrukteure höhere Drehzahlen anstrebten. Die Steigerung der spezifischen Drehzahlen der Turbinen wurde immer wichtiger, so dass die Erfindung der *Kaplan*turbine einem dringenden Bedürfnis entgegenkam. Den Weg hatten andere Schnelläufertypen, wie die *X*- oder *Dubs*-Turbine, die Schrauben- und *Lawacek*turbine bereitet. Kaplan brachte aber auch die Verstellung der Laufradschaufeln, wodurch die wirtschaftliche Ausnützung der Niederdruck-Flusskraftwerke mit variabler Wasserführung ermöglicht wird.

So beherrschen heute drei Turbinentypen ausschliesslich das Feld: die *Freistrahlturbine* für hohe Gefälle und kleine Wassermengen, mit dem Höchstgefälle von 1750 m im Dixence-Kraftwerk, die *Francisturbine* für mittlere Gefälle und Wassermengen; gegenwärtig werden Anstrengungen gemacht, den Anwendungsbereich über 400 m hinaus auszudehnen, wobei aber aus konstruktiven Gründen mindestens 20 000...30 000pferdige Einheiten vorzusehen sind, und schliesslich die *Kaplanturbine* für grosse Wassermengen. Während Kaplan selbst an die Anwendung unter Gefällen von höchstens etwa 5 m dachte, sind Turbinen unter 50 m in Betrieb, und die Studien und Projekte schliessen heute auch die Stufe von 60...80 m ein.

Diese kurz skizzierte Entwicklung stützte sich zuerst, wie bereits erwähnt, ausschliesslich auf die praktische Erfahrung, welche später durch die mathematische Erfassung der Vorgänge ergänzt wurde. Bald aber erkannte man den Wert und die Notwendigkeit von systematischen Versuchen, die in Europa wie in Amerika immer intensiver betrieben wurden. Waren es vorerst einzelne Forscher

[1]) vgl. *Dubs, R.*: Die hydraulische Energie und die Entwicklung der hydraulischen Maschinen. Bull. SEV Bd. 41 (1950), Nr. 6, S. 205...211.

oder Hochschulen, die geeignete Laboratorien einrichteten, so wird heute ein grosser Teil der Forschungsarbeit in den Versuchslokalen der Turbinenbaufirmen geleistet, denn die damit verbundenen Kosten sind nur im Zusammenhang mit grossen Lieferaufträgen tragbar.

Der heutige Stand von Forschung und Entwicklung

Die Forschung für Wasserkraftmaschinen erstreckt sich über vier Hauptgebiete:

1. Hydraulische Versuche,
2. Materialfragen,
3. Festigkeitsprobleme,
4. Regulierung.

Für das erste Gebiet muss auf einen besonderen Umstand hingewiesen werden, welcher die Versuchstätigkeit an Wasserturbinen von derjenigen an andern Arten des Maschinenbaues unterscheidet. Einen Dieselmotor z. B. kann man im Prüffeld aufstellen und durchmessen. Auch eine Dampfturbine kann mit der Kesselanlage der Fabrik zum mindesten im Leerlauf betrieben werden. Bei elektrischen Generatoren können in verhältnismässig einfacher Weise die Verluste im Leerlauf, im Kurzschluss usw. gemessen werden. All das ist bei den Wasserkraftmaschinen nur in den seltensten Fällen, d. h. nur bei kleinen, technisch meist nicht besonders interessanten Objekten möglich, seien es nun Turbinen oder Pumpen. So war man denn gezwungen, eine besondere Versuchstechnik zu entwickeln, und zwar die der Modellturbinen und -Pumpen. Dies setzt voraus, dass die Umrechnungsgesetze bekannt sind, was heute in Bezug auf die Dimensionierung, d. h. Drehzahl, Wassermenge und Leistung, der Fall ist.

Die hydraulischen Versuche

lassen sich wieder in drei Arten aufteilen:

a) *Aufnahme der allgemeinen Charakteristik* der Maschinen hinsichtlich Drehzahl, Wasserdurchlass, Leistung, Drehmoment, Achsialschub usw. Dabei bildet der Wirkungsgrad insofern ein besonderes Kapitel, als die Modellversuche fast stets bei Reynoldschen Zahlen durchgeführt werden müssen, die erheblich unter denjenigen der Ausführung liegen. Von verschiedenen Forschern, wie *Stauffer, Moody, Ackeret* und *Gregorig* sind deshalb verschiedene sog. Aufwertungsformeln aufgestellt worden, die teilweise auf theoretischen Überlegungen basieren, teilweise auf dem Vergleich von Modell- und Abnahmeversuchen. Um in diesem Punkt weiter zu kommen, müssen die Versuchsbedingungen für Messungen an geeigneten grossen Einheiten geschaffen und auf einheitliche Basis gestellt werden. Einen Schritt in dieser Beziehung bilden die Messnormen, von welchen ich die neuesten und vollständigsten, diejenigen des Schweizerischen Elektrotechnischen Vereins erwähnen möchte. Auf diesem Gebiet der hydraulischen Versuche haben in der letzten Zeit sowohl die Methoden, als auch die Ziele eine gewisse Änderung erfahren. Bis vor etwa 20 Jahren wurden alle Versuche ausnahmslos mit Wasser als Medium vorgenommen und zwar meist an ganzen, mehr oder weniger modellähnlichen Versuchsturbinen. Die Hauptsache war das Laufrad; als Saugrohre fanden gerade konische Blechrohre und verhältnismässig einfach geformte Krümmer Verwendung. Beeinflusst von der Forschungstätigkeit auf aerodynamischem Gebiet ging man immer mehr zu Detailuntersuchungen über, so dass Grundlagenforschung und Messung ganzer Turbinen parallel zueinander verliefen. Schliesslich wurde auch die Luft als Versuchsmedium übernommen. Das Ergebnis war in jeder Beziehung befriedigend; viele Messungen konnten schneller, einfacher und mit weniger Kosten durchgeführt werden. Die Resultate stimmten sowohl qualitativ, als auch quantitativ miteinander überein. Heute bestehen vollständige Luft-Versuchsturbinen, welche es gestatten, neben den Charakteristiken auch den Druckverlauf längs der rotierenden Laufschaufeln zu bestimmen; damit ist auch der Zusammenhang mit den eigentlichen Kavitationsversuchen gewahrt.

In Bezug auf die Zielsetzung kann festgestellt werden, dass die Verbesserung des Wirkungsgrades nicht mehr so ausgesprochen im Vordergrund steht. Tatsächlich erreichen die Turbinen heute Wirkungsgrade, die wohl nur noch mit erheblichem Aufwand um 1...2 % gesteigert werden können. Für normale Verhältnisse und grössere Einheiten werden bei Freistrahlturbinen heute Werte von 90....91 %, bei Francis- und Kaplanturbinen solche von 92...93 % erreicht. Wenn man berücksichtigt, dass die Flüssigkeitsreibung nicht restlos eliminiert werden kann, dass eine gewisse Verlusthöhe zum Wegführen des Wassers notwendig ist, und dass die Lagerung mechanische Verluste verursacht, ist es klar, dass beispielsweise bei Kaplanturbinen die Radwirkungsgrade heute schon 96...97 % erreichen; die Saugrohr-Wirkungsgrade liegen auch um 90 % herum, einem sehr hohen Wert für verzögerte Strömungen.

Das Streben geht heute deshalb dahin, bei gleichen Wirkungsgraden die Formen zu vereinfachen und die Dimensionen zu verringern, alles in Richtung einer Kostensenkung. Der Erfolg wirkt sich vor allem bei den grossen Niederdruckanlagen aus, und zwar in erster Linie auf den baulichen Teil, die Betonspirale und den Saugkrümmer. Die für eine gute Wasserführung benötigte Spiralenbreite bestimmt neben der Pfeilerdicke die Achsdistanz der Gruppen und damit die Maschinenhauslänge. In engen Tälern kann dies für die Abführung der Hochwasser von wesentlicher Bedeutung sein.

Als Vorstoss in Richtung eines Platzgewinnes wurden die Pfeilerkraftwerke entwickelt, wie etwa Lavamünd an der Drau. Bei einem kürzlichen Besuch zeigte sich jedoch, dass die Betriebführung infolge der örtlichen Trennung der Gruppen erschwert ist, und dass über die Wirkungsgrade auch keine befriedigende Antwort zu erhalten war.

Eine weitere bauseitige Forderung ist die gerade Trennfuge zwischen den Gruppen. Neuere Spiralversuche zeigen jedoch, dass die Desaxierung zwischen Turbinenmitte und Spiralenmitte eher verstärkt werden sollte. Um trotzdem gerade Trenn-

fugen zu erhalten, wurden im Aarekraftwerk Wildegg-Brugg die zwei Gruppen spiegelbildlich zueinander angeordnet.

Für den Bau besonders heikel sind die Saugkrümmer. Um die Tiefe zu verringern, wurden bis vor kurzem horizontale Umlenkwände vorgesehen, die jedoch eine ausserordentlich starke Armierung benötigten und daher kompliziert und teuer waren. Heute verfügt man über Formen ohne solche Umlenkwände, wobei jedoch bestimmte Minimalwerte von Saugrohrtiefe und Breite einzuhalten sind. Die oft vorhandenen vertikalen Stützwände in Spirale und Saugrohr sind eine Konzession an den Bau. Der Turbinenkonstrukteur muss aber verlangen, dass sie nicht zu nahe an den Stützschaufelkreis und die Turbinenaxe herangeführt werden, da sonst Störungen in der Wasserführung entstehen können. An die Oberfläche des Betons sind die folgenden Bedingungen zu stellen: Sie muss glatt, stetig und luftdicht sein. Früher wurde dies mit einem Zement-Glattstrich erreicht; heute wird die Holzverschalung gehobelt und geölt, der Beton vibriert und nach dem Ausschalen wenn nötig geschliffen.

Der obere Teil der Saugrohre wird häufig gepanzert, und zwar, bis eine mittlere Geschwindigkeit von 5...6 m/s unterschritten ist; hier sind einzelne Baufirmen der Meinung, dass man auf 8...9 m/s gehen könnte.

Wie schon erwähnt, liegen die reinen Laufradwirkungsgrade sehr hoch. Eine Verbesserung des Gesamtwirkungsgrades von Kaplanturbinen ist noch möglich, wenn im Rahmen des Wirtschaftlichen die Saugrohrlängen und Tiefen vergrössert werden, vor allem bei grossen spezifischen Schnelläufigkeiten. Weiter ist zu beachten, dass die Saugrohrsohle nicht zu stark ansteigt, vor allem auch nicht ausserhalb des Saugrohres, und dass genügend Überdeckung vorhanden ist.

Bei den Freistrahlturbinen konzentriert sich das Interesse auf die Ausbildung der Gehäuse sowie die Einläufe und deren Zwischenwinkel bei mehrdüsigen Maschinen. Gegenwärtig werden in Italien die geraden Einläufe propagiert; die Idee ist nicht neu, und zweifellos kann der Zweck, nämlich ein sauberer Strahl, auch mit den normalen Einläufen erreicht werden, ohne dass die Nachteile der vom Wasser umschlossenen Regulierteile in Kauf genommen werden müssen.

In Bezug auf *Schnelläufigkeit* ist man bei den Freistrahlturbinen vor 20...25 Jahren unzweifelhaft etwas zu weit gegangen, und man hat deshalb richtigerweise die Gefällsgrenze für bestimmte Strahlverhältnisse etwas herabgesetzt. Für grosse Einheiten lohnt es sich überhaupt, Strahlverhältnisse unter 10 zu vermeiden, da die besten Wirkungsgrade etwa zwischen 11 und 14 liegen. Durch die Vergrösserung des Strahlverhältnisses wird gleichzeitig auch die Korrosionssicherheit der Laufräder erhöht. So wie mit den Bauingenieuren muss sich der Turbinenbauer auch mit den Elektrikern ins Einvernehmen setzen. Für Niederdruckanlagen geht das Streben nach höheren Drehzahlen weiter. Dagegen ist bei grossen Francisturbinenanlagen interessanterweise schon gelegentlich die für die Turbine als zulässig erachtete Drehzahl vom Generatorlieferanten herabgesetzt worden mit der Begründung, dass sonst mit Rücksicht auf die Durchgangsdrehzahl für den Rotor eine Turbokonstruktion gewählt werden müsste. Die amerikanischen Generatorlieferanten sind in diesem Punkt noch erheblich zurückhaltender als die europäischen.

Die Frage der Durchgangsdrehzahl steht von Zeit zu Zeit lebhaft zur Diskussion. Es liegt in der Natur der Dinge, dass mit steigender Schnelläufigkeit das Verhältnis von Durchgangsdrehzahl zu Nenndrehzahl immer ungünstiger wird. Der altbekannte Wert von 1,8 ist längst überholt und gilt nur noch für Pelton- und Francis-Langsamläufer. Für Kaplanturbinen steht man heute bei 2,5...3, vor allem bei Anlagen mit stark variabeln Gefällen. Einen Extremfall bilden meines Wissens die Turbinen von Assuan: Bei einem Gefällsbereich von 7...31 m beträgt die Durchgangsdrehzahl je nach Konstrukteur das 3,2...3,45fache der Nenndrehzahl. Gegen diese hohe Drehzahl gibt es nur ein sicheres Mittel, das Schäden zu verhüten erlaubt: Der Rotor muss dafür gebaut sein und sollte überdies einem Schleuderversuch unterworfen werden. Alle vorgeschlagenen Abhilfemittel, wie Sicherheitsregler, Bremsflügel usw., sind genau so zuverlässig wie der Regulator selbst, dessen allfälliges Versagen man damit unschädlich machen möchte.

In Hochdruckanlagen besteht immer noch die Möglichkeit, das Turbinen-Absperrorgan so zu dimensionieren, dass es auch beim Durchgehen schliesst. In den Flusskraftwerken sind meistens nicht einmal mehr Schützen vorhanden, sondern nur Dammbalken, deren Einsetzen stundenlange Arbeit erfordert. Hier ist die sogenannte *Notregulierung* auf die Laufradschaufeln am Platz.

b) Die Kavitation. Das zweite Gebiet von hydraulischen Versuchen betrifft die Kavitation; mit diesen Versuchen wird für die verschiedenen Typen von Überdruckturbinen die Grenze ihrer Anwendungsmöglichkeit bestimmt. Für die Festlegung der Einbauhöhe muss dabei klar unterschieden werden zwischen der kritischen Grenze bezüglich Wirkungsgradabfall und der lange vorher einsetzenden, meist lokalen Kavitation, die bereits zur Materialzerstörung führen kann.

Die Kavitationsverhältnisse werden üblicherweise durch den von *Thoma* eingeführten, dimensionslosen Kavitationskoeffizienten $\sigma = \frac{B - H_s}{H}$ ausgedrückt. Neuere Untersuchungen haben jedoch gezeigt, dass er für den gleichen Typ nicht unbeschränkt auf einen weiten Gefällsbereich übertragen werden kann. Der σ-Wert verschiebt sich vor allem bei Kaplanturbinen ganz erheblich, je nachdem der Unterdruck an den Laufradschaufeln statisch, d. h. mit Sauggefälle, oder dynamisch, d. h. mit hohen Geschwindigkeiten und respektive hohen Gefällen, erzeugt wird. So ist man heute gezwungen, besondere Kavitationsstände zu bauen, so dass die Modelle von Schnelläuferturbinen unter den tatsächlichen Gefällen untersucht werden können.

Da aus Gründen der Herstellungsgenauigkeit der Modellschaufeln die Grösse der Modellturbine einen gewissen Wert nicht unterschreiten darf, ergeben sich für diese Versuchsstände ganz respektable Bremsleistungen, und die Pumpengruppen der meist im Kreislauf arbeitenden Versuchsanlagen weisen Leistungen bis zu 75 kW (100 PS) auf. Die Tendenz, die eigentlichen Wirkungsgradversuche mit den Kavitationsversuchen zu kombinieren, ist deshalb verständlich, kann aber aus verschiedenen Gründen nicht jederzeit durchgeführt werden.

Die Kavitationsversuche an vollständigen Modellturbinen liefern uns also für einen bestimmten Laufradtyp die Unterlagen in Bezug auf zulässige Schluckfähigkeit bei verschiedenen Gefällen und Saughöhen, oder umgekehrt, die Einbauhöhen zu den verlangten Wassermengen. Wie bereits erwähnt, kommt dabei für die Kavitationskoeffizienten ein weiterer Parameter hinein, nämlich das Gefälle selbst, das sich bei schnellaufenden 3-, 4- und 5schaufligen Kaplanturbinen besonders stark bemerkbar macht. Bei Kaplanturbinen für über 30 m, d. h. für die sechsschaufligen und insbesondere achtschaufligen Typen zeigte sich dagegen, dass nicht das Gefälle, sondern die spezifische Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades als Parameter einzuführen ist. Die Erklärung liegt wohl in der Tatsache, dass bei diesen Hochdruck-Kaplanlaufrädern bereits eine solche Überdeckung der Schaufeln vorhanden ist, dass eigentliche Kanäle entstehen. Abgesehen von der unvermeidlichen Spaltkavitation aussen und der Lokalkavitation beim Umströmen der saugseitigen Schaufelwurzel beginnt bei diesen Typen meist die Ablösung nicht im hinteren Teil der Schaufelfläche, sondern an der Eintrittskante. Durch stärker gekrümmte Profile könnte diese Erscheinung behoben werden; da aber durch diese Massnahme die günstigste Drehzahl des Laufrades bei sonst gleichen Verhältnissen gesenkt wird, ist sie leider meistens nicht zulässig. Es bleibt deshalb nichts anderes übrig, als sich, wie wir später sehen werden, gegen die Auswirkungen dieser örtlichen Kavitation durch geeignete Materialwahl zu schützen. Die Untersuchung eines bestimmten Laufrades auf Kavitation geht üblicherweise so vor sich, dass man zuerst für bestimmte Laufradstellungen und spezifische Umfanggeschwindigkeiten durch eine orientierende Messung die für den besten Wirkungsgrad notwendigen Leitapparatöffnungen bestimmt. Für diese Punkte der Kaplan-Hüllkurve wird dann bei unveränderter Einstellung von Leitapparat und Laufrad und für konstante Drehzahl der Verlauf der hydraulischen Grössen in Funktion des Kavitationskoeffizienten aufgenommen. Parallel dazu geht die Beobachtung der meist in Glasgehäusen eingebauten Laufräder bei stroboskopischer Beleuchtung, wobei die wesentlichen Stadien der Kavitationsentwicklung mit Skizzen oder Photographien festgehalten werden. Diese Versuchsreihen müssen vor allem für Turbinentypen unter 20 m für verschiedene mittlere Gefälle durchgeführt werden.

Eine ähnliche Technik hat sich entwickelt für die Beobachtung der Strömung in den Bechern der Freistrahlturbinen. Für die Dimensionierung und Formgebung der Becher ist man fast ausschliesslich auf diese Beobachtungen, auf die Wirkungsgradmessungen und auf die Kontrolle des Verhaltens der Becher in den Anlagen angewiesen. Die kritischen Stellen an den Bechern sind im allgemeinen die Ausschnitte für den Strahl und der Rücken hinter der Spitze der Mittelschneide. Man machte die Erfahrung, dass die Bedingungen für Sicherheit gegen Rückenschlag und damit gegen Korrosion durch Tropfenschlag denjenigen für guten Wirkungsgrad zum Teil entgegengesetzt sind. Diese Feststellung gilt besonders für Laufräder hoher Schnelläufigkeit, d.h. für kleine Strahlverhältnisse, wenn sie für zu hohe Gefälle angewendet werden. Man war einige Zeit der Ansicht, dass nur durch hochwertiges Material eine Verbesserung zu erzielen sei. Die Notwendigkeiten der Kriegswirtschaft haben jedoch bewiesen, dass es möglich ist, bei vernünftiger Wahl des Strahlverhältnisses Becherformen zu finden, die sich auch unter 1000 m Gefälle sowohl in Bezug auf Wirkungsgrad wie in Bezug auf Korrosionssicherheit bewähren, auch wenn nur ein leicht legierter Manganstahlguss zur Anwendung kommt. Selbstverständlich wird die Sicherheit erhöht, wenn nicht rostender Stahlguss von geeigneter Qualität zur Verfügung steht.

c) Die Einwirkung der hydraulischen Kräfte auf die Regulierorgane. Neben diesen zwei besprochenen Gebieten für hydraulische Versuche existiert jedoch ein drittes, das überraschenderweise bis heute nur ein verhältnismässig geringes Interesse gefunden hat. Es betrifft die auf die Regulierorgane wirkenden hydraulischen Kräfte.

Überblickt man die vorhandenen Publikationen aller Art, so muss man feststellen, dass über die Berechnung von Laufrädern und die allgemeine Konstruktion der Turbine wie über das Gebiet der Kavitation, an theoretischen Überlegungen, Berechnungen und Versuchen eine grosse Vielfalt herrscht. Dieses dritte Gebiet jedoch ist ausserordentlich spärlich vertreten. In seiner Dissertationsarbeit hat *Strickler* den Druckverlauf längs der Leitschaufeln von Überdruckturbinen behandelt und aus diesen Messungen versucht, auf das Drehmoment und damit auf die Regulierarbeit zu schliessen. Er konnte sich dabei nur auf die Ausführungen beziehen, die im Buch von *Thomann* enthalten sind, der versuchte, die praktischen Erfahrungen und Messergebnisse an Voithturbinen in verhältnismässig einfache Formeln zu kleiden. Seither ist über dieses Gebiet erstaunlich wenig erschienen, und es ist bezeichnend, dass im neuesten Werk über Regulatoren, besonders für Wasserturbinen, welches von *Fabritz* verfasst wurde, diese ganze Frage in einer Fussnote erledigt wird.

Es ist zuzugeben, dass dieses Problem ausserordentlich vielfältig ist, und dass sich die Regulierarbeit einer bestimmten Turbine nicht nur aus dem hydraulischen Anteil zusammensetzt, sondern auch aus einem Anteil für die Überwindung der me-

chanischen Reibungen und allfälliger Klemmungen und einem weiteren für die Massenbeschleunigung der bewegten Teile. Die Erfahrung zeigt, dass je nach der Anordnung des Gestänges, der Exaktheit der Fabrikation und der Montage und der Schmierverhältnisse der Reibungsanteil gelegentlich wider jedes Erwarten zum ausschlaggebenden Teil werden kann. Um in dieser Beziehung sicher zu gehen, müssen deshalb zu den mehr oder weniger bekannten hydraulischen Kräften erhebliche *Zuschläge* gemacht werden zur Dimensionierung der Regulatoren und vor allem deren Servomotoren. Dabei ist nicht zu vergessen, dass die Regulatorengrösse sehr häufig für ein bestimmtes Projekt festgelegt werden muss, welches erst im Maßstab 1 : 100 oder noch kleiner vorliegt. Eine Nachrechnung in Bezug auf Reibungsarbeit ist in diesem Augenblick deshalb noch nicht möglich. Auch die Massenwirkung kann nur summarisch berücksichtigt werden. Alle bisher bekannten Formeln für die Berechnung der Regulierarbeit basieren deshalb auf Grössen, die bei der Projektierung *bereits* bekannt sind, z. B. der Wassermenge und dem Gefälle, des Leitapparatdurchmessers und der Breite der Leitschaufeln.

Es ist jedoch nicht zu übersehen, dass durch eine wesentliche Herabsetzung der hydraulischen Kräfte auf die Regulierorgane auch die Reibung zurückgehen muss und dass ferner das Gestänge, der Regulierring und die Servomotoren leichter gehalten werden können, wodurch ebenfalls die Grösse der zu beschleunigenden Massen abnimmt. In Bezug auf den Reibungsanteil ist noch zu sagen, dass man mit Rücksicht auf die Präzision der Regulierung heute allgemein die Tendenz verfolgt, gewöhnliche Zapfen durch Wälzlager zu ersetzen, und auch die Regulierringe von grossen Niederdruckturbinen werden seit längerer Zeit auf Kugeln, Walzen oder Rollen gelagert.

Jede Reduktion der Regulierarbeit bringt aber noch andere Vorteile, weil unter Umständen ein einfacherer und betriebssicherer Regulatorentyp gewählt werden kann. Beim Aufbau des Reguliersystems wird darauf geachtet, unter allen Umständen jederzeit mit Sicherheit eine Verstellkraft zur Verfügung zu haben, welche bei Gefahr imstande ist, die Turbine zu schliessen. Bei Maschinen über etwa 50 m ist dies ohne weiteres erreichbar, wenn der Wasserdruck vor der Turbine zur Betätigung des Schliesskolbens verwendet wird. Je nach der Wasserqualität weisen aber solche Wasserschliesszylinder derartige betriebliche Nachteile auf, dass sie wenn irgendmöglich vermieden werden. Eine Möglichkeit besteht in der Anwendung von Schliessfedern, die jedoch nur für rund 2000 kg zur Verfügung stehen. Damit lässt sich ein Regulator bauen, der etwa 150...200 kgm Arbeitsvermögen aufweist.

Abgesehen von kleinen Anlagen kommen solche Regulatoren mit Federschluss hauptsächlich zur Anwendung für die Ablenker von Freistrahlturbinen, und es ist durch systematische Versuche gelungen, die Form der Ablenker so zu verbessern, dass heute für die Ablenkerregulierung einer Turbine von etwa 7500 kW (10 000 PS) ein solcher Regulator mit Schliessfeder von 150 kgm genügt.

Die hydraulischen Kräfte auf die Nadeln sind durch die Dimensionen der Einlaufdüse und der Nadelstange gegeben. Der Ausgleichkolben lässt höchstens eine Parallelverschiebung des Verlaufes dieser hydraulischen Kräfte zu. Durch Einbau einer Schliessfeder kann die hydraulische Öffnungskraft ganz oder teilweise kompensiert werden, so dass für die Verstellung nur noch die Überwindung der Reibung in beiden Richtungen notwendig wird. Auch diese Lösung wird begrenzt durch die maximal zur Verfügung stehenden Federkräfte.

Ähnliche Überlegungen gelten auch für die Leitapparate der Überdruckturbinen. Das für die Dimensionierung des Regulators meist ausschlaggebende Drehmoment bei geschlossenem Leitapparat kann durch geeignete Anordnung von Hebeln und Gestänge erheblich herabgesetzt werden, so dass die Verstellkraft zum Öffnen und Schliessen ungefähr gleich wird. Damit ist schon dargelegt, dass bei den üblichen Francisturbinen-Leitapparaten die Kraftrichtung wechselt. Je höher die spezifische Schnelläufigkeit, um so grösser wird der Verdrehwinkel der Leitschaufel; bei der modernen Niederdruck-Kaplanturbine beträgt er bis zu 75 Grad. Um einen Ausgleich der hydraulischen Kräfte in beiden Richtungen zu erzielen, muss nun das Gestänge so angeordnet werden, dass sich bei diesen Typen sogar ein zweimaliger Wechsel in der Richtung der hydraulischen Kräfte ergibt. Die Leitschaufeln dieser Leitapparate haben folglich zwei sogenannte Schwimmpunkte oder Fahnenstellungen, in welche sie sich bei Wegfall der Regulierkraft oder bei Bruch eines Gliedes begeben. Die kleinere der Schwimmstellungen liegt übrigens meistens in der Nähe der Leerlauföffnung, so dass in diesem Gebiet keine besondere Gefahr besteht.

Eine spezielle Behandlung verlangt die Frage der Regulierarbeit der Laufschaufeln bei Kaplanturbinen. Bei ähnlicher Anordnung des Gestänges innerhalb der Nabe kann die Verstellkraft in einfacher Weise auf den Axialschub bezogen werden. Der zugehörige Erfahrungskoeffizient ist abhängig von der spezifischen Umfanggeschwindigkeit des Laufrades und meist für jeden Laufradtyp verschieden. Die Reibungsarbeit ist im allgemeinen, verglichen mit den hydraulischen Kräften, gering, da das ganze Gestänge innerhalb der mit Öl gefüllten Nabe liegt. Der Verlauf der Drehmomente kann natürlich auch, wie alle anderen Grössen, am Modell gemessen werden; für die Kaplan-Steuerkurve ergibt sich ein ganz bestimmter Verlauf in Funktion des Laufrad-Drehwinkels. Bei konstanter Drehzahl und konstantem Gefälle sollte es deshalb möglich sein, durch entsprechende Wahl des Drehwinkels innerhalb der Schaufel das hydraulische Drehmoment weitgehend auszugleichen, mindestens so, dass es kleiner wird als die Haftreibung. Dieses Prinzip ist in den Vereinigten Staaten von *Terry* in Form seiner Self-Adjusting-Blades angewendet und vor einigen Jahren stark propagiert worden. Wenn man jedoch bedenkt, dass bei sozusagen allen Niederdruckkraft-

werken das Gefälle verhältnismässig erheblich schwanken kann und dass demzufolge für besten Wirkungsgrad der Steuerzusammenhang zwischen Leitapparat und Laufrad veränderlich sein muss, so ist es zu verstehen, dass es meines Wissens in der letzten Zeit um diese konstruktive Lösung still geworden ist.

In den Niederdruckanlagen, in welchen meistens keine Schützen vorhanden sind, wird überdies, wie bereits erwähnt, das Prinzip der Notregulierung verwendet, indem bei Versagen des auf den Leitapparat wirkenden Regulators dieser umgangen wird, und der Öldruck direkt auf die Schließseite des Laufrad-Servomotorkolbens wirkt. Entsprechende Untersuchungen am Modell und in den Anlagen haben nun gezeigt, dass beim Durchgehen einer Kaplanturbine das Drehmoment auf die Laufschaufeln den ungefähr $2^1/_2$fachen Wert des Drehmomentes bei Nenndrehzahl erreichen kann. Damit die Notregulierung auch bei verspätetem Eingreifen des Sicherheitsreglers zum Funktionieren kommt, muss deshalb für diesen Fall eine $2^1/_2$fache Verstellkraft vorgesehen und das Verstellgestänge entsprechend konstruiert werden. Auf eine Verstellkraft bestimmter Grösse wird deshalb aus Sicherheitsgründen wohl nie verzichtet werden können.

In ähnlicher Weise wie bei anderen Regulierorganen kann bis zu einer gewissen Grenze an Stelle eines doppelt wirkenden Öldruckkolbens auch ein einfach wirkender Kolben mit entsprechend dimensionierter Schliessfeder gewählt werden. Die klassische Anordnung des Laufradservomotors ist die in der Welle zwischen Turbine und Generator. Gelegentlich wird er unmittelbar über die Nabe oder in die Nabe selbst verlegt. Es hat sich jedoch gezeigt, dass in diesem Fall die Anwendung der Notregulierung unmöglich ist, da das entsprechend dimensionierte Gestänge und die zugehörige Verstellkraft nicht untergebracht werden können.

Eine neue Lösung besteht darin, dass man den Servomotor in der Nabe des Generators unterbringt, welche als Servomotorzylinder ausgebildet wird. Da auch die Spurlager immer mehr unterhalb des Generators, d. h. auf dem Turbinendeckel angeordnet werden, ist der Wunsch naheliegend, dass auch die auf dem oberen Ende der Welle angeordneten Öleinführungen verschwinden. Entsprechende Konstruktionen für die Druckölzuführung in der Welle und sogar in Kombination mit den Halslagern liegen bereits vor.

Zur Frage der Anwendung der Notregulierung auf die Laufschaufeln kann noch gesagt werden, dass aus konstruktiven Gründen die Grenze etwa bei 30 m liegen dürfte. Oberhalb dieser Grenze sind schnellschliessende Absperrorgane vorzusehen.

Für die Anordnung der Reguliergestänge setzt sich immer mehr das Prinzip der aufgelösten Bauweise durch. Auf alle Fälle ist auch bei kleineren Turbinen wenn möglich darauf zu achten, dass die auf Torsion beanspruchten Regulierwellen verschwinden und durch ein Gestänge ersetzt werden, das möglichst auf Zug beansprucht ist. Alle diese Massnahmen wirken sich nicht nur in einer Reduktion der Regulierarbeit aus, sondern bilden auch einen Fortschritt in der Qualität der Drehzahlregulierung selbst.

Materialfragen

Das zweite Gebiet, mit welchem sich die Forschung im Wasserkraftmaschinenbau befasst, betrifft die Feststellung der für die verschiedenen Verwendungszwecke geeigneten *Werkstoffe*. Dieses Gebiet ist folglich im ursächlichen Zusammenhang mit demjenigen der Kavitationsforschung.

Für die Untersuchung der Werkstoffe sind verschiedene Methoden entwickelt worden, von welchen heute zur Hauptsache noch zwei verwendet werden. In einer sogenannten Kavitationsdüse werden Plättchen aus dem zu untersuchenden Material eingebaut, und es wird bei im übrigen gleichbleibenden Verhältnissen und Versuchsbedingungen der *Gewichtsverlust* in Funktion der Zeit festgestellt. Die zweite Methode besteht darin, dass man auf eine rotierende Scheibe Zapfen aus dem zu untersuchenden Werkstoff setzt und diese Zapfen einen achsparallel gerichteten *Wasserstrahl* durchschlagen lässt. In diesem Fall wird der Gewichtsverlust auf die Schlagzahl bezogen. Beide Methoden ergeben im grossen und ganzen ein übereinstimmendes Verhalten der Werkstoffe. Es zeigt sich, dass alle diejenigen Werkstoffe ein günstiges Verhalten gegen Kavitationsangriffe aufweisen, die eine möglichst glatte und harte Oberfläche aufweisen. Bei gleichem Material werden polierte Flächen weniger schnell angegriffen als rauhe. Diese Feststellungen, welche in Übereinstimmung stehen mit den praktischen Erfahrungen, erlauben es heute, die richtigen Materialien, besonders für die Laufräder und Laufschaufeln zu wählen.

Für Überdruckturbinen ist der normale nicht legierte Stahlguss nicht besonders widerstandsfähig. Laufräder aus Grauguss, bei welchen die harte Gusshaut noch vorhanden ist, verhalten sich sogar besser. Ihre Anwendung ist jedoch aus Festigkeitsgründen nur in beschränktem Umfange möglich und aus Wirkungsgradgründen infolge der rauhen Oberflächen meist ausgeschlossen.

Ausserordentlich widerstandsfähig gegen reine Kavitationsangriffe ist Bronce und in noch stärkerem Mass rostfreier Stahl mit etwa 12 % Chrom- und 1...2 % Nickelzusatz. Der rostfreie Stahl 18/8 wird nur für besondere Fälle mit stark chemischer Einwirkung verwendet, da er unter gewissen Bedingungen zu Kornzerfall neigt.

Während man früher die Kavitationsangriffe als das Ergebnis chemischer Korrosion zu erklären versuchte, ist man heute auf dem Standpunkt, dass es sich in erster Linie um einen mechanischen Angriff handelt. Aus Filmen mit sehr rascher Bildfolge kann berechnet werden, dass das beobachtete *Zusammenstürzen* der Blasen in Tausendsteln von Sekunden erfolgen muss. Rechnungsmässig sollten dabei Drücke von mehreren hundert kg/cm² auftreten. Leider ist es bis heute nicht gelungen, sie in dieser Grössenordnung zu messen. *De Haller* stellte Drücke von etwa 50 kg/cm² fest, und zwar führte er seine Druckmessungen mit einer Piezo-Quarz-

dose durch. Vermutlich war der von ihm verwendete Kolben von 1,5 mm Durchmesser noch zu gross.

Selbstverständlich werden die Kavitationsangriffe beschleunigt durch den im Wasser vorhandenen Sauerstoff und allfällige andere chemische Beimengungen. Die Ansicht, dass es sich primär um einen mechanischen Angriff handelt, wird unterstützt durch die Tatsache, dass das sonst gegen Korrosionen widerstandsfähige Aluminium und seine Legierungen in Bezug auf Kavitationsfestigkeit verhältnismässig schlechte Eigenschaften aufweisen. Interessant ist ferner auch die Feststellung, dass nach längerer Zeit auch die seitlichen Beobachtungsfenster aus Glas Kavitationskorrosionen von mehreren Millimetern Tiefe aufweisen.

Diese Feststellungen sind um so wertvoller, als in letzter Zeit *Krenn* in verschiedenen Publikationen die Ansicht äusserte, dass die Kavitationsangriffe ursprünglich auf die Wirkung von Thermoströmen zurückzufühen seien. Als Abhilfsmittel will er mit Erfolg entsprechende Gegenspannungen verwendet haben. Es ist aber kaum anzunehmen, dass in nächster Zeit durch diese Ansichten in der Beurteilung der Kavitation als eines mechanischen Phänomens eine Änderung eintreten wird. Dagegen ist eine andere Ansicht vertretbar, wonach beim plötzlichen Auftreten und wieder Zusammenschlagen der Blasen sogenannte Trennspannungen auftreten, die Werte von der Grössenordnung 1000 V erreichen können.

Neben den Kavitationsangriffen sind die vom Wasser bespülten Teile der Turbine auch häufig im besonderen Masse der Erosion durch feste Bestandteile des Wassers ausgesetzt. Berüchtigt ist in dieser Beziehung der Quarzsand rund um das Gotthardmassiv und in gewissen Gegenden des Auslandes. Dagegen hat sich gezeigt, dass auch grosse Sandmengen aus weichem Gestein verhältnismässig geringen Schaden anrichten. Gegen Sandangriffe eignen sich die Bronce und auch der gewöhnliche Stahlguss wenig. Besser ist auch in dieser Beziehung die rauhe, harte Gusshaut des Gusseisens. Die beste Lösung ist in diesem Falle die Verwendung von nicht rostendem Stahl.

Aus diesem Grunde ist es angezeigt, für sehr *hohe* Gefälle und Turbinen grosser Leistung die Laufräder und Becher aus rostfreiem Stahlguss herzustellen. Dasselbe gilt für die Laufschaufeln von Hochdruck-Kaplanturbinen, wobei häufig auch die Festigkeit dieses Baustoffes benötigt wird. In Schweden beispielsweise werden seit Jahren die Laufschaufeln aller Kaplanturbinen aus rostfreiem Material ausgeführt. Da bei uns in der Versorgung mit diesem Material nicht die gleichen Verhältnisse herrschen, müssen andere Lösungen gesucht werden. Sie bestehen darin, dass man die gefährdeten Stellen durch rostfreies Material schützt, sei es durch Auftragschweissung oder durch Plattierung mit rostfreiem Walzmaterial. In beiden Fällen muss dafür Sorge getragen werden, dass durch diese Arbeiten die genaue Form besonders bei Kaplan-Laufschaufeln nicht verändert wird.

Festigkeitsprobleme

Das dritte Gebiet betrifft rein konstruktive Fragen. Von besonderer Wichtigkeit ist die Festigkeit der Spiralen und der dazugehörigen Stützschaufelringe bei Überdruckturbinen. Man ist hier so weit gegangen, grosse genietete Spiralen in einem genauen Modellmaßstab nachzubilden, einschliesslich aller Nieten, und diese Modelle ausgedehnten Druck- und Dehnungsmessungen zu unterwerfen. Die Resultate waren ausserordentlich interessant, zeigten sie doch beispielsweise, dass es fast unmöglich ist, eine solche genietete, richtig konstruierte Blechspirale zum Platzen zu bringen. Lange vorher kommen die Nietverbindungen ins Gleiten, und durch das austretende Wasser wird bei einem bestimmten Druck ein Gleichgewicht erreicht, wenn nicht eine unverhältnismässig grosse Pumpe für die Druckprobe zur Verfügung steht. Diese Feststellungen sind zweifellos ausserordentlich beruhigend, denn sie zeigen, dass die heutigen Rechnungs- und Messmethoden für die praktischen Bedürfnisse genügen.

Ein weiteres Festigkeitsproblem ist die sichere Befestigung der Becher von Peltonturbinen auf den Scheiben. Heute werden immer mehr einteilig gegossene Laufräder vorgezogen, da die verbesserte Schweisstechnik jederzeit eine Reparatur erlaubt.

Regulierung

Das vierte und letzte Gebiet, mit dem man sich im Turbinenbau beschäftigt, ist die Regulierung. Bei der heutigen Netzkupplung ist es nur noch die Aufgabe weniger Werke, und dort meistens auch nur einzelner Gruppen, die Frequenzregulierung zu übernehmen. Alle anderen Maschinen fahren Block mit vorgeschriebener Last, entsprechend einem oft Tage vorher bestimmten Fahrplan oder entsprechend der Wasserführung des Flusslaufes. Die Regulatoren sind folglich in vielen Fällen nur noch ein reines Sicherheitsorgan, wobei allerdings immer wieder der Wunsch besteht, dass bei Störungen ein Eigenbetrieb möglich sei. Aus diesem Grunde darf trotz aller Netzkupplung mit den Schwungmassen der Gruppen nicht unter einen bestimmten Wert hinunter gegangen werden. Dagegen spielen die Drehzahlausschläge bei Abschaltungen kaum mehr die gleiche Rolle wie früher, da sie ja nur auftreten, wenn die Maschine vom Netz abgeschaltet ist. Viel wichtiger scheinen Stabilität, Empfindlichkeit und Zuverlässigkeit des Regulators zu sein.

Für den Antrieb der mechanischen Steuerwerke, d. h. der Pendel, wird der sogenannte mechanische Antrieb immer weniger verwendet, seien es nun Riemen, Ketten oder Zahnräder. Es wird fast ausnahmslos die elektrische Welle verwendet, wobei es bei richtiger Dimensionierung gleichgültig ist, ob für den Antrieb des Pendels ein Synchron- oder Asynchronmotor verwendet wird. Viel wichtiger ist die Unabhängigkeit des Frequenzgebers. Die einfachste Lösung besteht darin, einen kleinen besonderen Pendelgenerator mit Permanent-Magneten vorzusehen. Die Lösung mit einem Netztransformer bringt betriebliche Nachteile mit sich.

In neuester Zeit wird nun das mechanische Pendel immer mehr durch das elektrische Frequenz-Meßsystem ersetzt, was unzweifelhaft gewisse Vorteile mit sich bringt. Als Nachteile sind heute noch zu erwähnen der hohe Preis, das geringe Arbeitsvermögen und die damit verbundenen Möglichkeiten von Störungen, sowie der verhältnismässig komplizierte Aufbau, der meist die Mitarbeit eines Spezialisten erfordert. Über die Empfindlichkeit bei gleicher Stabilität wie ein mechanischer Regler liegen noch wenig Unterlagen und Erfahrungen vor, so dass es angezeigt ist, mit dem Urteil zurückzuhalten.

Speicherpumpen

Was in den vorstehenden Ausführungen über die Forschung und die Entwicklungsrichtung im Wasserturbinenbau gesagt wurde, gilt sinngemäss auch weitgehend für den Bau von Gross-Speicherpumpen. Diese nehmen in dem sonst schon ausserordentlich vielfältigen Gebiet des Pumpenbaues eine besondere Stellung ein. Die erste schweizerische Anwendung des Prinzips der Pumpspeicherung war wohl das Kraftwerk Ruppoldingen an der Aare, in welchem bereits 1904 der Hochspeicher angelegt wurde. Ein grosser Teil der Entwicklungsarbeit wurde dann vor allem in Deutschland geleistet, an welcher aber die schweizerische Industrie wesentlich beteiligt war.

Heute ist zu sagen, dass die Pumpen sowohl im Wirkungsgrad als auch in der Leistung den Anschluss an die Turbinen vollzogen haben, weist doch die grösste in Betrieb befindliche Pumpe eine Wellenleistung von 46 500 kW (63 000 PS) auf. Die Stufendrücke variieren bei grossen Einheiten je nach Typ und Zulaufhöhe zwischen 100 und rund 140 m.

In Bezug auf die Regulierung der Pumpen kann gesagt werden, dass wohl in Zukunft auf die Verwendung beweglicher Leitapparate verzichtet wird. Die heutige Netzkupplung gestattet es immer, Vorkehren zu treffen, dass genügend Antriebleistung zur Verfügung steht.

Ein besonderer Punkt ist immer die Frage der Wahl des richtigen Absperrorganes zum Schutze gegen Druckstösse und gegen Rücklauf beim plötzlichen Ausfallen der Antriebleistung. In dieser Beziehung ist im Etzelwerk wohl erstmals eine interessante Lösung getroffen worden, indem dort nicht der Pumpen-Druckschieber geschlossen wird, sondern es werden die Düsen der Freistrahlturbine geöffnet und damit die Pumpe *aufgefangen.* Diese Lösung, die natürlich nur bei Freistrahlturbinen in einfacher Weise anwendbar ist, scheint sich gut zu bewähren.

Was die Kupplungen zwischen Motor und Pumpe betrifft, so herrscht nach wie vor eine grosse Vielfalt. Der richtige Typ kann im Prinzip erst festgelegt werden, wenn die Bedingungen hinsichtlich Kürze der Schaltzeit und ihre Häufigkeit festliegen. Die Manövrierzeiten werden häufig noch verkürzt durch Anbringen von Bremsturbinen auf den Turbinenwellen, so dass heute Umschaltzeiten zum Übergang von Vollast-Turbine auf Vollast-Pumpe unter 100 s eingehalten werden.

Ausblick

Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass ganz allgemein die begrüssenswerte Tendenz vorliegt, die Maschinen betriebssicherer und ihre Ausrüstung immer einfacher zu gestalten. Die Zeit der grossen vollautomatischen Kraftwerke ist wohl ziemlich vorbei. Fernsteuerungen werden besonders noch für Nebenwerke angewendet. Dies ist wohl eine Folge der Feststellung, dass trotz aller Automatisierung und der Verfeinerung der Technik der Mensch sich nicht vollständig ausschalten lässt, und diese Feststellung ist zweifellos in unserem heutigen technischen Zeitalter wesentlich und beruhigend.

Technische Mitteilungen — Communications de nature technique

Die spezielle Relativitätstheorie

530.12 : 531.18

[Nach *E. Kübler:* Die spezielle Relativitätstheorie. Elektrotechnik Bd. 2 (1948), Nr. 11, S. 323...328.]

Um die spezielle Relativitätstheorie als elektrisches Problem dem Denken eines grösseren Kreises von Fachleuten aus der Elektrotechnik näher zu bringen, werden ihre kinematischen Folgerungen algebraisch abgeleitet und die elektrischen Folgerungen unmittelbar aus den kinematischen abgelesen.

1. Voraussetzung und Relativität der Längen

Nach der Erfahrung im Experiment (Michelson-Versuch) kann folgende *Voraussetzung* gemacht werden: Für jeden Beobachter bewegt sich ein Lichtstrahl mit derselben Geschwindigkeit c, unabhängig davon, ob er von einem gegenüber dem Beobachter ruhenden oder bewegten Körper ausgesandt wird. Dieser Satz wird auf zwei Beobachter und mit ihnen verbundene parallele Koordinatensysteme angewendet, die sich in Abszissenrichtung gleichförmig gegeneinander bewegen.

Gemäss dieser Voraussetzung ist die Lichtstrahl-Laufzeit *im ruhenden System* hin und zurück an einem mit der Geschwindigkeit v längs der Abszissenachse bewegten Stab von der Länge l (Fig. 1):

$$t_L = \frac{l}{c-v} + \frac{l}{c+v} = \frac{2\,l}{c\,(1-v^2/c^2)}$$

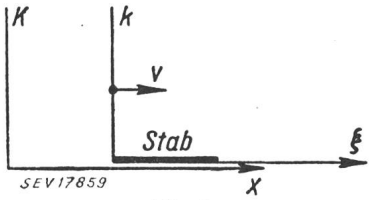

Fig. 1
Ruhendes und bewegtes System zur Ableitung der Beziehung von der Relativität der Längen

Im mitbewegten System ist die Lichtstrahl-Laufzeit hin und zurück am Stab:

$$\tau_L = 2\,l'/c$$

Diese Überlegung entspricht für sich allein unserem gewohnten Denken, denn wir finden nichts Abwegiges daran,