Zeitschrift: Bulletin des Schweizerischen Elektrotechnischen Vereins

Herausgeber: Schweizerischer Elektrotechnischer Verein ; Verband Schweizerischer Elektrizitätswerke

Band: 53 (1962)

Heft: 21

Artikel: Schwall- und Sunkbeeinflussung durch Steuerung der Regulierbewegungen von Kaplan-Turbinen in Flusskraftwerken

Autor: Lanz, G.

DOI: https://doi.org/10.5169/seals-916984

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: 02.10.2025

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

(Schmitt-Trigger) mit das Nullpotential einschliessender Hysterese betreiben, z. B. Einschaltniveau —20 V, Ausschaltniveau +20 V.

R_{EL}, C_{EL}, D_{EL} in Fig. 9 erzwingen eine eindeutige Einschaltlage, indem beim Einschalten der Speisespannung der bistabile Multivibrator in jene Lage kippt, für die der Ausgangstransistor und damit die Last stromlos ist (sofern am linken Eingang kein Signal liegt und die volle Speisespannung innerhalb einer vorgeschriebenen Anstiegszeit erreicht wird).

Bei Verwendung als Untersetzer ist darauf zu achten, dass das Eingangssignal einen steilen Anstieg aufweist und prellfrei ist. Bei langsam ansteigendem, prellfreiem Signal müsste ein Kippverstärker, bei scharf ansteigendem und prellendem Signal ein Impulserzeuger vorgeschaltet werden.

5. Zusammenfassung

Relais haben gegenüber elektronischen Schaltungen einige beachtliche Vorteile: Galvanische Trennung zwischen Eingang und Ausgang; von einem Eingangskreis werden mehrere galvanisch getrennte Ausgangskreise gesteuert; der elektrische Unterschied im Ausgangskreis (Kontaktwiderstand) zwischen eingeschaltetem und ausgeschaltetem Zustand ist sehr gross (Grössenordnung $\approx$10 mΩ/100 MΩ). Diese guten Eigenschaften möchte man auch in jenen Fällen ausnützen können, in denen das Relais direkt nicht eingesetzt werden kann. Durch Vorschalten von transistorisierten Schaltungseinheiten erhält man verbesserte und auch neuartige Eigenschaften: Wesentlich erhöhte Empfindlichkeit, Kippverhalten auch bei langsam änderndem Steuersignal, Aufziehen des Relais auch mit sehr kurzen Steuersignalen, lange und stabile Anzug- und Abfallverzögerungen usw.

Um die Bedürfnisse industrieller Steuerungen, Überwachungen usw. erfüllen zu können, ist eine Typenreihe solcher Einheiten mit verschiedenen funktionellen Zusammenhängen zwischen Eingangs- und Ausgangssignal nötig. In den übrigen Eigenschaften (mögliche Speisespannung, Ausgangsdaten usw.) sollen die Einheiten möglichst übereinstimmen. Bei der Entwicklung der Einheiten sind nach Abklärung der wirklich nötigen technischen Daten zuverlässige Schaltungen zu wählen. Die Schaltungsdimensionierung hat insbesondere auch die Streuungen der Komponenteneigenschaften zu berücksichtigen, sowie die Forderung, die Komponenten weder elektrisch noch thermisch bis an die zulässigen Grenzen auszunützen.

Es hat sich gezeigt, dass bei Beachtung dieser Anforderungen ein betriebssicheres und rationell zu fabrizierendes Produkt entsteht, und dass mit einer solchen Typenreihe die meisten Anwendungsaufgaben gelöst werden können.

Adresse des Autors:
H. Schenkel, Dipl. Ingenieur ETH; Erni & Co., Brüttisellen (ZH).

Schwall- und Sunkbeeinflussung durch Steuerung der Regulierbewegungen von Kaplan-Turbinen in Flusskraftwerken [1])

Von *G. Lanz*, Brackwede

627.85 : 621.243.5—52

Die Bedeutung der Wasserstrassen für Verkehr und Transport ist allgemein bekannt. Sie tragen dazu bei, dass der Verkehr auf dem Lande entlastet wird. Aus diesem Grunde werden Wasserstrassen angelegt, Kanäle neu gebaut und Flüsse zu Kanälen erweitert. Dieser Ausbau der Flüsse, deren Schiffbarmachung und Kanalisierung, bringt für die Erbauer mannigfaltige Aufgaben. Ein Problem, das mit diesen Aufgaben zusammenhängt, soll das Thema dieser Abhandlung sein.

Bei der Schiffbarmachung von Flüssen werden zumeist Staustufen in den natürlichen Lauf des Flusses eingebaut, um eine Anhebung des Wasserspiegels und damit eine langsamere Fliessgeschwindigkeit des Wassers durch den so entstehenden grösseren Flussquerschnitt zu erreichen. Das Übersetzen der natürlichen Flusswassermenge von einer Staustufe zur anderen geschieht bei geringem Gefälle durch Stauwehre oder einfache Überläufe; bei grösseren Gefällen jedoch versucht man, die Wasserkräfte, die hier zwangsläufig entstehen, auszunutzen. Deshalb baut man in die Staustufen Wasserkraftwerke mit einer oder mehreren Turbinen ein.

Bei der Kanalisierung eines Flusses ist natürlich die Schiffbarkeit und deren Erhaltung oberstes Gebot. Diesem Gebot müssen sich natürlich auch die in die Staustufen eingebauten Kraftwerke unterordnen. Die Erhaltung der Schiffbarkeit ist also die Bedingung für die Steuerung der Kraftwerke. Die Kraftwerkbedingungen sind daher den Schiffahrtsbedingungen unterzuordnen. Diese Schiffahrtsbedingungen münden alle in die Forderung eines gleichmässigen Wasserdurchsatzes, d. h. die bei den Staustufen durchgesetzte Flusswassermenge soll möglichst gar nicht oder nur in sehr langen Zeitintervallen verändert werden. Würde man die Wassermenge sehr schnell sperren, so würde sich vor dem Stauwerk ein Schwall, hinter dem Stauwerk aber ein Sunk ausbilden. Schwall und Sunk und die dadurch entstehenden gegenläufigen Wellen gefährden nicht nur die Schiffahrt, sondern auch den Schleusenbetrieb an den Stauwerken und die Wasserbauten allgemein.

Nun sind es aber gerade die Kraftwerke, die in ihrem natürlichen Betrieb eine schnelle Veränderung der Wassermenge erforderlich machen. Wasserkraftwerke haben den Vorteil, dass man sie schnell anfahren und abstellen kann. Dieser Vorteil soll auch in den Flusskraftwerken möglichst erhalten bleiben. Solche Kraftwerke werden meistens als Laufkraftwerke ausgebaut, d. h. sie fahren parallel mit dem Netz, auch wenn man sie nur in Zeiten der Spitzenbelastung einsetzt. Das bedingt aber ein öfteres Anfahren und Abstellen der Maschinen, was mit Rücksicht auf die Wassermengenveränderung im Flusslauf so langsam geschehen muss, dass die Erhaltung der Schiffahrt stets gewährleistet ist. Die hier notwendig werdenden langen Stellzeiten für Lastauf- und -abnahme in Kraftwerken lassen sich auch bei dem er-

[1]) Vortrag, gehalten an der 12. Tagung der Schweiz. Gesellschaft für Automatik in Zusammenarbeit mit dem SEV, am 3. Mai 1962 in Bern.

wähnten Spitzenbetrieb der Kraftwerke ohne weiteres vertreten. Man sieht also, dass sich der Normalbetrieb der Kraftwerke gut mit den Schiffahrtsbedingungen vereinbaren lässt.

Kritisch wird es allerdings in den Fällen des Kraftwerkbetriebes, die ein schnelles Schliessen der Turbinen und damit ein schnelles Absperren der Wassermenge erforderlich machen. Gründe hiefür sind die Auslösung durch eine Sicherheitseinrichtung oder der Fall des Netzzusammenbruches. In solchen Fällen wird die Last plötzlich von den Generatoren abgenommen, die Maschinen sind bei voller Öffnung an keine Energieabgabe mehr gebunden. Die Drehzahl steigt sehr schnell an. Die Regler dieser Turbinen, die meistens Drehzahlregler sind, werden in diesem Fall die Maschinen schnellstmöglich schliessen, damit gefährlich hohe Überdrehzahlen vermieden werden. Ein schnelles Schliessen der Maschinen hat aber leider auch ein schnelles Absperren der durchfliessenden Wassermenge zur Folge. Der kontinuierliche Wasserdurchlauf ist gestört, und es werden sich die gefährlichen Erscheinungen ausbilden, die man im Interesse der Schiffahrt und des Flusslaufes vermeiden möchte: Schwall und Sunk.

Man darf hier also die Turbinen nicht schnell schliessen oder muss ihre Wassermenge anderweitig abführen. Es sei erwähnt, dass man bereits an verschiedenen Anlagen elektrische Energievernichter, also grosse Wasserwiderstände, eingebaut hat, auf die man im Falle des Netzzusammenbruches die Leistung der Generatoren umschaltet. Natürlich bedingt das einen grossen Bauaufwand und hilft nur im Falle des Netzzusammenbruches. Eine Auslösung durch eine Sicherheitseinrichtung des Generators würde trotzdem ein schnelles Schliessen der Turbine erforderlich machen, wenn man keine extrem hohe Überdrehzahl in Kauf nehmen will. Eine Umschaltung der Generatoren auf Wasserwiderstände bringt hier also nur eine Teillösung.

Eine andere Lösung ist in Nebenauslässen zu suchen, die man in die Stauwerke einbaut. Das sind meist Stauklappen oder Stauwehre, die allerdings den Nachteil haben, dass sie nicht in extrem kurzer Zeit gesenkt werden können. Diese Stauklappen gehören grundsätzlich zur Ausrüstung eines Stauwerkes. Da sie jedoch im Auslösungsfalle wegen ihrer naturgemäss langen Stellzeit die Turbinenwassermenge nicht sofort übernehmen können, muss diese noch eine gewisse Zeit durch die Turbinen durchgesetzt werden. Es bleibt demnach für den Fall einer Auslösung im Kraftwerk weiterhin die Forderung bestehen, die Turbinen so lange offen zu halten, bis die Wassermenge über die Stauwehre abfliesst. Obwohl also der normale Turbinenbetrieb ein schnelles Schliessen erfordert, darf dies mit Rücksicht auf einen gleichmässigen Wasserdurchsatz nicht geschehen. Man muss also in die normale Steuerung des Turbinenreglers eingreifen und ihr eine weitere, gänzlich anders gelagerte Steuerung überordnen.

Wie diese Steuerung, die Schwall und Sunk verhindern soll, aussieht, wird später behandelt werden. Es sei hier vorerst noch auf den Normalsteuerungsfall, also auf das Be- und Entlasten der Maschinen unter normalen Bedingungen, eingegangen.

Es wurde bereits erwähnt, dass die Stellzeiten der Turbinen, in denen eine Lastveränderung vorgenommen werden darf, mit Rücksicht auf die Vermeidung von Schwall und Sunk sehr lang sein müssen. Um die Grössenordnung dieser Stellzeiten festzulegen, hat man eingehende Versuche an Flusskraftwerken durchgeführt. Als Beispiel seien hier die Messungen erwähnt, die im Auftrage der Rheinisch-Westfälischen Elektrizitätswerke AG an der Moselstaustufe Koblenz im Oktober 1957 am Flusslauf der Mosel vorgenommen wurden. Veranlassung und Zweck der Versuche war es, an Hand der im Ober- und Unterwasser des Kraftwerkes Koblenz während der Versuche ermittelten Wasserspiegelschwankungen die Auswirkungen eines zukünftigen Schwallbetriebes an der Mosel kennenzulernen, soweit es die damaligen Verhältnisse zuliessen. Das Kraftwerk Koblenz hatte damals noch keine Oberlieger. Diese Bedingung hat sich jedoch mit dem Ausbau der Moselstaustufen inzwischen geändert.

Das Moselkraftwerk Koblenz liegt in unmittelbarer Nähe der Moselmündung in den Rhein. Im Kraftwerk befinden sich 4 Kaplan-Turbinen mit einer Ausbau-Wassermenge von insgesamt 380 m^3/s. Das mittlere Gefälle beträgt 4 m. Da man ja die Grenzbedingungen für den Turbinenbetrieb kennenlernen wollte, wurden die Versuche nicht unter den künftig vorgesehenen Betriebsbedingungen, sondern in bewusst extremer Form durchgeführt, wobei das Hauptaugenmerk auf die Erhaltung der Schiffahrt gerichtet wurde.

Die Messergebnisse dieser Versuche waren im ganzen gesehen so gut, dass sie als Richtlinie für den gesamten Kraftwerkbetrieb an der Mosel bzw. an den Moselstaustufen gelten konnten. Die Ergebnisse bestätigten die Erkenntnisse, zu denen man bei anderen Messungen, vor allem bei Modellversuchen, gekommen war. Sie lassen sich in die folgenden wesentlichen Richtlinien zusammenfassen:

1. Die Turbinen der Kraftwerke sind zur Verringerung der Schwall- und Sunkerscheinungen nicht zu schnell hochzufahren und abzustellen. Die entsprechenden Zeiten sollen jeweils eine Spanne von etwa 10 min nicht unterschreiten.

2. Die Turbinen werden innerhalb der festgesetzten Zeit gleichmässig und kontinuierlich geöffnet und geschlossen. Zu vermeiden ist hiebei ein An- und Zurückfahren der Turbine in Intervallen, um Schwall- und Sunkerscheinungen bzw. einen unruhigen Wasserspiegelverlauf weitgehend auszuschliessen.

3. Die Schwallwassermenge der Turbinen ist nach Möglichkeit zu beschränken, d. h. es soll möglichst nicht mit einer grösseren Differenzwassermenge als etwa zwei Drittel der Vollwassermenge gefahren werden. Mit dieser Begrenzung der Wassermenge bleibt die Grössenordnung der sich flussab- und -aufwärts fortpflanzenden Wellen für die Schiffahrt in unbedenklichen Grenzen.

4. Um gleichartige Verhältnisse in allen Stauhaltungen zu schaffen und unzulässige Senkungen des Wasserspiegels in den Baggerstrecken auszuschliessen, sollten nach Möglichkeit alle Kraftwerke von einer Zentralstelle aus nach einheitlichem Fahrplan gesteuert und eingesetzt werden.

Bei diesen Richtlinien ist neben der Empfehlung einer gemeinsamen Programmsteuerung der Kraftwerke und einer bestimmten, nicht zu überschreitenden Differenzwassermenge für das Thema dieser Abhandlung vor allem diejenige Empfehlung interessant, die ein Belasten und Entlasten der Turbinen im Kraftwerk in nicht kürzerer Zeit als 10 min vorschreibt. Wie schon erwähnt, sind diese Zeiten bei einem Normalbetrieb ohne weiteres zu verwirklichen. Jedoch erscheint es undenkbar, sie auch auf den kritischen Fall der Auslösung anwenden zu können. Vor allem bei Netzzusammenbruch sollten die Maschinen möglichst schnell geschlossen werden, damit eine hohe Überdrehzahl vermieden wird. Diese schnelle Schliesszeit der Turbinen bei einer Auslösung wurde in Modellver-

suchen mit etwa 10 s ermittelt, sie kann jedoch bei anderen Kraftwerken und anders ausgelegten Turbinen wesentlich kürzer sein. Wie man später noch sehen wird, kann diese kurze Schliesszeit sogar nur etwa 5 s betragen, weil sich bei manchen Turbinen nicht ohne weiteres genügend grosse Schwungmassen in den rotierenden Teilen von Turbine und Generator zur Vermeidung einer schnellen Drehzahlsteigerung unterbringen lassen. Es stehen sich hier die extremen Forderungen von 10 min mit Rücksicht auf den Schwallbetrieb und die Schiffahrt einerseits, und 5 s zur Erreichung einer möglichst kleinen Überdrehzahl bei den Turbinen anderseits, gegenüber. Diese auf einen gemeinsamen Nenner zu bringen scheint auf den ersten Blick unmöglich.

Wie bereits erwähnt, sind auch die in den Stauwerken installierten Wehre und Stauklappen als Nebenauslässe für eine schnelle Wasserübernahme nicht zu verwenden. Man ist also gezwungen, die Wassermassen, wenigstens für eine gewisse Zeit, noch weiterhin durch die Turbinen durchzusetzen, auch wenn ein Netzzusammenbruch und damit die auftretende Überdrehzahl eigentlich ein schnelles Schliessen der Turbinen erfordert hätte.

Die Bedingungen für den Turbinenbetrieb in Flusskraftwerken lassen sich also in folgende zwei Punkte zusammenfassen:

1. Möglichst konstanter Wasserdurchsatz an den Turbinen, auch bei Netzzusammenbruch.

2. Vermeidung hoher Überdrehzahlen bei den Turbinen, auch im Extremfall einer Schnellauslösung.

Wegen des meist geringen Gefälles werden in Flusskraftwerken in der Hauptsache Kaplan-Turbinen eingebaut. Diese Kaplan-Turbinen kommen einer Lösung der gestellten Bedingungen sehr entgegen. Bekanntermeise ist im Gegensatz zum Francis-Laufrad das Laufrad einer Kaplan-Turbine nicht starr, sondern mit verstellbaren Schaufeln ausgerüstet. Bei einer Kaplan-Turbine können also Leitapparat und Laufrad getrennt voneinander beliebig gesteuert werden. Im Normalfall wird das Laufrad natürlich so verstellt werden, dass es stets in der dem günstigsten Wirkungsgrad entsprechenden Zuordnung zu der Stellung des Leitrades steht. Darüber hinaus ist es jedoch möglich, den Turbinenregler mit Steuerorganen zu versehen, die ein getrenntes Steuern von Leitapparat und Laufrad möglich machen. Diese getrennte Steuerung wird zuweilen bereits in die Normalausrüstung eines Turbinenreglers für Kaplan-Turbinen eingebaut. Als Beispiel sei hier folgendes erwähnt:

Bei einer normalen Schnellschlussauslösung der Turbine wird angestrebt, den Leitapparat möglichst schnell in die Schließstellung zu bringen, um so die Drehzahlsteigerung gering zu halten. Entsprechend der normalen Abhängigkeit wird das Laufrad dem Leitrad in diese Schließstellung nachfolgen. Da jedoch die Laufradschliesszeit ziemlich lang ist — sie liegt etwa in der Grössenordnung von 30 s — wird während des meist schnellen Schliessvorganges des Leitapparates das Laufrad noch offen stehen, falls die Auslösung aus einem grossen Lastbereich erfolgt. Schliesst man dagegen z. B. von Viertellast aus, so ist das Laufrad fast geschlossen. Die geschlossenen Laufradschaufeln üben natürlich eine wesentlich geringere Bremswirkung auf das Aggregat aus, als wenn die Schaufeln offen stehen würden.

Wegen dieser Bremswirkung steuern manche Turbinenfirmen bei einer Schnellschlussauslösung das Laufrad bewusst in die geöffnete Stellung, während der Leitapparat schnell schliesst. Sie reissen also in diesem Extremfall die Abhängigkeit zwischen Leitrad und Laufrad bewusst auseinander. Bei einer Vollast-Abschaltung wird sich nun derselbe Effekt wie vorher ergeben, da das Laufrad ja während des Leitrad-Schliessvorganges offen ist. Bei einer Abschaltung von kleiner Last dagegen wird das Laufrad aufgerissen in einer Öffnungszeit von etwa 6...10 s, so dass auch hier die Bremswirkung der geöffneten Laufradschaufeln wirksam wird.

Zu dieser Bremswirkung kommt noch ein zweiter Effekt hinzu. Die Durchgangsdrehzahl einer Kaplan-Turbine ist nicht über den ganzen Öffnungsbereich der Turbine konstant, wenn man die günstigste Zuordnung der Laufradstellung zur Leitradstellung voraussetzt. Es ist bekannt, dass die höchsten Durchgangsdrehzahlen sich etwa im Bereich von 30...40 % der vollen Leitradöffnung einstellen. Das entspricht etwa den Stellungen, in denen sich bei der erwähnten geringen Lastabschaltung Leit- und Laufrad befinden werden. Um bei einer Schnellschlussauslösung diese Stelle der höchsten Durchgangsdrehzahl nicht durchfahren zu müssen, steuert man bewusst das Laufrad in die offene Stellung. Da beim Stillstand der Turbine das Laufrad geöffnet bleibt, ergibt sich für die Schnellschlussauslösung die einfache Formel: Leitrad zu, Laufrad auf.

Es sei hier am Rande erwähnt, dass für das erneute Wiederanfahren der Turbine ebenfalls diese ganz offene Stellung des Laufrades am günstigsten ist. Auch bei geringer Anfahrwassermenge wird hier ein verhältnismässig grosses Moment auf die geöffneten Schaufeln ausgeübt. Die Anfahröffnung des Leitapparates ist wesentlich kleiner und die Maschine kommt schneller auf Drehzahl, als es bei geschlossenem Laufrad der Fall wäre.

Dieses Beispiel der vom Leitrad getrennten Laufradsteuerung soll nur zeigen, dass eine Trennung dieser beiden Steuerungen schon ausgeführt wurde, bevor die Probleme der Schwallsteuerung in Flusskraftwerken auftraten.

Um die gestellten Bedingungen der Schwallsteuerung zu erfüllen, kann man also auf diese Besonderheit der Kaplan-Turbinen zurückgreifen, nämlich das getrennte Steuern von Leitrad und Laufrad. Nun genügt es natürlich nicht, ähnlich der eben erwähnten Schnellschlussauslösung Laufrad und Leitrad in die Endstellungen zu fahren, denn damit lässt sich der gewünschte Effekt eines grossen Wasserdurchsatzes bei Nullast noch nicht erreichen. Es werden mehrere Steuervorgänge notwendig, die in einem Schwallsteuerprogramm zusammengefasst werden müssen.

Um einen Lösungsweg für dieses Schwallsteuerprogramm zu finden, stellt man zuerst theoretische Überlegungen an. Es ist bekannt, dass die Kennwerte einer Turbine in dem sog. Muscheldiagramm zusammengefasst werden (Fig. 1). In diesem sind in Abhängigkeit zur Wassermenge Q'_1 und zur Drehzahl n'_1 die Kurven gleicher Wirkungsgrade eingetragen. Diese Wirkungsgradkurven ziehen sich als kreisähnliche Linien um den Punkt des höchsten Wirkungsgrades herum. Die schräg verlaufenden Linien sind die Stellungen des Leitrades und des Laufrades. Man sieht in der Figur mit Rechtsneigung (von links oben nach rechts unten) die Kurven der Leitradstellung, mit

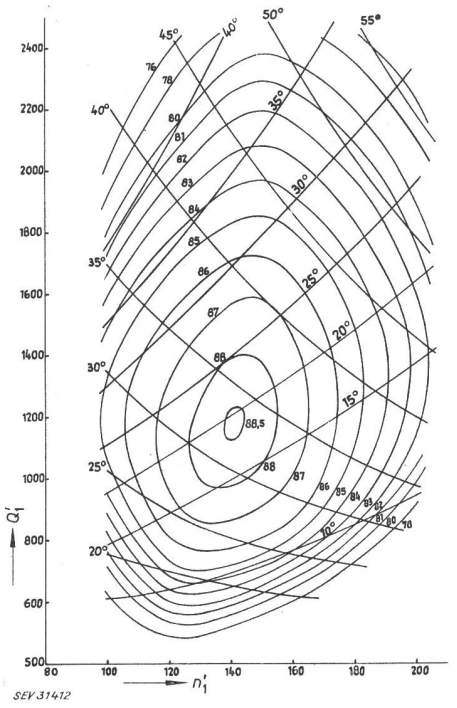

Fig. 1
Muschelkurven für Modell-Laufrad $3{,}5x_2$ (H = 4 m)
Q_1' spezifische Wassermenge; n_1' spezifische Drehzahl

Linksneigung (von rechts oben nach links unten) die Stellungen des Laufrades. Für eine bestimmte Drehzahl ergibt sich nun der Wirkungsgradbereich in Abhängigkeit von der Wassermenge, wenn man bei dieser Drehzahl, also bei diesem n'_1 eine Senkrechte durch das Muscheldiagramm zieht. Gleichzeitig lassen sich dann die entsprechenden Stellungen von Leit- und Laufrad aus dem Diagramm ablesen. Diese Stellungen betreffen jedoch die günstigste Zuordnung der beiden Räder, d. h. die jeweiligen Stellungen beim günstigsten Wirkungsgrad.

Es dürfte bekannt sein, wie man die Werte für dieses Muscheldiagramm ermittelt. Man bestimmt bei verschiedenen Drehzahlen und bestimmten Laufrad- und Leitradstellungen (Fig. 2) die Wirkungsgrade. Diese Wirkungsgrade trägt man dann in Abhängigkeit von der Wassermenge jeweils für eine bestimmte spezifische Drehzahl in ein Diagramm ein. Über diese Kurven zieht man eine Einhüllende und hat damit die dem Wirkungsgrad entsprechende günstigste Zuordnung zwischen Laufrad und Leitrad festgelegt: die Berührungspunkte der Einhüllenden mit der Wirkungsgradkurve. Diese Punkte werden für die verschiedenen Drehzahlkurven zusammengestellt und ergeben das Muscheldiagramm. Diese Vorstufe zum Muscheldiagramm, also die Wirkungsgradkurven bei den verschiedenen Drehzahlen, lassen die Lösungsmöglichkeit für das vorliegende Problem direkt erkennen.

Es sei vorausgesetzt, dass $n'_1 = 140$ die Normaldrehzahl der Maschine bedeutet. Man sieht die Wirkungsgradkurven in Fig. 2a. Fig. 2b ist für $n_1' = 160$ gezeichnet, Fig. 2c für $n'_1 = 180$. Man hätte also, von der oberen Kurve ausgehend, im zweiten Diagramm bei $n_1' = 160$ eine Drehzahlsteigerung von 14 %, bei $n_1' = 180$ eine solche von 28 % erreicht.

Im normalen Lastbetrieb der Maschine würde man sich also im oberen Diagramm befinden. Es sei ein Laufradwinkel von 30 ° angenommen, dann wäre der Schnittpunkt der 30°-Kurve mit der Einhüllenden der gesuchte Lastpunkt. Tritt nun bei der Maschine eine Entlastung ein, wird die Drehzahl ansteigen. Es sei zuerst vorausgesetzt, dass die Leit- und Laufradstellungen beibehalten werden, also a_0 und $\varphi = 30$ °. Diese Punkte sind auch in den beiden Diagrammen (Fig. 2b und c) gekennzeichnet. Man sieht sofort, dass dieser Punkt mit steigender Drehzahl im Diagramm niedriger steht, also im Wirkungsgrad abnimmt. In der Kurve von Fig. 2b, bei 14 % Drehzahlsteigerung, ist der Wirkungsgrad nur knapp 82 % (gegenüber 86 % bei Normaldrehzahl) in der Kurve der Fig. 2c, bei 28 % Drehzahlsteigerung wäre man bereits bei einem Wirkungsgrad von 70 % angelangt. Gleichzeitig ist jedoch ersichtlich, dass dieser Punkt nach rechts wandert; d. h. unter der angenommenen Voraussetzung, dass Laufrad- und Leitradstellung unverändert bleiben, würde sich die Wassermenge vergrössern, was nicht unbedingt erwünscht ist.

Geht man aber von der Voraussetzung aus, dass die Wassermenge gleich bleiben muss, müsste man die Diagramme in Fig. 2 in einer Senkrechten durchlaufen. Es sei angenommen, dass nur das Laufrad dieses Mal festgehalten wird, also die 30°-Kurven sind auch dieses Mal massgebend. Verfolgt man die Schnittpunkte dieser Kurven mit der Senkrechten (der gleichen Wassermenge), so ist zu ersehen, dass das Leitrad dabei um einen bestimmten Wert geschlossen werden muss.

Diese Betrachtungen wurden nun zur Grundlage neuer Diagramme gemacht, die das Verhalten der Was-

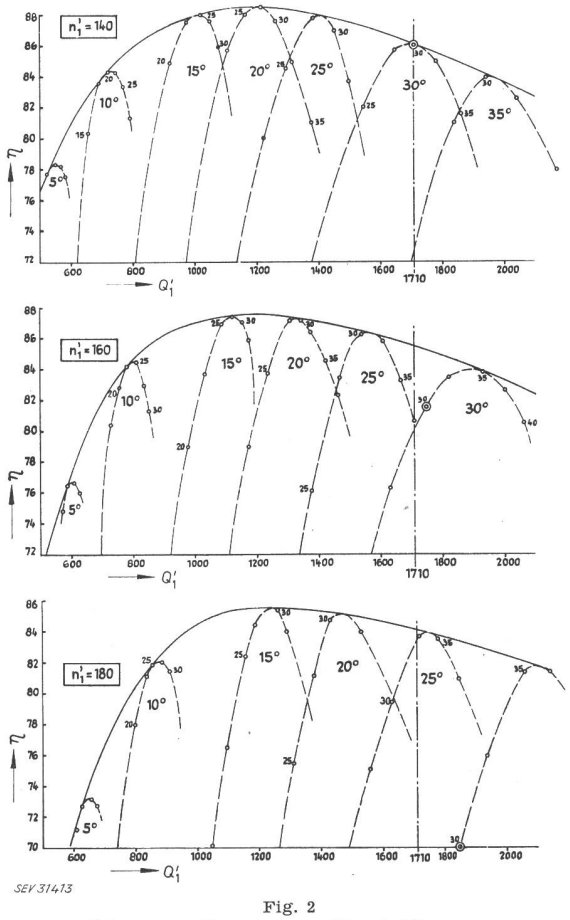

Fig. 2
Wirkungsgradkurven zum Muscheldiagramm
η Wirkungsgrad; Q_1' spezifische Wassermenge; n_1' spezifische Drehzahl

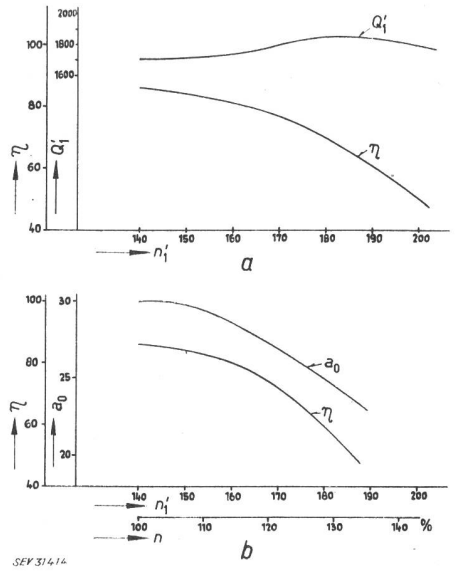

Fig. 3
Verhalten von Kennwerten einer Kaplanturbine

a $\varphi = 30°$; $a_0 = 30° =$ konstant; *b* $\varphi = 30°$; $Q_1 = 1710 =$ konstant
η Wirkungsgrad; Q_1' spezifische Wassermenge; a_0 Leitradöffnung; n_1' spezifische Drehzahl; n wirkliche Drehzahl, bezogen auf Nenndrehzahl = 100 %

sermenge und des Wirkungsgrades sowie der Leitradstellung im Zusammenhang zeigen (Fig. 3).

In Fig. 3a wurden unter der Voraussetzung konstanter Stellungen von Leit- und Laufrad die Wassermenge und der Wirkungsgrad eingetragen. Es ist ersichtlich, dass der Wirkungsgrad zwar schnell fällt, aber die Wassermenge im Verlauf der steigenden Drehzahl etwas steigt. Das Diagramm in Fig. 3 b wurde unter der zweiten Voraussetzung gezeichnet, dass das Laufrad und die Wassermenge konstant bleiben. Daraus wird deutlich, wie stark der Leitapparat geschlossen werden muss. Ein Vergleich beider Diagramme zeigt ausserdem, dass der Wirkungsgrad im Diagramm der Fig. 3b wesentlich schneller fällt, als in jenem von Fig. 3a, und das ist für die Lösung des Problems nur zu begrüssen.

Es sei hier nochmals zusammengefasst: Will man bei einer Abschaltung einer Turbine die Wassermenge konstant halten, so darf man zwar das Laufrad in der vorigen Stellung festhalten, muss aber den Leitapparat um ein bestimmtes Mass schliessen, d. h. die normale Abhängigkeit auseinanderreissen, wenn man einen starken Leistungs- und Wirkungsgradabfall erreichen will.

Man konnte also mit einer einfachen theoretischen Betrachtung feststellen, dass sich die gestellten Bedingungen mit dem getrennten Steuern von Laufrad und Leitrad an einer Kaplan-Turbine ohne weiteres erfüllen lassen. Der gezeigte Lösungsweg muss nun rechnerisch untersucht werden. Als erstes ist das Verhalten der Turbine bei einer Abschaltung zu bestimmen. Es wird also die Frage gestellt, in welcher Zeit eine bestimmte Drehzahlsteigerung bei Vollastabschaltung erreicht wird. Folgende Überlegungen bestimmen die Durchrechnung:

Die Turbine befindet sich mit Vollast am Netz. Leitapparat und Laufrad sind beide voll geöffnet. Durch die Turbine strömt die volle Wassermenge. Die Drehzahl entspricht der Normaldrehzahl, sie wird also durch die Netzfrequenz bestimmt. In diesem Zustand wird die Maschinengruppe vom Netz getrennt, d. h. die vorher abgenommene Energie wird plötzlich gleich Null. Setzt man nun voraus, dass vorerst die Stellungen des Leitapparates und des Laufrades nicht verändert werden, so wird sich die von der Turbine erzeugte Energie in eine Drehzahlerhöhung umsetzen. Das Geschwindigkeitsmass dieser Drehzahlerhöhung, also die Beschleunigung der rotierenden Massenteile von Turbine und Generator, ist ausser von der auftretenden höheren Reibung in den Lagern nur von der Massenträgheit abhängig.

Vernachlässigt man hiebei den Reibungsanstieg, so bleiben allein die Schwungmassen übrig, die für eine bestimmte Turbine konstant sind. Man kann leicht errechnen, welche Energiedifferenz, d. h. welche aufgespeicherte Arbeit, bis zu einer bestimmten Überdrehzahl vom Aggregat aufgenommen werden kann. Diese aufgespeicherte Arbeit ist das Produkt aus Schwungmasse, dem Quadrat der Nenndrehzahl und einem Drehzahlanstiegsfaktor. Dieser Faktor lässt sich leicht errechnen und ist praktisch für alle vorkommenden Turbinen gleich. Für eine 40 %ige Überdrehzahl, die hier vorläufig als Grenze angesetzt werden soll, beträgt er z. B. 0,96. Nun ist Leistung bekanntlich Arbeit in der Zeiteinheit, umgekehrt gesehen, Arbeit ist Leistung mal Zeit. Man kann daher die vorher errechnete, aufgespeicherte Arbeit auch in diesem Produkt Leistung mal Zeit schreiben. In diesem Ausdruck ist schon die Antwort darauf enthalten, in welcher Zeit eine bestimmte Drehzahlsteigerung erreicht wird. Mit den bekannten Schwungmassen der Maschinengruppe lässt sie sich leicht bestimmen.

Macht man nun noch die Leistung der Maschine variabel, d. h. setzt man verschiedene Betriebszustände bei dem erwähnten Netzzusammenbruch voraus, so erhält man eine Menge von Kurven, die sich in einem Diagramm übersichtlich darstellen lassen (Fig. 4). Man erhält also ein Δn, d. h. die Drehzahlsteigerung als Funktion der Zeit für verschiedene Abschaltungen der Leistung P unter der Voraussetzung, dass die Schaufeln des Laufrades und des Leitrades konstante Stellungen behalten. Diese Voraussetzung soll vorerst weiter bestehen bleiben.

Nun wird sich das Ansteigen der Turbinendrehzahl nicht auf einer dieser Kurven bewegen, denn wie bereits erwähnt wurde, entsteht bei höherer Drehzahl

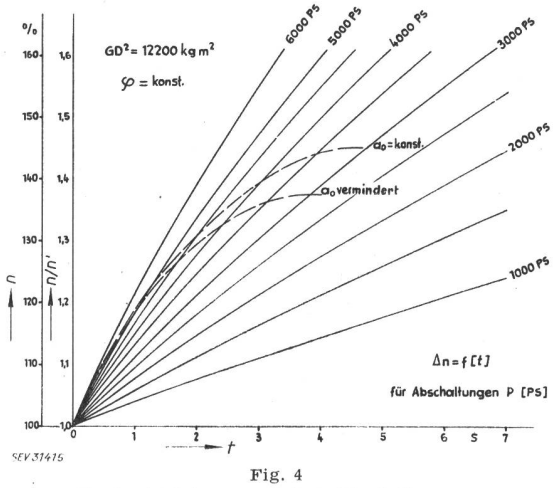

Fig. 4
Drehzahlsteigerungen bei Abschaltungen

n Turbinendrehzahl; n/n' Überdrehzahlfaktor; t Zeit; a_0 Leitradöffnung; GD^2 Schwungmasse des Aggregates; P Maschinenleistung

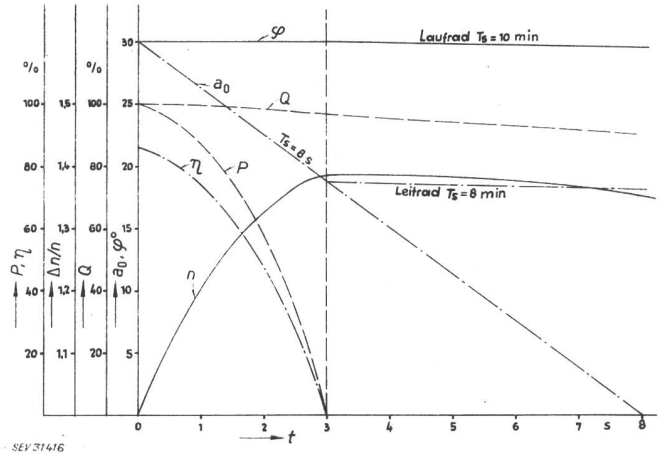

Fig. 5
Turbinen-Kennwerte bei Schwallsteuerung
η Wirkungsgrad; P Leistung; $\Delta n/n$ Überdrehzahl; Q Wassermenge; φ Laufradöffnung; a_0 Leitradöffnung; T_s Schliesszeit

auch ein Wirkungsgradabfall, der die Leistung der Turbine vermindert, also wird sich auch die aufgespeicherte Arbeit in bestimmten Zeitintervallen verringern. Die wirkliche Drehzahlerhöhungskurve wird nun durch diese Zeitintervalle festgelegt.

Im Diagramm der Fig. 4 ist die Drehzahlsteigerungskurve bei konstanter Lauf- und Leitradstellung eingetragen, als zweite die Kurve, die sich aus der Notwendigkeit ergibt, wegen möglichster Konstanthaltung der Wassermenge das Leitrad um einen bestimmten Betrag schnell zu schliessen. Mit a_0 (vermindert) wird sich wegen des stärker abfallenden Wirkungsgrades auch ein niedrigerer Maximalwert der Drehzahlsteigerung ergeben.

In Fig. 5 sind nun alle Turbinenwerte in einem neuen Diagramm aufgetragen: der Wirkungsgrad η, die Leistung P, die Wassermenge Q und die Überdrehzahl n. Man kann dabei feststellen, dass Wirkungsgrad und Leistung sehr schnell fallen und innerhalb verhältnismässig kurzer Zeit auf Null sinken. Der Zeitpunkt, bei dem die Leistung ganz verschwindet, ist natürlich auch gleichzeitig der Maximalpunkt der Überdrehzahl.

Der Richtigkeit halber sei bemerkt, dass man bei der bisherigen Betrachtung die Wassermenge ohne weiteres konstant halten kann, wenn man das Leitrad bei der Abschaltung schnell schliesst. Die bisher betrachteten Kurven wurden mit den Kennwerten eines bestimmten Modell-Laufrades gezeichnet. Es soll daher nicht verschwiegen werden, dass es natürlich auch Laufradtypen gibt, deren Kennwerte einen nicht so günstigen Verlauf nehmen, wie es hier gezeigt wurde. Vor allem ist es die Wassermenge, die bei anderen Laufradtypen einen von den erwähnten Kurven mehr oder weniger abweichenden Verlauf nehmen kann. Es kann z. B. vorkommen, dass diese im Verlauf des kurzen Schliessintervalles nicht konstant bleibt, sondern steigt. Diesem Steigen der Wassermenge kann natürlich durch ein verstärktes Schliessen des Leitrades begegnet werden. Anders wäre es, wenn man das Leitrad im Interesse einer geringen Drehzahlerhöhung schnell schliessen müsste und dabei natürlich ein Abfallen der Wassermenge erzielte, was im Falle des vorliegenden Problems nicht unbedingt erwünscht ist.

Dass eine geringe Verminderung der Wassermenge im Rahmen der Schwallsteuerung nicht unbedingt gefährlich zu sein braucht, wurde bereits erwähnt; es gibt aber auch in diesem Fall eine Lösung, die Wassermenge konstant zu halten: Während des kurzen Schliessintervalles hält man das Laufrad nicht in einer konstanten Stellung, sondern öffnet es um einen bestimmten Betrag. Es genügen hiezu bereits einige Grade des Laufradwinkels φ.

Im maximalen Lastpunkt der Maschine ist dieses Weiteröffnen des Laufrades jedoch nur dann möglich, wenn man dem Laufrad bereits vorher eine gewisse Überöffnung konstruktiv zugeordnet hat. Es gibt Lieferfirmen von Kaplan-Turbinen, die den Laufradservomotor so auslegen, dass man die Schaufeln fast senkrecht stellen kann. Als Grund hiefür wird die Überdrehzahlsicherung genannt, denn das treibende Moment des Wassers wird natürlich mit übersteigertem Anstellwinkel geringer. Dieser Weg einer Vermeidung der Überdrehzahl hat sich jedoch im allgemeinen nicht durchgesetzt. Der Aufwand für die Vergrösserung des Servomotors und der Lenker im Laufrad steht in keinem Verhältnis zu dem dadurch erreichten Ergebnis.

Eine weitere Vergrösserung des Laufradservomotors kommt bei den Sonderausführungen von Turbinen in Betracht, die für eine wechselseitige Anströmung gebaut werden, z. B. für diejenigen Turbinen, die in Gezeitenkraftwerken eingesetzt werden. Hier müssen die Laufradflügel ganz durchgeschlagen, also um 180 ° gedreht werden. In diesem Fall ist der Mehraufwand, den die Laufradsteuerung erfordert, rein auslegungsmässig bedingt.

Die hier geschilderten extremen Vergrösserungen der Laufradsteuerung sind aber im Falle der Schwallsteuerung gar nicht notwendig. Es genügt, dass das Laufrad sich um einige Grad mehr öffnen lässt, als es der Vollöffnung entspricht. Wenn man im Falle einer Auslösung das Laufrad in diese Überöffnung hineinsteuert, immer unter der Voraussetzung einer relativ kurzen Öffnungszeit, so kann man die Wassermengenkurve in etwa gleicher Höhe halten.

Es sei nochmals wiederholt, welche Bedingungen bisher erfüllt worden sind: die Wassermengen, die durch die Turbinen gehen, bleiben in annähernd konstanter Höhe erhalten. Der Wirkungsgrad und die Leistung fallen rasch ab und auch die Überdrehzahl wird sich in verhältnismässig kurzer Zeit auf ihrem Maximalwert befinden. In das Diagramm müssen nun noch die Bewegungen des Leitrades und des Laufrades eingetragen werden, dann hat man alle Kennwerte vereinigt.

Man ersieht nun aus dem Diagramm in Fig. 6, dass die Turbine innerhalb weniger Sekunden auf einem bestimmten Betriebszustand angelangt ist, von dem aus man sie ohne weiteres beherrschen kann. Die bisherigen Bewegungen geschahen zwangsläufig, da die von der Turbine abgegebene Energie vernichtet bzw. in eine Überdrehzahl umgesetzt werden musste. In diesem Zeitpunkt (im Diagramm mit 3 s angedeutet), beginnt nun die eigentliche Steuerung der Maschine.

Vorgegeben war durch den Moselversuch die Verringerung der Turbinenwassermenge auf Null in einer Zeit von 10 min; in etwa der gleichen Zeit erfolgte auch eine Übernahme der Wassermenge durch die Stauwehre.

Diese 10 min werden nunmehr dem folgenden Schliessvorgang zu Grunde gelegt, d. h. Leitrad und Laufrad schliessen jetzt mit dieser langen Schliesszeit. Im Diagramm der Fig. 6 hat das Laufrad diese Schliess-

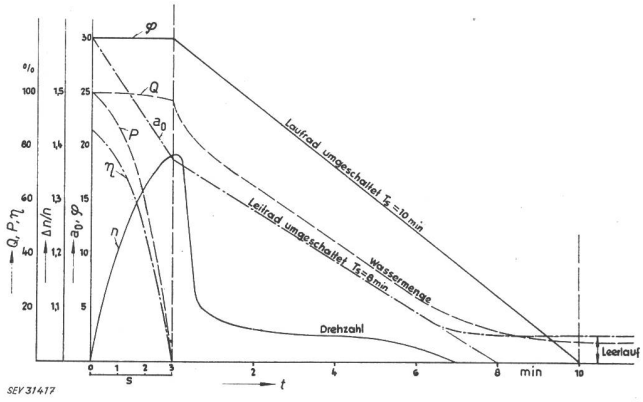

Fig. 6
Prinzip-Diagramm der Schwallsteuerung
Abschaltung von Vollast P_{max}
Bezeichnungen siehe Fig. 5

zeit, während das Leitrad etwas voreilt (es hat eine Schliesszeit von 8 min). Dabei nimmt die Turbinenwassermenge kontinuierlich ab. Auch die Drehzahl, die nach dem Umschalten 40 % über Normaldrehzahl betrug, wird sich innerhalb verhältnismässig kurzer Zeit (in etwa einer Minute), auf einen wesentlich tieferen Wert verringern. Anzunehmen ist hiebei eine etwa 10...20 %ige Überdrehzahl, die sich über einen längeren Zeitbereich erstrecken wird. Eine solche Drehzahlerhöhung ist für die Turbine keinenfalls gefährlich.

Auch diese geringe Überdrehzahl verschwindet nach etwa 7 min und der Regler übernimmt wieder die Steuerung, wenn auch mit der eingestellten langen Schliesszeit. Ist auch das Laufrad in der geschlossenen Stellung angekommen, dann ist die normale Abhängigkeit zwischen Laufrad und Leitrad wieder hergestellt. In diesem Punkt kann also die Langzeitschaltung der Schliesszeiten wieder aufgehoben werden. Die Maschine befindet sich im normal regulierten Leerlauf, wenn nicht vorher das Ansprechen einer Sicherheitsauslösung zugleich den Schnellschluss eingeleitet hat, der die Maschine natürlich ganz auf «Schliessen» steuert.

Man sieht, dass hier eine Steuerung der Turbine theoretisch aufgezeigt wurde, die die gestellten Forderungen voll erfüllt. Diese Steuerung ist auch konstruktiv ausführbar, denn es gibt nur zwei Schaltstufen: das kurze schnelle Schliessen und die Langzeitschaltung.

Wie schon beim Moselversuch, wurde im Auftrag der Rheinisch-Westfälischen Elektrizitätswerk AG in zwei ihrer Kraftwerke im Raum Essen je ein neuer Versuch durchgeführt. Bei beiden Kraftwerken, die je mit zwei bzw. drei grossen Kaplan-Turbinen ausgerüstet sind, wurde dieselbe Versuchsanordnung gewählt. Es sollte entsprechend der theoretischen Kurve im Diagramm der Fig. 6 nachgewiesen werden, dass man im Leerlauf eine grosse Wassermenge, die der Vollwassermenge nahekommt, wirklich durch die Turbinen durchsetzen kann. Die Frage war also, welche Überdrehzahl dabei in Kauf genommen werden muss und welche Laufrad- und Leitradstellungen hiefür notwendig sind. Zugleich wollte man feststellen, welche Auswirkungen ein leistungsloses Durchsetzen einer grossen Wassermenge auf die Maschinengruppe selbst und auf die Kraftwerksbauten hat, welche Geräusche dabei auftreten und ob Kavitation zu befürchten ist. Eine weitere Frage galt den auftretenden Schwingungen, die bei diesem anormalen Betrieb der Maschinengruppe und dem Kraftwerk gefährlich werden können. Diese Nebenprobleme wurden durch die Versuche geklärt, und es soll bereits vorweggenommen sein, dass die gestellten Fragen auch zur vollen Zufriedenheit beantwortet wurden. Die bei anomalem Betrieb auftretenden Geräusche und Schwingungen waren nicht so gross, dass sie für einen Turbinenbetrieb gefährlich wären. Ansätze von Kavitationsgeräuschen wurden nur bei voller Öffnung des Laufrades beobachtet.

Zur Versuchsdurchführung rüstete man die Maschinengruppe mit je einer getrennten Steuerung für Leit- und Laufrad aus, damit sich die Maschinen in der gewünschten Weise steuern liessen. Man baute den Versuch so auf, dass man bei abgeschaltetem Generator von der Leerlaufstellung ausging. Das Prinzipdiagramm der Schwallsteuerung wurde also praktisch von rechts nach links verwirklicht. Indem man Lauf- und Leitrad stufenweise öffnete, hatte man die Möglichkeit, bei auftretenden gefährlichen Erscheinungen den Versuch sofort abzubrechen. Man bestimmte, wie beim Modellversuch, gleich ganze Kurvenscharen, d. h. man variierte bei einer festen Laufradeinstellung jedes Mal die Leitradstellung. Die gemessenen Werte zeigt Fig. 7. Es zeigte sich, dass man unter der Voraussetzung einer gleichbleibenden Laufradöffnung, aber eines um einen bestimmten Betrag geschlossenen Leitrades tatsächlich die Vollwassermenge durchsetzen konnte, ja, es konnte sogar diese Vollwassermenge um 10 % überschritten werden. Aus dem Diagramm lässt sich ferner ablesen, dass die Drehzahlsteigerung bei den Versuchen in ganz erträglichen Grenzen blieb. Die maximale Drehzahlkurve beträgt nur 130 %. Nun ist, wie bereits erwähnt, die Drehzahlerhöhung von den Schwungmassen abhängig, die in den rotierenden Teilen der Maschinengruppe untergebracht sind. Die Drehzahlkurven sind deshalb hier nur von relativer Bedeutung.

Es soll nicht unerwähnt bleiben, dass das Diagramm in Fig. 7 über die Messergebnisse eines Schwallsteuer-Grossversuches nur eine Zusammenstellung dieser Messergebnisse ist. Man kann daher aus diesem Diagramm nicht direkt den Verlauf einer Schwallsteuerung ablesen. Eindeutig geht hier nur hervor, um welchen Betrag das Leitrad schnell geschlossen werden muss, wenn man verschiedene Lastzustände voraussetzt. Beim Punkt $P = 85$ % z. B. müsste man das Leitrad

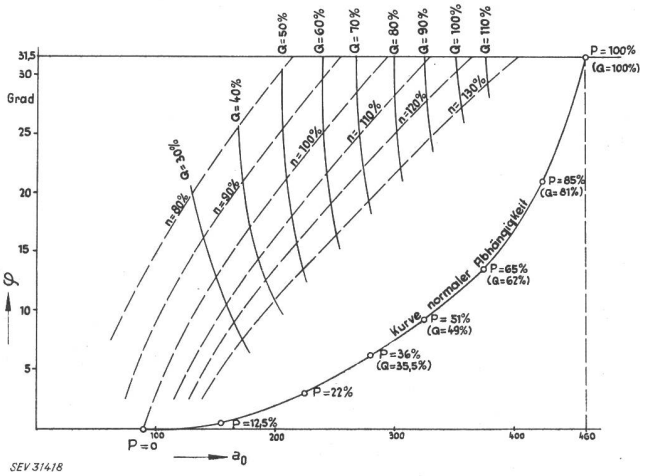

Fig. 7
Messergebnisse eines Schwallsteuerversuches
Bezeichnungen siehe Fig. 5

von $a_0 = 425$ bis auf etwa $a_0 = 310$ schliessen, wollte man die gleiche Wassermenge von etwa 80 % beibehalten. Die eintretende Drehzahlerhöhung würde dabei etwas über 130 % betragen. Die vorliegenden Messergebnisse sagen nichts über den weiteren Verlauf der Wassermengenkurven aus, wollte man sie nach unten verlängern. Es scheint hier so, als müsste man bei dem schnellen Schliessen des Leitrades auf einer φ = Konstant-Linie einige Kurven einer grösseren Wassermenge schneiden. Das ist natürlich undenkbar und stammt daher, dass man beim Schliessen des Leitrades gleichzeitig einen Drehzahlanstieg hat. Auf der Kurve der normalen Abhängigkeit zwischen Leitrad und Laufrad hat man nämlich eine Drehzahl von 100 %. Aus diesem Grunde sind hier nur die Anfangs- und Endpunkte des Schliessvorganges exakt belegt.

Nachdem durch den Grossversuch die bisherigen theoretischen Überlegungen bewiesen wurden, kann man sich der konstruktiven Auswertung der Schwallsteuerung zuwenden. Im Prinzipdiagramm waren zwei verschiedene Schliessabschnitte dargestellt: das erste schnelle Schliessen des Leitrades und dann das nachfolgende langsame Schliessen von Leitrad und Laufrad. Im praktischen Betrieb ist es notwendig, von einem Schliessabschnitt nicht sofort in den zweiten überzugehen, sondern zwischen sie ein Zeitintervall einzuschalten, bei dem die Wassermenge konstant gehalten wird. Demnach müssen Leitrad- und Laufradstellung in diesem Punkt blockiert werden. Dass die Drehzahl dabei auch gleich bleiben wird, versteht sich von selbst.

Der Grund für diese Haltezeit liegt darin, dass das Schliessen der Turbinen im Gleichlauf mit einem Öffnen der Stauwehre erfolgen muss. Daraus resultiert, dass ein Drosseln der Wassermenge in den Turbinen erst dann beginnen darf, wenn das Wasser bereits über die Stauwehre tritt. Der Öffnungsvorgang für die Stauwehre wird zwar zugleich mit dem Befehl der Schwallsteuerung eingeleitet, wegen des wechselnden Gefälles kann es jedoch z. B. bei Niederwasser eintreten, dass vom Beginn des Stauwehrschliessens eine gewisse Zeit verstreichen muss, ehe das Wasser überzulaufen beginnt. Dieses sog. Freibordabfahren des Stauwehres ist der Grund für die Einschaltung einer Haltezeit zwischen den beiden Schliessvorgängen.

Die Schwallsteuerfolgen können demnach in drei Teilstücke unterteilt werden:

1. Schneller Schliessvorgang des Leitapparates;
2. Haltezeit, wobei Leitrad und Laufrad unbewegt bleiben müssen;
3. Langsames nachfolgendes Schliessen von Leit- und Laufrad bis zur Herstellung der normalen Abhängigkeit bei Normaldrehzahl.

Entsprechend diesen Intervallen sind drei Steuerimpulse notwendig:

1. Der Befehl «Schwallsteuerung», der den schnellen Schliessvorgang einleitet und zugleich die Stellungen von Leitrad und Laufrad blockiert;
2. Die Meldung, dass das Wasser über die Stauwehre zu laufen beginnt, für die Fortschaltung der langsamen Schliessvorgänge von Leit- und Laufrad;
3. Eine Meldung, dass das Laufrad geschlossen ist, zur Beendigung des Schwallsteuerbefehles.

Es versteht sich von selbst, dass diese Steuerimpulse am besten auf elektrischem Wege gegeben werden.

Die Meldung z. B. eines Netzzusammenbruches lässt sich verhältnismässig leicht elektrisch von der netzseitigen Leistungssammelschiene abnehmen und in einen Steuerimpuls verwandeln. Gleichzeitig mit dem Impuls «Netzstörung» kann jedoch ein Schliessimpuls durch die Auslösung einer der Sicherheitseinrichtungen auf die Maschinengruppe gegeben werden. In diesem Fall muss die Maschine natürlich vollständig schliessen. Der Befehl «Schnellschluss», also die Schnellschlussauslösung, bleibt immer der Schwallsteuerung übergeordnet. Da in den meisten Flusskraftwerken jedoch stets mehrere Maschinen eingebaut sind, kann es sein, dass die Schnellschlussauslösung und damit das schnelle Schliessen *einer* Maschine für den Schiffahrtsbetrieb nicht gefährlich zu werden braucht. Fallen jedoch mehrere Maschinen zu gleicher Zeit aus, so wird die Schwallsteuerung einsetzen müssen.

Aber auch die jeweilige Öffnung der Maschinengruppe ist von Bedeutung. Man wird hier also generell prüfen müssen, welche Wassermenge in jedem Fall gesperrt werden soll, und danach entscheiden, ob die Schwallsteuerungseinrichtung in Tätigkeit treten soll. Diese Prüfung geschieht durch eine elektrische Zusatzeinrichtung, eine Art Summenmeldung. Da die von einem Kraftwerk abgegebene Leistung in gewisser Weise ein Mass für die durchgesetzte Wassermenge ist, kann diese Summenleistungsmessung für das Geben eines Schwallsteuerbefehles herangezogen werden.

Der zweite Befehl für die Einleitung des langsamen Schliessvorganges wird zweckmässigerweise durch eine Schwimmervorrichtung am Stauwehr gegeben.

Bei Beendigung des Schwallsteuervorganges ist das Laufrad wieder geschlossen. Man kann also den Endschalter für die Zu-Stellung des Laufrades dazu benützen, den Schwallsteuerbefehl zurückzuschalten. Gleichzeitig kann dadurch die Maschinengruppe zum erneuten Synchronisieren und Lastaufnehmen freigegeben werden.

In dem hydraulischen Steuerschema einer Schwallsteuerungseinrichtung (Fig. 8) stellt das Pendel *1* die gesamte Vorsteuerung dar. Der Stellweg des Pendels wird über den hydraulischen Verstärker *2* zum Leitradsteuerventil *3* übertragen. Der Servomotor *4* steuert das Leitrad *5*. Dessen Stellung wird auf die Leitradrückführwelle *6* übertragen. Auf dieser Welle befindet sich die Abhängigkeitskurve *7* für das Laufrad, die wiederum das Laufradsteuerventil *8* steuert. Der Weg des Servomotors am Laufrad *9* wird über die Welle *10* zurückgeführt. Die Bauteile *1...10* gehören zur normalen Steuerung einer Kaplan-Turbine.

Als Zusatzeinrichtungen für den Schwallsteuerbetrieb erscheint als erstes die Schwallsteuerkurve auf der Leitradrückführwelle *6*. Diese Kurve gibt den jeweiligen Schliessweg des Leitrades beim schnellen Schliessvorgang an. Die Stellung wird beim Geben des Schwallsteuerbefehles mit der Blockierung *11* festgehalten und gleichzeitig in dem hydraulischen Verstärker *14* vorgewählt, der aber normal drucklos ist. Die Blockierung der Laufradstellung geschieht durch das Einlegen der Schnecke am Verstellmotor *12* in das Schneckenradsegment auf der Laufradsteuerwelle. Dieses Einlegen wird durch den Blockierungszylinder *13* bewerkstelligt. Beide Blockierungen *11* und *13* müssen beim Geben des Schwallsteuerbefehles Drucköl erhalten. Gleichzeitig muss die Druckzuleitung vom Verstärker 2 auf den Verstärker 13 umgeschaltet werden. Damit wird die Steuerung des Pendels *1* unwirksam und die vorgewählte Schließstellung des Leitrades über den Verstärker *13* hergestellt. Die hydraulischen Schal-

tungen werden durch das Schwallsteuerventil *16* bewirkt. Das Laufrad wird also in der vorherigen Stellung festgehalten, das Leitrad in der normalen Schliesszeit in die durch die Schwallsteuerkurve vorgewählte Schließstellung geschlossen. Wenn das Wasser am Stauwehr überzulaufen beginnt, kommt der zweite Steuerimpuls, der das Schwallsteuerventil *17* ein-, das Ventil *16* jedoch zurückschaltet. Dadurch bleiben die Blockierungen *11* und *13* weiter in Funktion, jedoch wird über das Blendenventil *15* dem Ablauf des Leitradsteuerventiles *3* eine kleine Schliessblende vorgeschaltet. Gleichzeitig mit dem Zurückschalten des Ventiles *16* wird Drucköl wieder vom Verstärker *14* auf den Verstärker *2* zurückgeleitet. Da die Maschine mit einer Überdrehzahl läuft, wird das Leitradsteuerventil in die Schließstellung gedrückt. Das Leitrad kann durch die vorgesetzte kleine Blende jedoch nur langsam schliessen. Gleichzeitig mit dem Ansprechen des Schwallsteuerventiles *17* bekommt auch der Motor *12* Spannung und verdreht mit einer langen Schliesszeit die Laufradsteuerwelle in die Schließstellung. Ist das Laufrad dann geschlossen, gibt der Endschalter Kontakt und schaltet das Ventil *17* zurück, wobei auch der Motor 12 spannungslos wird. Durch die Rückschaltung des Ventiles *17* lösen sich die Blockierungen *11* und *13*, und der normale Steuerungszustand ist wieder hergestellt.

Es sei hier angefügt, dass man das langsame Schliessen des Laufrades in ähnlicher Weise, wie es beim Leitrad dargestellt wurde, auch durch das Vorschalten einer Schliessblende bewerkstelligen könnte. Allerdings lässt sich der Ablauf eines Ölvolumens nicht auf unbestimmte Zeit drosseln. Da die Schliesszeit des Laufrades mit 10 min sehr lang ist, erscheint es ratsamer, hier einen Verstellmotor einzusetzen, der zudem in seiner Drehzahl noch regelbar sein sollte.

Aus diesem hydraulischen Steuerschema lässt sich ersehen, dass die konstruktive Durchführung der einzelnen Schwallsteuervorgänge sich mit relativ einfachen Mitteln bewerkstelligen lässt. Vor allem kann hier die normale Versteuerung des Turbinenreglers, also das Steuerwerk mit dem mechanischen Fliehkraftpendel in der Normalausführung, beibehalten werden. Dieses normale Steuerwerk eines Geschwindigkeitsreglers ist im allgemeinen nur mit einer Statik von maximal 6...10 % ausgerüstet. Baut man jedoch für diesen besonderen Zweck ein Steuerwerk mit einer wesentlich höheren Statik, wobei diese höhere Statik umschaltbar von der normalen sein muss, so kann man mit dieser sog. Anfahr-Stabilität einen wesentlich grösseren Drehzahlumfang mit dem Regler regulieren. Der normale Drehzahlverstellbereich beträgt etwa ± 10...15 %. Mit einer besonderen Vorrichtung kann man nun diesen Drehzahlverstellbereich wesentlich erweitern. Legt man ihn beispielsweise für ± 50 % aus, so kann die Maschine beim Anfahren bereits bei 50 % der Normaldrehzahl reguliert werden. Anderseits lässt dieses aber auch eine Regulierung bei einer um 50 % höheren Drehzahl zu. Man kann also mit dieser Einrichtung die Maschine in der Überdrehzahl steuern. Für die Schwallsteuerung bedeutet das, dass man nach dem schnellen Schliessintervall die Maschine auf diese Anfahrstabilität und damit auf einen hohen Sollwert umschaltet. Man lässt hier die Maschine vom Pendel übernehmen und regelt die Drehzahl dann in dem eingestellten langen Schliessintervall über die Drehzahlverstellung auf den Normalwert herunter.

Ob man nun den einen oder den anderen konstruktiven Weg beschreitet, bleibt für die Endlösung belanglos. Wichtig ist, dass man bereits konstruktiv genügend Verstellmöglichkeiten vorsieht, um später die Möglichkeit zu haben, die Schliesszeiten und die

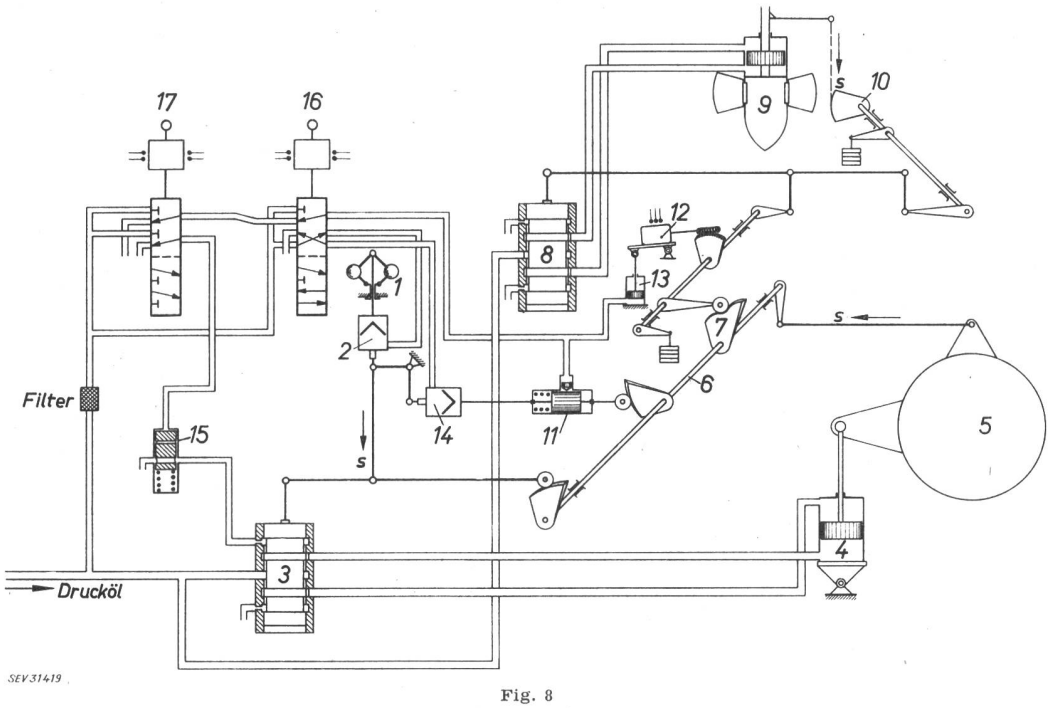

Fig. 8
Hydraulisches Steuerschema einer Schwallsteuerung

1 Pendel; *2* Verstärker *A* (Pendelbetrieb); *3* Leitrad-Steuerventil; *4* Leitrad-Servomotor; *5* Leitrad; *6* Rückführung (Leitrad); *7* Abhängigkeitskurve; *8* Laufrad-Steuerventil; *9* Laufrad; *10* Rückführung (Laufrad); *11* Blockierung Leitradstellung; *12* Verstellmotor (Laufrad schliessen); *13* Blockierung Laufradstellung; *14* Verstärker *B* (Schwallbetrieb); *15* Blendenventil zum Leitrad; *16* Ventil I zur Schwallsteuerung; *17* Ventil II zur Schwallsteuerung; *s* Schliessrichtung

Schliesswege, die für die Schwallsteuerung erforderlich werden, nach den Gegebenheiten des jeweiligen Kraftwerkes einstellen zu können.

Zum Schluss sei erwähnt, dass die hier angeführten Gedankengänge zur Lösung des Schwallsteuerproblems bei der Auslegung der Maschinen für die Moselstaustufen auftraten.

Wenn die in dieser Abhandlung geschilderten Schwallsteuerungsvorgänge auch in erster Linie für diese Anlagen gültig sind, so behalten die Ergebnisse dieser Überlegungen eine allgemeine Gültigkeit für alle Flusskraftwerke, die im Zuge der Kanalisierung eines Flusses gebaut werden und bei denen die Erhaltung der Schiffahrt oberstes Gebot der Turbinensteuerung bleiben muss.

Adresse des Autors:
G. Lanz, dipl. Ingenieur, B. Maier K. G. Maschinenfabrik, Postfach 320, Brackwede (Deutschland).

Diskussionsbeitrag

Dipl. Ing. E. Greiner, Escher Wyss AG: Im Anschluss an den Vortrag von *G. Lanz* sei der Hinweis gestattet, dass die Probleme der Schwall- und Sunkbekämpfung nicht erst mit der Kanalisierung der Mosel in Erscheinung getreten sind, sondern dass diese Probleme bereits beim Bau der Kraftwerke Jochenstein, Birsfelden und anderer behandelt wurden. Dies war bereits anfangs der 50er Jahre, und es wurden damals schon die Lösungen angewandt, die *G. Lanz* in seinem Vortrag erwähnt hat.

Bis zu diesem Zeitpunkt erfolgte die Bekämpfung von Sunk und Schwall bei Abschaltungen der Turbinen durch die Umschaltung der Leistung auf Wasserwiderstände. Die Turbinenöffnung blieb dabei unverändert und somit auch die Wassermenge. Die letzten, von Escher Wyss gelieferten Wasserwiderstände für diesen Zweck hatten eine Leistung von $3 \times 25\,000$ kW und wurden im Kraftwerk Dogern eingebaut.

Es wurden seinerzeit auch Möglichkeiten untersucht, das Wasser im Falle einer Abschaltung durch Nebenauslässe an den Betonspiralen vorbei zu führen, ähnlich wie es bei Hochdruck-Spiralturbinen zur Vermeidung von Druckspitzen in der Rohrleitung gemacht wird. Da diese Nebenauslässe jedoch genau so schnell öffnen müssen, wie die Turbinen schliessen, sind umfangreiche und kostspielige Bauteile nicht zu vermeiden. Die Lösung des Problems, nämlich die Wasserabfuhr durch die Turbine bei erhöhter Drehzahl und verzerrtem a_0/φ-Zusammenhang, kam mit der Inbetriebnahme der Turbinen im Kraftwerk Braunau am Inn. Man stellte bei der Lastabschaltung die übliche Drehzahlerhöhung fest, der jedoch ein starker Abfall unter der Normaldrehzahl folgte. Der Grund dafür war das relativ langsame Schliessen des Laufrades, das schnelle Schliessen des Leitrades und das Fehlen von Belüftungsventilen, die sonst bei Turbinen dieser Grösse vorhanden waren. Das offene Laufrad hatte eine erhebliche Bremswirkung zur Folge, die zu dem festgestellten Drehzahlabfall führte. Da andere Massnahmen nicht schnell möglich waren, verhinderte man ein vollständiges Schliessen des Leitrades dadurch, dass man sekundär vom Laufrad her den Schliessvorgang abstoppte. Es entstand damals die von *G. Lanz* erwähnte Schwall- oder Stoppkurve. Mit dieser Massnahme wurde nicht nur die starke Bremswirkung am Laufrad verhindert, sondern man konnte auch auf Belüftungsventile verzichten, weil nach der Abschaltung noch eine erhebliche Wassermenge durch die Turbine floss. Man erkannte vor allem, dass es durch diese Massnahme möglich war, bei erhöhter Turbinendrehzahl beträchtliche Wassermengen durch die Turbine zu leiten, und dass damit ein Mittel gefunden war, die Sunk- und Schwallerscheinungen zu bekämpfen.

Von diesem Zeitpunkt an wurden von den Turbinenfirmen der Escher-Wyss-Gesellschaften fast sämtliche Kaplanturbinen mit Stoppkurven für die Leitradsteuerung ausgerüstet, selbst bei Anlagen, wo eine Sunk- und Schwallbekämpfung nicht von Interesse war. Die Einsparung der Belüftungsventile und die bequeme Beeinflussung des Drehzahlverlaufes nach der Abschaltung mit Hilfe der Stoppkurve war in solchen Fällen ausschlaggebend. In den letzten 10 Jahren wurden von den EW-Turbinenfirmen insgesamt 118 Turbinenregler mit eingebauten Leitrad-Stoppkurven geliefert, die bei Abschaltung alle nach dem von *G. Lanz* geschilderten Verfahren arbeiteten.

Eine Reihe von Messungen in Anlagen mit verschiedenen Fallhöhen wurde durchgeführt, wobei sich ergab, dass bei Fallhöhen kleiner als 8 m ohne Bedenken die ganze Wassermenge durch die Turbine fliessen kann, wenn eine Drehzahlerhöhung von 40...50 % zugelassen wird. Über 8 m Fallhöhe treten in steigendem Masse Kavitationsschläge auf, die eine Begrenzung des Wasserdurchflusses nach der Abschaltung erforderlich machen. Dies ist mit Hilfe der Stoppkurve ohne weiteres möglich, indem man das Leitrad bei noch offenem Laufrad weiter schliessen lässt.

Abschliessend sei noch auf eine neue Methode der Sunk- und Schwallbekämpfung hingewiesen, auf die man nach neuerlichen Versuchen im Kraftwerk Trier kam. Wenn man davon ausgeht, dass nach der Abschaltung die gleiche Wassermenge durch die Turbine fliessen soll, wie vor der Abschaltung, und dass das Laufrad in seiner Stellung festgehalten wird, so ergeben sich immer die gleichen Überdrehzahlen, gleich ob aus Vollast oder einer Teillast abgeschaltet wird. Die Erkenntnis, dass gleichbleibender Wasserdurchfluss zu einer Linie konstanter Drehzahl führt, ermöglicht es, die Schwallbekämpfung auch ohne Stoppkurven durchzuführen. Es ist lediglich notwendig, dem Drehzahlregler durch einen Impuls an der Drehzahlverstellung die erforderliche Überdrehzahl vorzugeben und das Laufrad festzuhalten, wodurch sich dann von selbst die richtige Leitradstellung durch den Drehzahlregler ergibt. Diese Massnahme erspart nicht nur Gestänge, die zur Betätigung der Leitradstoppkurve vom Laufrad aus notwendig sind, sondern man ist auch unabhängig von Schwankungen der Fallhöhe, die sonst zu Änderunden der Stoppkurve, d. h. zu sog. Kurvenwalzen führen. Es ist vorgesehen, diese Lösungsart zur Bekämpfung von Sunk und Schwall für die nächste, von Escher Wyss zu liefernde Moselstufe zu verwenden.