Zeitschrift: Bulletin des Schweizerischen Elektrotechnischen Vereins

Herausgeber: Schweizerischer Elektrotechnischer Verein ; Verband Schweizerischer Elektrizitätswerke

Band: 56 (1965)

Heft: 11

Rubrik: Diskussionsbeiträge : zu den an der Diskussionsversammlung des SEV vom 11. November 1964 gehaltenen Vorträgen

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: 10.07.2025

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

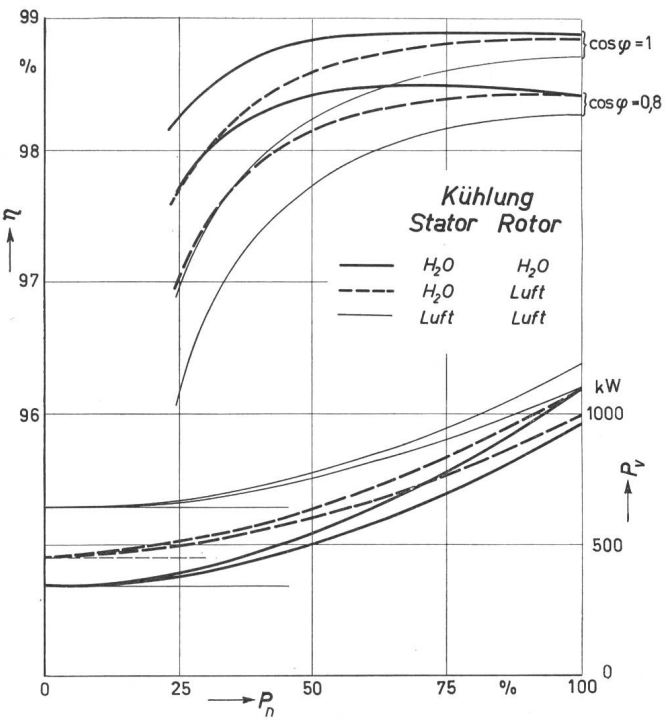

Fig. 3

Wirkungsgrade η und Verluste der Synchron-Generatoren, 86 MVA, 428,5 U./min, bei verschiedenen Kühlungskonzeptionen

P_n Scheinleistung bezogen auf die Nennleistung; P_v Verlustleistung

sionierung geändert wird, sondern auch die Grundkonzeption der Maschine.

Als Beispiel sei hier ein Synchron-Generator mit einer Leistung von 86 MVA und 428 U./min, der sich momentan in Bau befindet, erwähnt. Man kann nun für diese Leistungsdaten drei verschiedene Konzeptionen vergleichen:

a) Die Kühlung der Maschine erfolgt konventionell mit Luft. Zwei Ventilatoren fördern die Kühlluft von beiden Seiten aus axial durch den Rotor und radial durch die Ventilationsschlitze im Stator.

b) Der Rotor wird weiterhin wie in Variante a) mit Luft gekühlt, der Stator jedoch direkt mit Wasser. Dies bedeutet, dass in den Roebelstäben Hohlleiter eingestreut sind, durch welche das Kühlwasser fliesst. Das Statoreisen wird durch eingebettete, wasserdurchflossene Rohre gekühlt. Die Pressplattenverluste werden ebenfalls durch einen separaten Wasserkreislauf abgeführt.

c) Nicht nur der gesamte Stator, sondern auch die Rotorwicklung wird direkt mit Wasser gekühlt. Ein stark reduzierter Luftstrom dient zur Abführung der restlichen, mit dem Wasser nicht direkt erfassten Verluste. Es betrifft dies die Luftreibungsverluste, Polschuhoberflächenverluste und Verluste, die durch das Stirnraumfeld entstehen.

Fig. 2 zeigt zur Verdeutlichung einen Schnitt durch das Polrad der vollständig wassergekühlten Maschine, gemäss Konzeption c). Das Rotorkupfer ist hohl und wasserdurchflossen. Die Pollücke ist abgedeckt, um der Luft einen angenähert glatten Zylinder vorzutäuschen und damit die Luftreibungsverluste zu senken.

In Fig. 3 sind der Verlauf des Wirkungsgrades und die Grösse der Verluste der verschiedenen Konzeptionen bei $\cos\varphi = 1$ und 0,8 dargestellt. Beim Vergleich der Verlustkurven ist der grosse Unterschied in den Leerlaufverlusten besonders auffällig. Dieser ist im wesentlichen dadurch bedingt, dass die Luft zwar ein sehr billiges, aber auch ein schlechtes Kühlmedium ist. Seine Wärmekapazität ist klein und die benötigte Förderleistung, um bei der gegebenen Erwärmung eine bestimmte Verlustleistung abzuführen, ist gross. Die benötigte Förderleistung, um das Kühlwasser für die direkte Kühlung durch die Maschine zu schicken, beträgt nur einige Prozente von derjenigen, die man für die Förderung der Luft aufwenden muss. Durch die vorher schon erwähnte Abdeckung der Pollücken werden auch die Luftreibungsverluste stark vermindert. Die Dimensionierung der Varianten b) und c) wurde so gewählt, dass sich deren Wirkungsgrade im Vollastpunkt demjenigen der vollständig luftgekühlten Variante a) nähern. Im Vollastpunkt ist somit der Anteil an lastabhängigen Verlusten bei den Varianten b) und c) grösser. Die Wirkungsgradkurve durchläuft daher ein Maximum, das für die vollständig wassergekühlte Maschine mit $\cos\varphi = 0{,}8$ bei etwa 65 % der Nennleistung liegt. Der Wirkungsgrad erreicht hohe Werte, z. B. bei $\cos\varphi = 1$ beträgt er 98,9 %. Der Wirkungsgrad der nur im Stator flüssigkeitsgekühlten Maschine nach Variante b) verläuft zwischen denjenigen der beiden anderen Maschinen, da die Kühlluft für den Rotor umgewälzt werden muss.

Für die Dimensionierung der total wassergekühlten Maschine spielt die Erwärmung und damit die Grenztemperatur praktisch keine Rolle mehr, da die Temperaturen der aktiven Teile weit unter den zulässigen Grenzen liegen. Man ist daher bei dieser Variante weitgehend frei, den Wirkungsgradverlauf den Betriebsbedingungen anzupassen. Wie diese Maschine dimensioniert werden soll ist daher nur eine Frage der Verlustbewertung des geforderten Schwungmomentes und der Reaktanzen.

Adresse des Autors:
R. Noser, dipl. Ingenieur ETH, AG Brown, Boveri & Cie, 5400 Baden.

Diskussionsbeiträge

zu den an der Diskussionsversammlung des SEV vom 11. November 1964 gehaltenen Vorträgen

H. Billeter, dipl. Ingenieur, Elektro-Watt AG, Zürich: Wie aus dem Referat von Dr. *R. Galli* [1]) hervorgeht, kommt den Anlagekosten von Pumpspeicherwerken im Hinblick auf einen möglichst günstigen Spitzenenergiepreis entscheidende Bedeutung zu. Der Zweck dieses kurzen Beitrages ist, die für die Anlagekosten von Pumpspeicheranlagen massgebenden Faktoren und deren relative Wichtigkeit zu beleuchten.

Neben den topographischen und geologischen Verhältnissen sind das Bruttogefälle, die Länge der Verbindungsleitungen zwischen Ober- und Unterwasser und die Art der Maschinengruppen für die Anlagekosten bestimmend. Die beiden letzten Faktoren sind dabei direkt auch von der Fallhöhe abhängig.

In Tabelle I, die für schweizerische Verhältnisse und Anlagen mit 200...300 MW totaler Turbinenleistung ausgearbeitet wurde, sind die spezifischen Anlagekosten von Pumpspeicherwerken in Funktion des Bruttogefälles und der Druckleitungslänge zusammengestellt.

Spezifische Anlagekosten von Pumpspeicherwerken

Tabelle I

Bruttogefälle	Spezifische Anlagekosten (Preisbasis 1964) in Fr./kW installierte Turbinenleistung bei einer Druckleitungslänge von				
m	0,25 km	0,5 km	1,0 km	2,0 km	4,0 km
250	650...900	700...900	700...950	750...1050	900...1200
500	—	500...650	500...700	550... 750	650... 900
750	—	—	600...800	650... 850	750...1000
1000	—	—	600...800	600... 850	700... 950

[1]) Siehe Bull. SEV 56(1965)3, S. 91...101.

33'764 -771

Die relativen Einflüsse des Bruttogefälles und der Druckleitungslänge auf die spezifischen Anlagekosten sind daraus klar ersichtlich. Für Bruttogefälle von 0...550 m finden reversible Pumpe-Turbinen oder Francisturbinen mit separaten Pumpen Verwendung. Die spezifischen Anlagekosten nehmen in diesem Bereich — für eine gegebene Druckleitungslänge — mit zunehmendem Bruttogefälle ab, bedingt durch geringere Kosten der baulichen und elektro-mechanischen Anlagen zufolge Abnahme der Turbinen- bzw. Pumpwassermenge. Im Fallhöhenbereich oberhalb 650 m werden Peltonturbinen mit separaten Pumpen eingesetzt. Die spezifischen Anlagekosten liegen in diesem Bereich höher als für Gefälle von rund 500 m und nehmen mit zunehmender Fallhöhe nur noch relativ gering ab, da sich die Mehrstufigkeit der Pumpen stark verteuernd auszuwirken beginnt. Im Übergangsbereich von 550...650 m können — je nach den Gegebenheiten — sowohl Francis- als auch Peltonturbinen Verwendung finden. Der Einfluss der Druckleitungslänge auf die spezifischen Anlagekosten ist ebenfalls nicht unbedeutend. Mit zunehmender Druckleitungslänge ergeben sich bei gleichbleibendem Bruttogefälle, zufolge der damit verbundenen, höheren Baukosten, auch zunehmende spezifische Anlagekosten.

Obwohl im Einzelfall auch die örtlichen topographischen und geologischen Verhältnisse gebührend zu berücksichtigen sind, gestattet doch Tabelle I einen ersten Überblick über die Gestaltung der Anlagekosten von Pumpspeicherwerken in der Schweiz.

Prof. **J. Chatelain,** EPUL, Lausanne: Du fait des conditions hydrologiques particulières de la Suisse, les hauteurs de refoulement des groupes de pompage sont toujours importantes et les moteurs synchrones accouplés aux pompes sont des machines rapides à 4 ou 6 pôles pour les puissances installées jusqu'à ce jour. La solution la plus élégante aux problèmes mécaniques posés par ce matériel consiste à prévoir des pôles massifs en acier coulé et les trois constructeurs suisses de gros matériel électrique ont à leur actif des réalisations spectaculaires dans ce domaine. Cette même solution, par contre, ne jouit pas d'une faveur semblable à l'étranger et l'on peut s'interroger sur les raisons de la réticence de constructeurs même très expérimentés à l'usage des pôles massifs. L'une des raisons réside certainement dans la difficulté de calculer de façon précise le comportement de ces pôles massifs pendant le démarrage en asynchrone. J'emploie à dessein le terme «précis» car lorsqu'on aborde une gamme de puissances supérieures à une dizaine de MW telles par exemple les moteurs de 16 MW actuellement en service à Arolla, les moto-générateurs de 42 MW en construction pour Robiei ou des projets encore plus puissants, il n'est pas admissible d'utiliser des formules empiriques pour déterminer les courants, couples, échauffements et efforts électro-dynamiques pendant le démarrage.

Le comportement d'un moteur synchrone à pôles saillants feuilletés, munis d'une cage d'amortissement peut être assimilé à celui d'un moteur asynchrone à cage et traité par des méthodes bien connues. Il n'en va plus de même avec un moteur à pôles massifs dont les épanouissements sont le siège d'une nappe de courants de Foucault dont la résistance et l'inductance varient avec la perméabilité du matériau, la répartition et l'intensité du champ appliqué et naturellement la fréquence de glissement.

Les études publiées jusqu'à ce jour dans la littérature technique présentent des lacunes et ne permettent pas de tenir compte rigoureusement de la courbe d'aimantation réelle du matériau utilisé pour les pôles, de l'hystérise, de la distribution exacte du champ le long de l'épanouissement polaire ni des effets de superposition de courants de Foucault dans les cornes polaires.

Sans entrer dans des détails n'intéressant que les spécialistes, je rappelerai brièvement les hypothèses et résultats des études actuellement connues:

Le point de départ est évidemment donné par les équations de *Maxwell*. Leur résolution n'est simple que sous les hypothèses suivantes: perméabilité constante, pas d'hystérèse et application à un demi-espace infini. Dans ces conditions, le champ décroît exponentiellement avec la profondeur de pénétration et le déphasage ψ entre le flux et le champ est en tout point constant et égal à 45°. Le sinus de cet angle ψ caractérise le facteur de puissance de l'impédance représentative du rotor, soit $\sin \psi = \cos \varphi = 0{,}707$. On retrouve là le résultat bien connu de

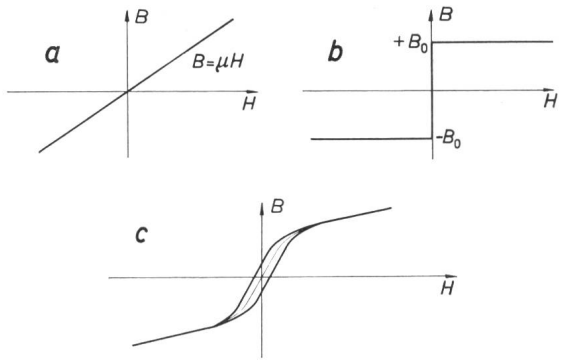

Fig. 1

Caractéristiques magnétiques

$a\ X_{Fe} = R_{Fe}$; $b\ X_{Fe} = \frac{R_{Fe}}{2}$; $c\ X_{Fe} \approx 0{,}735\ R_{Fe}$

B Induction magnétique; H Champ magnétique; B_0 Induction de saturation; X Réactance équivalente; R Résistance équivalente

l'égalité entre la résistance et la réactance d'un circuit fer massif. Cette valeur n'est naturellement correcte que pour la partie linéaire de la courbe d'aimantation, c. à. d. pour des champs très faibles ou au contraire très grands pour lesquels la perméabilité μ vaut pratiquement la perméabilité μ_0 de l'air. La fig. 1a représente une telle caractéristique.

Une autre méthode consiste à étudier la vitesse de pénétration d'une onde électro-magnétique plane dans un demi-espace infini à induction constante selon une caractéristique illustrée par la fig. 1b. La pénétration est caractérisée par le front d'onde pour lequel $H = 0$. En effet ce plan s'accompagne d'un changement d'état de saturation, l'induction passant brusquement de $-B_0$ à $+B_0$.

La résolution des équations de *Maxwell* conduit à un déphasage ψ entre flux et champ valant cette fois-ci 63°45′, donc à un cos φ égal à 0,893. Il lui correspond une réactance équivalente du circuit massif égale à la moitié seulement de la résistance. On voit donc que suivant l'allure de la caractéristique magnétique choisie la résistance calculée peut varier du simple au double de la réactance.

Aucune des méthodes usuelles ne donnant des résultats suffisamment précis, il fut recherché une méthode de résolution exacte, applicable individuellement à chaque cas et ceci dans le cadre des travaux de diplôme de l'Ecole Polytechnique de Lausanne et en collaboration avec les Ateliers de Sécheron. La solution finale consista à transformer en résolution numérique une méthode graphique d'intégration permettant d'introduire la courbe réelle d'aimantation et l'hystérèse, conformément à la fig. 1c.

Au moyen de la méthode de *Runge Kutta,* nous avons intégré point par point le système différentiel linéaire, l'avantage de ce procédé résidant dans sa précision et sa facilité d'adaptation au calcul électronique.

La fig. 2 représente le résultat de l'investigation appliquée à l'acier coulé ACC 60-61 VSM utilisé dans les moteurs d'Arolla pour un glissement égal à 1, c. à. d. à l'enclenchement.

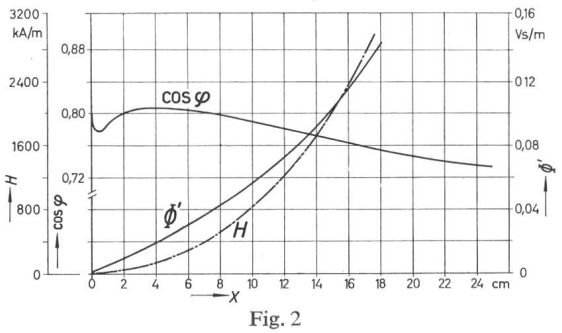

Fig. 2

Milieu magnétique massif

Φ' Flux par unité de longueur; H Champ magnétique; X Niveau au-dessous duquel la caractéristique d'aimantation est linéaire

A un champ tangentiel max. H_0 appliqué à la surface du matériau correspond un niveau d'abscisse x pour lequel le champ Hx a décru jusqu'à correspondre à la limite supérieure de la portion linéaire de la caractéristique magnétique (Ce champ correspond à une induction de l'ordre de 1,2 T). Au niveau x, et en dessous, la perméabilité étant constante et l'angle d'hystérèse déterminé, nous connaissons a priori le déphasage entre le flux et le champ. En remontant de x vers la surface du matériau, il est possible de déterminer le déphasage ψ aux différents niveaux. Sur la même figure sont reportées les courbes donnant le facteur de puissance et le flux par unité de longueur induisant les courants de *Foucault*.

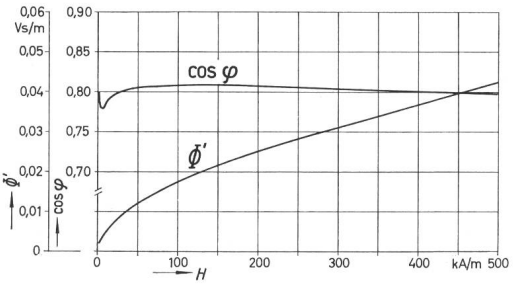

Fig. 3

Milieu magnétique massif

Significations voir fig. 2

Pour les machines de grandes puissances démarrant à tension réduite, le champ tangentiel maximum varie entre 200 et 450 kA/m. La fig. 3 représente le flux unitaire et le cos φ pour des champs tangentiels de 0 à 450 kA/m. On constate que dans le domaine usuel le cos φ moyen ne varie pratiquement pas et reste voisin de 0,806, la répartition du champ obéit à une loi pratiquement parabolique et le flux varie à peu près linéairement. Ces résultats sont tout à fait nouveaux. Une fois mise au point la théorie du comportement d'un circuit massif, l'investigation a été étendue au cas concret et limité des pôles saillants, compte tenu de leur géométrique particulière. L'énorme avantage de suivre pas à pas tout le phénomène du développement des courants de *Foucault* dans les semelles polaires et des courants de circulation aux extrémités des pôles ou entre pôles a mis en évidence des phénomènes tels que la superposition des nappes de courants qui avaient totalement échappé aux études précédentes. La fig. 4 illustre la répartition des courants de *Foucault* dans un épanouissement polaire, dans l'axe direct. On remarque une très forte concentration du courant, donc des pertes, à l'extrémité des becs polaires. Pour l'exemple cité, 70 % des pertes totales sont localisés dans les 4 derniers centimètres de l'épanouissement. On encourt ainsi des risques de brûlures du fer à cet endroit en cas de dimensionnement inadéquat.

L'étude a mis également en évidence l'importance des connexions frontales entre pôles. Elles améliorent considérablement le couple dans l'axe transversal qui devient supérieure à celui dans l'axe direct. Etant donné l'importance des courants de circulation pouvant se fermer de pôle à pôle ou sur un épanouissement, il convient d'apporter la plus grande attention à la qualité du contact fer-cuivre. Le calcul précis effectué pour les moteurs

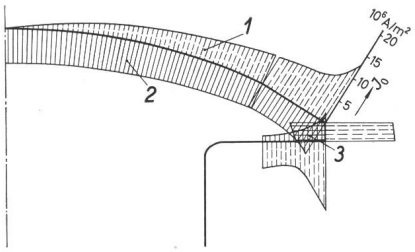

Fig. 4

Pôle massif

Densité de courant et Pénétration dans l'axe direct

1 J_0 Densité de courant à la surface; *2* Pénétration; *3* Superposition

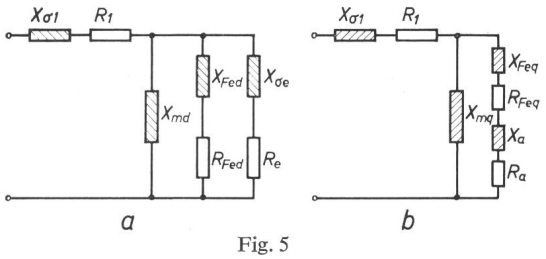

Fig. 5

Moteur synchrone

Schémas équivalents pour le démarrage

a Axe direct; *b* Axe transverse;

R Résistance équivalente; *X* Réactance équivalente

Indices utilisés: *1* enroulement statorique; *m* réactance de champ principal; *Fe* circuit fer massif; *e* enroulement d'excitation; *a* connexions frontales; *d* axe direct; *q* axe transverse

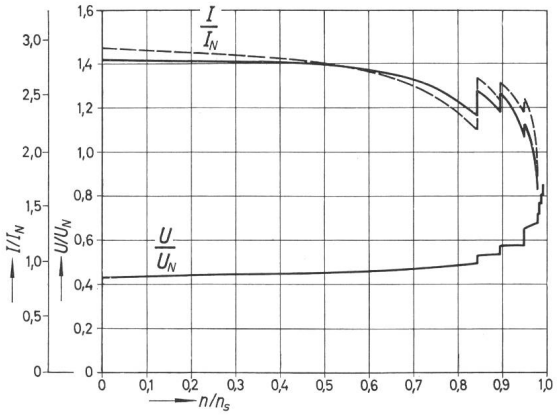

Fig. 6

Démarrage avec insérateur

Moteur 16,2 MW, 1500 t./min

——— mesuré ····· calculé

I Courant statorique; I_N Courant statorique nominal; *U* Tension statorique; U_N Tension statorique nominale; *n* Vitesse de rotation; n_s Vitesse synchrone

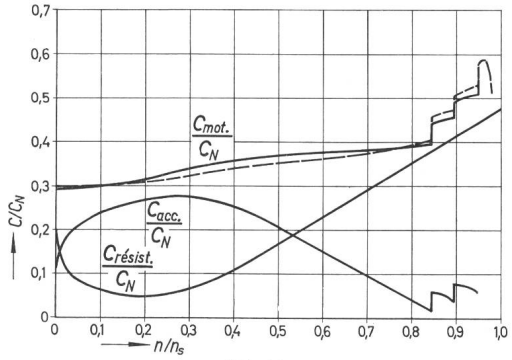

Fig. 7

Démarrage avec insérateur

Moteur 16,2 MW, 1500 t./min

C Couple; C_N Couple moteur nominal

Autres significations voir fig. 6

d'Arolla a permis de chiffrer l'intensité circulant dans les connexions frontales lors de l'enclenchement à tension réduite à 57 000 A. Pour des puissances unitaires supérieures à 15 MW, les intensités développées rendent aléatoire à notre avis l'usage de connexions simplement vissées à l'épanouissement. Nous pensons que seuls des contacts brasés peuvent assurer à la longue la qualité du contact et éviter ainsi un passage incontrôlable des courants de circulation par la fixation des pôles, se traduisant par une brûlure rapide des surfaces d'appui.

La fig. 5 représente le schéma équivalent introduit pour calculer l'impédance opérationnelle dans les deux axes direct et transverse.

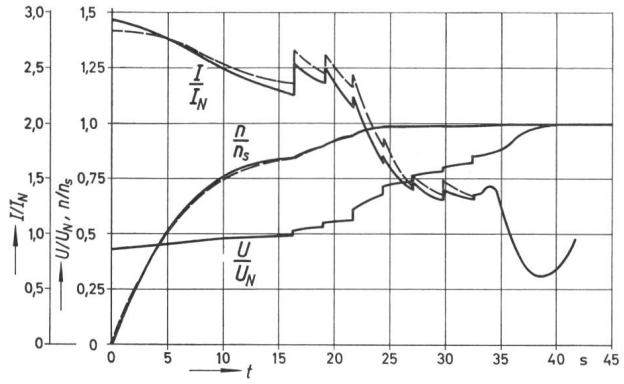

Fig. 8

Démarrage avec insérateur

Moteur 16,2 MW, 1500 t./min

Significations voir fig. 6

L'enroulement d'excitation joue un rôle non négligeable au cours du démarrage. En effet, il absorbe une grande quantité de courant réactif au début du démarrage et fournit un couple appréciable à faible glissement, surtout si la roue polaire est fermée sur une résistance additionnelle.

La qualité de la méthode de calcul originale précitée a été mise en évidence par la concordance excellente entre calcul et mesure, p. ex. pour les moteurs d'Arolla (16,2 MW, 7 kV, 1500 t./min). M. *D. Jaccard* [1]) a signalé au cours de son exposé que le démarrage s'effectue à tension réduite, au moyen d'un insérateur à gradins équipant le transformateur d'alimentation. La fig. 6 représente la variation du courant moyen et de la tension en charge aux bornes du moteur. La fig. 7 illustre en fonction de la vitesse les couples d'accélération résistant et moteur. Les traits pleins concernent les valeurs mesurées, les traits interrompus les valeurs calculées.

La fig. 8 représente enfin les grandeurs intéressant l'utilisateur, c. à. d. le couple, la vitesse, le courant et la tension en fonction du temps. A noter que le courant représenté est celui circulant dans le moteur. Le courant dans le réseau s'obtient en introduisant le rapport de transformation et ne dépasse pas en l'occurrence 1,3 I_N.

En conclusion, il convient donc de souligner l'excellence de la solution à pôles massifs. Non seulement leur robustesse mécanique, mais leur excellent comportement en régime transitoire assurent aux moteurs synchrones de grande puissance des performances de démarrage remarquables. La complexité du calcul de l'impédance opérationnelle de telles machines ne doit pas constituer une restriction à leur emploi, car une étude théorique soignée permet de franchir l'obstacle. La méthode nouvelle que je viens de vous exposer très succinctement, obtenue par une collaboration harmonieuse de l'université et de l'industrie, en utilisant pleinement les possibilités offertes par le calcul électronique, donne toute garantie quant à la prévision rigoureuse des phénomènes et au choix optimum des dispositions constructives.

H. Fankhauser, Vizedirektor, Maggia Kraftwerke AG, Locarno: Die Maggia Kraftwerke AG hat im März 1963 auf Grund eingehender Voruntersuchungen beschlossen, die Anlage Robiei als Pumpspeicherwerk auszubauen. Da es sich um eine erste grössere, für diese Betriebsweise einzurichtende Zentrale unseres Landes handelt, vermögen die Umstände, welche zu diesem Beschluss führten, vielleicht näher zu interessieren.

In den ursprünglichen Projekten für den Weiterausbau der Werkgruppe Maggia war die zwischen den Zwillingsjahresspeichern Cavagnoli und Naret einerseits und den Ausgleichbecken Robiei und Zöt anderseits mit einem Gefälle von nahezu 400 m arbeitende Anlage Robiei mit einer Ausbauleistung von 42 MW für den Turbinen-, bzw. 28 MW für den Saisonpumpbetrieb ausgelegt. Mit diesen Ausbaudaten beträgt die ideelle Benützungsdauer 1100 h für die Turbinierung des Saisonwassers, bzw. 1070 h für das Hochpumpen des im Mitteljahr zur Füllung der Jahresbecken benötigten Wasserzuschusses aus dem Niveau Robiei. Die weitere Untersuchung der Ausbaugrösse zeigte zunächst, dass eine Vergrösserung der Pumpenleistung hinsichtlich einer besseren Anpassung des Betriebes an die wasserreichen Monate und einer vermehrten Konzentrationsmöglichkeit auf die Nacht- und Wochenendstunden erwünscht ist, weshalb die Studien auf der Maschinenseite auf Pumpengruppen, mit ungefähr gleich grosser Leistung wie die Turbinen, ausgedehnt wurden. Im Zuge dieser Studien wurden von Seite der Maschinenindustrie erste preisgünstige Vorschläge für die Verwendung reversibler Gruppen gemacht, welche eine nähere Prüfung derselben im Sinne einer verfeinerten Anpassung der Bereiche optimaler Wirkungsgrade im Turbinen- und Pumpenbetrieb als angezeigt erscheinen liessen.

Die Vergrösserung des Pumpenschluckvermögens und die Verfügbarkeit einer verhältnismässig grossen, im Sommer praktisch unbenützten Turbinenleistung führte alsdann zur Ausdehnung der Vorstudien auf die Führung eines Umwälzbetriebes, für welchen das zwischen zwei grossen Becken mit konzentriertem Gefälle arbeitende Werk Robiei (nahezu 400 m Gefälle auf einen Schwerpunktsabstand der Becken von nur 1,5 km) schon aus den natürlichen Gegebenheiten besonders geeignet ist.

Die energiewirtschaftlichen Berechnungen der Pumpspeicheranlage basierten auf folgenden Voraussetzungen:

a) Der Umwälzbetrieb wird dem regulären Betrieb für Saisonförderung und Saisonproduktion superponiert.

b) Es wurden Wochenperioden untersucht, unter Zugrundelegung einer Umwälzproduktion entsprechend dem Schluckvermögen der Turbinen in 6 h pro Werktag an 5 Werktagen im Sommer (= 30 h pro Woche), bzw. 9 h pro Werktag an 5 Werktagen im Winter (45 h pro Woche). Das für die Umwälzproduktion erforderliche Wasser wird in der Regel am vorangehenden Wochenende, nötigenfalls auch noch während der Nachtstunden gepumpt.

c) Die Förderung des Saisonpumpwassers erfolgt in den Monaten grösster Wasserführung während der Nachtstunden; die Saisonproduktion während der Winterwerktage wird eingegliedert in die Umwälzproduktion bis zu höchstens 9 h pro Werktag.

Zur Bewertung der Energie dienten die Ansätze der verfeinerten Berechnungsweise nach den Richtlinien des Schweiz. Wasserwirtschaftsverbandes.

Es wurden drei Varianten mit 50, 100 bzw. 150 MW Ausbauleistung entsprechend einem Schluckvermögen von rund 15, 30 oder 45 m³/s auf der Turbinenseite untersucht. Bei der grössten Variante entsprechen die zu transportierenden Höchstgewichte von Maschinenteilen der Tragkraft der Schwerlastbahn San Carlo—Robiei von rund 24 t.

Im soeben definierten Umfang können bei den drei Varianten die folgenden Bedarfs- bzw. Produktionsziffern aus dem Umwälzbetrieb erreicht werden:

Variante MW	Pumpenenergiebedarf für Umwälzförderung GWh	Umwälzproduktion GWh
50	64	45
100	169	120
150	285	201

Der Gesamtwirkungsgrad zwischen Pumpförderung und Umwälzproduktion liegt im Falle Robiei mit reversiblen Maschinen und einschliesslich hydraulischen Verlusten bei ca. 71 %; in Anbetracht der preisgünstigen Angebote für diesen Maschinentyp, sowie der verhältnismässig grossen Spiegelschwankung im Ober- und Unterbecken, bzw. eines Nutzgefällsbereichs zwischen 290 und 370 m (Förderhöhe 300...380 m) darf gesagt werden, dass in den Wirkungsgradbereichen beider Betriebsarten im Vergleich zu anderweitigen Ausführungen von Pumpspeicherbecken eine befriedigende Anpassung erreicht werden konnte.

Bei der höchsten Ausbauvariante mit 150 MW stellt sich das Verhältnis zwischen dem kapitalisierten Ertragswert aus der Umwälzproduktion, vermindert um die Beschaffungskosten des Pumpenenergiebedarfs und dem Kostenaufwand für die Vergrösserung der Ausbauleistung am günstigsten; es wurde daher auf Grund dieser Untersuchungen der Ausbau mit 150 MW Nennleistung beschlossen. Bei der Angebotsbereinigung der Maschinen wurde sodann die Ausbauleistung noch auf 160 MW für die

[1]) Voir Bull. ASE 56(1965)9, p. 343...348.

Turbinen, bzw. 150 MW für die Pumpen erhöht. Nach den Voraussetzungen der Energieberechnung betragen bei dieser Variante die ideellen Belastungsstunden:

Im Sommer:

180 h für die Förderung von Saisonpumpwasser
990 h für die Förderung von Umwälzwasser
750 h für die Umwälzproduktion

1920 h Gesamtbelastung oder rund 44 % der Gesamtstundenzahl

Im Winter:

325 h für die Saisonproduktion
1115 h für die Förderung von Umwälzwasser
775 h für die Umwälzproduktion

2215 h Gesamtbelastung oder rund 51 % der Gesamtstundenzahl.

Aus dem genannten Gesamtwirkungsgrad des Umwälzbetriebes von 71 % ergibt sich, dass der kWh-Preis der Umwälzproduktion den 1/0,71 = 1,4fachen Wert des Einstandspreises für die Pumpenergie erreichen muss, um die beim Umwälzen entstehende Energieeinbusse gerade zu decken. Darüber hinaus müssen noch die aus dem Mehraufwand an Kapital und Arbeit entstehenden Betriebskosten gedeckt werden; im Falle von Robiei belastet der Mehraufwand an Jahreskosten aus dem Umwälzbetrieb den Umwälz-Produktionspreis in der Grössenordnung von rund 0,6 Rp./kWh. Daraus geht hervor, dass bei einem Pumpenergiepreis von z. B. 1 Rp./kWh die Umwälzproduktion zu rund 2 Rp./kWh verkauft werden muss, bzw. bei einem Pumpenergiepreis von 3 Rp./kWh die Umwälzenergie auf etwa 4,8 Rp./kWh ab Kraftwerk zu stehen kommt. Bei den heutigen Verhältnissen auf dem schweizerischen Energiemarkt sind demnach die für Spitzenenergie aus dem Umwälzbetrieb Robiei genannten Preise durchaus als interessant zu beurteilen.

Dr.-Ing. **B. von Gersdorff,** Elektromark-Pumpspeicherwerk GmbH, Hagen: Elektrizitätswerke, die die Errichtung eines Pumpspeicherwerks planen, sind heutzutage gezwungen, auch die Verwendung von Pumpe-Turbinen ernsthaft zu prüfen. Bei dieser Prüfung sind Besonderheiten der Pumpe-Turbinen im Vergleich zu konventionellen Pumpspeichersätzen, d. h. Pumpe und Turbine, zu beachten:

1. Verhältnis von Turbinenleistung zu Pumpleistung;
2. Wirkungsgrad;
3. Umschaltzeit vom Energieerzeugungs- zum Pumpbetrieb.

Auf das Verhältnis von Turbinennennleistung zu Pumpnennleistung hat *D. Florjančič* in seinem Vortrag[1]) hingewiesen. Bekanntlich wählt man bei konventionellen Pumpspeicherwerken die Turbinenleistung in der Regel 20 bis 40 % grösser als die Pumpleistung. Eingeschränkt wird die Wahl dieses Leistungsverhältnisses letzten Endes durch die Synchronmaschine. Bei Pumpe-Turbinen ist man dagegen auch auf der hydraulischen Seite weitgehend festgelegt. Pumpe-Turbinen mit festen Leitapparaten haben in der Regel eine Pumpleistung, die grösser als die Turbinenleistung ist. Bei Verwendung von beweglichen Leitapparaten, insbesondere aber durch eine geeignete Weiterentwicklung der Laufradformgebung und der Leitschaufeln, ist es möglich, Pumpe-Turbinen eine grössere Turbinenleistung als Pumpleistung zu geben.

Die Bedeutung des Verhältnisses von Turbinen- zu Pumpleistung zeigt Fig. 1 am Pumpeinsatz von zwei Maschinen mit je 60 MW Turbinenleistung. Maschine *1* hat eine Pumpenaufnahmeleistung von durchschnittlich 77 MW. Das Verhältnis von Turbinen- zu Pumpleistung beträgt 0,78. Bei Maschine *2* beträgt die Pumpaufnahmeleistung 55 MW. Das Verhältnis ist also 1,09. Der Vergleich des Einsatzes beider Maschinen während der Nacht zeigt, dass die Maschine *1* erst sehr viel später angefahren werden kann als die Maschine *2*. Ausserdem sind die Belastungsstösse für das Netz beim Aufnehmen des Pumpbetriebs entsprechend der grösseren Pumpleistung erheblich grösser als bei Maschine *1*. Insgesamt gesehen, bietet der Pumpbetrieb mit den beiden grösseren Maschinen ein wesentlich unruhigeres Bild als der mit den beiden kleineren Pumpen. Würde im Fall 1 die Pumpleistung noch höher liegen, wäre eine weitere Leistungsunterteilung der beiden Maschinen in 3 × 40 MW erforderlich geworden. Die Kostensenkung, die in der Verwendung von 2 × 60 MW Pumpe-Turbinen statt konventioneller Speichersätze besteht, würde dadurch aufgehoben. Es ist daher erforderlich, dass die Hersteller von Pumpe-Turbinen sich mit der Erforschung dieser Fragen besonders beschäftigen.

[1]) Siehe Bull. SEV 56(1965)6, S. 188...191.

33'785-787

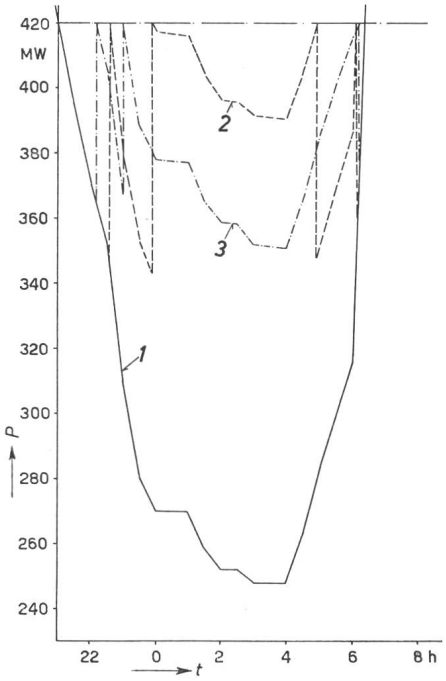

Fig. 1
Pumpbelastungsverlauf
P Leistung; *t* Zeit
1 Belastungslinie; *2* Pumpleistungsaufnahme (Pumpleistung > Turbinenleistung); *3* Pumpleistungsaufnahme (Pumpleistung < Turbinenleistung)

Auch das Wirkungsgradverhalten der Maschinen mit grösserer Pumpleistung ist im Pumpbetrieb schlechter. Da in kürzeren Zeiträumen mit grösseren Wassergeschwindigkeiten die gleiche Wassermenge gefördert wird, sind die Reibungsverluste in der Verbindungsleitung zwischen Unter- und Oberbecken höher.

Der Gesamtwirkungsgrad eines Pumpspeicherwerks mit Pumpe-Turbinen wird in der Planung oft von vornherein niedriger angesetzt als der eines konventionellen Pumpspeicherswerkes. Es ist ein physikalisches Gesetz, dass bei der Pumpe-Turbinenausführung der Wirkungsgrad der hydraulisch-maschinellen Anlage schlechter ist. Bei gleicher Leistungs- und Energieabgabe des Pumpspeicherwerkes wird der Umwälzwirkungsgrad noch weiter verschlechtert, da entsprechend dem niedrigeren Maschinenwirkungsgrad grössere Wassermengen zu transportieren sind. Trotzdem ist der Unterschied unter besonderen Umständen nur gering. Für das Pumpspeicherwerk Rönkhausen wurde der Umwälzwirkungsgrad auf Grund einer Einsatzweise, wie sie Fig. 1 und 2 darstellen, (elektronisch)

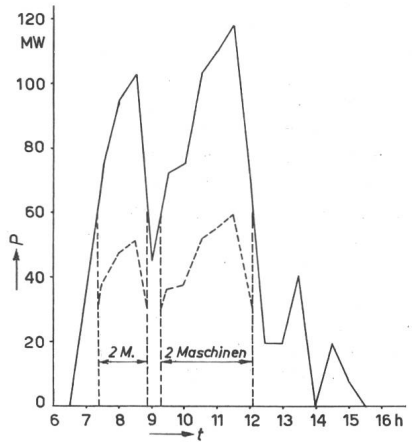

Fig. 2
Spitzenbelastungsverlauf
(Turbinenbetrieb)

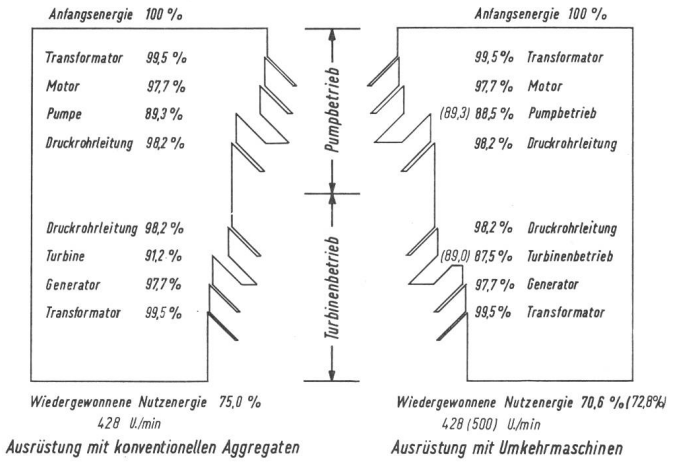

Fig. 3

Wirkungsgrade bei der Energieumwandlung in einem Pumpspeicherwerk

errechnet. Die Maschinen wurden dabei im Turbinenbetrieb bis zu einer Teillast von 33 % heruntergefahren. Für eine Variante mit zwei Pumpe-Turbinen von 60 MW und 428 U./min ergaben sich Umwälzwirkungsgrade von 75 bzw. 70,6 % (Fig. 3). Da es möglich war, das Pumpspeicherwerk bei gleicher Tiefe des Maschinenhauses für konventionelle Ausrüstung bzw. Pumpe-Turbinenausrüstung statt mit einem konventionellen Maschinensatz von 428 U./min, bei dem die Drehzahl durch die Turbine bestimmt wurde, mit einer 500-tourigen Pumpe-Turbine von 500 U./min zu versehen, ergab sich ein noch günstigerer Gesamtwirkungsgrad von 72,8 %. Der Unterschied ist damit 2,2 Punkte zurückgegangen. Berücksichtigt man nun die Ventilationsverluste [s. den Vortrag *H. Gerber*[2])], die hier mit 2 Punkten angesetzt wurden, nach den Messungen *Gerbers* aber noch höher sein müssten, so sind die Umwälzwirkungsgrade konventioneller Ausrüstung und der Pumpe-Turbinenausrüstung in diesem Falle gleich.

Wäre es wirtschaftlich gerechtfertigt gewesen, hätte man den Wirkungsgrad der Pumpe-Turbinenanlage noch erhöhen können, indem auf Kosten der im Maschinenhaus erzielten baulichen und maschinellen Ersparnisse der Druckstollen erweitert worden wäre. Diese Tatsache zeigt aber auch die Fragwürdigkeit eines reinen Wirkungsgradvergleichs von Kraftwerkanlagen. Der Gesamtwirkungsgrad allein ist kein entscheidendes Kriterium in der Bewertung von Pumpe-Turbinen. Dies befreit die Hersteller von Wasserturbinen jedoch nicht von der Aufgabe, ständig an der Verbesserung der Maschinenwirkungsgrade weiterzuarbeiten.

Die lange Umschaltzeit einer Pumpe-Turbine zum Pumpbetrieb wird häufig als Nachteil angesehen. Hiezu hat *Meier*[3]) bereits darauf hingewiesen, dass die für die Energieversorgung wichtige Umschaltzeit vom Pump- zum Turbinenbetrieb bei Pumpe-Turbinenanlagen keinesfalls länger ist. In umgekehrter Richtung ist dagegen der Zeitbedarf erheblich grösser. Man rechnet hier zwischen 6 und 10 min. Eine kurze Umschaltzeit werden die Elektrizitätswerke hier jedoch nur in Ausnahmefällen für erforderlich halten. Zu plötzlichen Leistungsüberschüssen, die durch sofortigen Einsatz von Pumpen ausgeglichen werden müssen, kann es nur kommen, wenn zwischen Verbundnetzen grosse Überschussleistungen ausgetauscht werden, die bei Ausfallen der Transportleitungen frei werden. In der Regel ist es aber das Bestreben der Elektrizitätswirtschaft — insbesondere auch der schweizerischen — [s. den Vortrag von *R. Galli*[4])] —, den Leistungsbedarf regional zu decken. In solchen Fällen treten plötzliche Leistungsüberschüsse nur selten auf. Eine schnelle Umschaltzeit zum Pumpbetrieb ist daher grundsätzlich nicht erforderlich.

O. Hartmann, dipl. Ingenieur, Motor-Columbus AG für elektrische Unternehmungen, Baden: *R. Galli*[1]) hat in sehr interessanter Weise über Wirtschaftlichkeitsuntersuchungen an einer Kombination thermisches Kraftwerk — hydraulisches Akkumulierwerk berichtet. Seine Arbeit behandelt ein Pumpspeicherwerk zum Zwecke des Tagesausgleiches, eine Kraftwerkart, die sich seit langem als Ergänzung der Wärmekraftwerke bewährt und ihre wirtschaftlichen und betrieblichen Vorteile eindrücklich bewiesen hat.

Pumpspeicherung, wie sie heute in der Schweiz betrieben wird, stellt ja etwas ganz anderes dar, nämlich eine Ergänzung der Speicherwerke mit natürlichem Zufluss, deren Zweck vor allem der Jahresausgleich ist.

Wenn man nun die bevorstehende Einführung thermischer Kraftwerke in der Schweiz betrachtet, so kann festgestellt werden, dass diese Wärmekraftwerke — ob konventioneller oder nuklearer Art — in ein Netz eingebaut werden, welches bereits über sehr viele, hochausgebaute hydraulische Speicherwerke verfügt. Die Verhältnisse liegen damit in der Schweiz grundsätzlich anders als in Ländern, die keine oder nur wenig hydraulische Speicherkapazität besitzen. Das Dilemma der thermischen Kraftwerke in der Schweiz besteht vorläufig darin, dass die Belastung im Sommer fehlt — nicht so sehr die Nachtlast. Für das Ausfahren der Tagesspitzen steht heute und bis in fernere Zukunft reichlich hydraulische Spitzenleistung zur Verfügung.

Die Motor-Columbus AG für elektrische Unternehmungen, Baden, hat eine Untersuchung durchgeführt, basierend auf der Annahme, die heute als ausbauwürdig betrachteten Wasserkraftwerke seien voll ausgebaut und deren Erzeugung entspreche dem langjährigen Mittelwert[2]). Das Ergebnis ist in Fig. 1 zusammengefasst. Auf der Abszisse ist der schweizerische Jahresbedarf in TWh aufgetragen. Man könnte nach heutiger Prognose etwa die Jahreszahlen 1975, 1983 und 1990 unter die Zahlen 40, 60 und 80 TWh schreiben. In der Ordinate sind die Ergänzungsleistungen aufgetragen, die zur Bedarfsdeckung über die Laufwerkproduktion hinaus erforderlich sind. Die Nullinie ist also gleichbedeutend für 100 % Laufwerkerzeugung. Ferner sind Kurven konstanter Jahreslastfaktoren *fj* eingetragen und der von den thermischen Kraftwerken zu deckende Bereich wird nach oben durch die Linie *S* begrenzt.

33'784

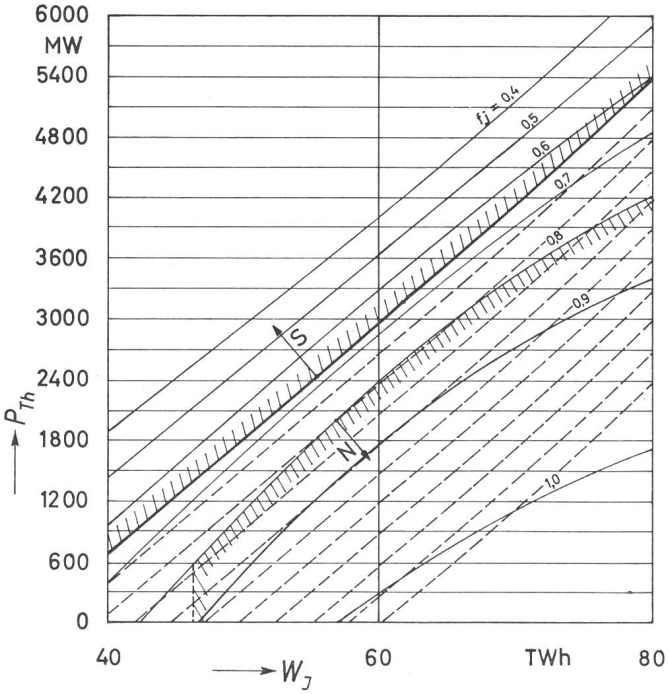

Fig. 1

Notwendige thermische Leistung P_{Th} in Funktion des Jahresenergiebedarfes W_J

Der Bereich *S* wird durch die Speicherenergie gedeckt. Im Bereich *N* können Kernkraftwerke in Frage kommen

——— konstanter Jahreslastfaktor f_j; ——— Betriebsbereiche für 300-MW-Einheiten

[2]) Siehe Bull. SEV 56(1965)4, S. 127...134.
[3]) Siehe Bull. SEV 56(1965)7, S. 241...244.
[4]) Siehe Bull. SEV 56(1965)3, S. 91...101.
[1]) Siehe Bull. SEV 56(1965)3, S. 91...101.

[2]) «Zweckmässiger Verbundbetrieb zwischen Wasserkraftwerken, Wärmekraftwerken herkömmlicher Art oder Kernkraftwerken und Pumpspeicheranlagen vom Standpunkt des Gesamtwirkungsgrades von Wärme- und Wasserkraftwerkskombinationen und deren Wirtschaftlichkeit.» Beitrag zur Weltkraftkonferenz, Teiltagung Lausanne 1964, Abt. II A.

Das Gebiet über der Linie *S* wird durch die hydraulischen Speicherkraftwerke gedeckt.

Man erkennt deutlich, dass den Wärmekraftwerken bei mittlerer Hydraulizität ein Lastbereich zugeteilt werden kann, der im ungünstigsten Fall erst bei 80 TWh Jahresbedarf die Linie 0,6 Lastfaktor unterschreitet. Dieses für die thermischen Kraftwerke günstige Resultat ergibt sich dank der hohen vorhandenen Speicherkapazität.

In Fig. 1 ist noch ein Bereich *N* angedeutet, entsprechend einem Lastfaktor $fj = 0{,}8$ oder 7000 Benützungsstunden, eine für Kernkraftwerke vielfach als Wirtschaftlichkeitsgrenze genannte Bedingung.

Der Engpass liegt also generell nicht bei der Leistung, sondern bei der Arbeit. Das Problem des Tagesausgleiches stellt sich in der Schweiz in wesentlich milderer Form als in Ländern mit überwiegend thermischer Elektrizitätserzeugung. Gleichwohl ist es für einzelne Gesellschaften je nach deren Erzeugungs- und Absatzstruktur gegeben. Pumpspeicherwerke mit Tagesspeichern können hier eine Lösung bieten. Es dürfte sich aber vorwiegend um kleinere und mittlere Kraftwerke für einen regionalen Bedarf handeln, und kleine Pumpspeicherwerke sind leider teuer. Die Zahl, die *R. Galli* genannt hat, macht dies ebenfalls deutlich (678 Fr./kW).

Auf der anderen Seite besitzt die Schweiz sehr günstige natürliche Voraussetzungen für den Bau von Pumpspeicherwerken mit Tagesspeichern. Es stellt sich die Frage, ob man nicht diese naturgegebenen Vorteile nutzen sollte, um im noch intensiveren Energieaustausch mit dem Ausland die fehlende Quantität durch Qualität zu ersetzen. Auch die geographische Lage der Schweiz im Herzen Europas legt den Gedanken nahe, durch Sprengung des regionalen und nationalen Rahmens zu optimalen Kraftwerkgrössen zu kommen. Es ist ja eine bekannte Tatsache, dass die Ausbaukosten bei sonst gleichen Bedingungen stark von der Ausbauleistung abhängen. Gelingt es, den voraussichtlich geringen eigenen Bedarf an Pumpspeicherleistung mit ausländischem Interesse zu verbinden, so sind — natürlich in einiger Zukunft — Pumpspeicherwerke in Grössenordnungen von 1000 MW und mehr, statt von einigen 100 MW, denkbar und, was keineswegs selbstverständlich ist, dank günstigen topographischen Voraussetzungen auch realisierbar.

Motor-Columbus hat eine Reihe möglicher Projekte untersucht, eines davon auch für sehr hohen Ausbau. Es hat sich gezeigt, dass die spezifischen Ausbaukosten für das gleiche Projekt auf ca. 70% sinken, wenn man die Leistung von ca. 400 MW auf 1100 MW steigert. Geht man weiter auf 3300 MW Leistung, gehen die Kosten auf ca. 55% zurück.

Es dürfte damit im allgemeinen Interesse liegen, die Studien und Untersuchungen für Pumpspeicherwerke auch in dieser Richtung, d. h. in einem Rahmen, der über den eigenen Bedarf der Schweiz hinausgeht, weiterzuführen.

Direktor **H. Lüthi,** Maggia Kraftwerke AG, Locarno: Es wird wohl den meisten der Anwesenden bekannt sein, dass die Maggia Kraftwerke AG gegenwärtig das erste grössere Pumpspeicherwerk der Schweiz ausbaut, nämlich das Kraftwerk Robiei, eine Pumpspeicheranlage, welche einem normalen Saisonspeicherwerk überlagert ist und eine zusätzliche Turbinenleistung von 120 MW aufweist.

Das Ziel, welches hier verfolgt wird, ist die Erstellung eines preislich möglichst günstigen Umwälzwerkes. Der nun etwa 10jährige Betrieb der Maggia Kraftwerke hat gezeigt, dass diese Kraftwerkgruppe in erster Linie die Basispartie der Belastungsspitzen zu liefern hat. Aus dieser Erfahrung und aus anderen Überlegungen bin ich überzeugt, dass in der Schweiz nicht unbedingt alle Umwälzwerke mit Schnellregulierungen zu bauen sind, wie dies etwa bei den Kraftwerken Vianden und Lünersee oder bei dem von *R. Galli* [1]) behandelten, mit einem thermischen Werk gekuppelten Projekt «Hydrolift» der Fall ist. Es sollten vielmehr auch dort, wo sich günstige Gelegenheiten bieten und wo aus hydraulischen Gründen eigentliche Spitzenregulierwerke nur mit grossem Kostenaufwand für den baulichen Teil möglich sind, Umwälzwerke zur Übernahme von billiger Abfallenergie in ausgesprochenen Schwachlastzeiten gebaut werden, also Kraftwerke, die nur während der Nacht und über das Wochenende Abfall-

[1]) Siehe Bull. SEV 56(1965)3, S. 91...101.

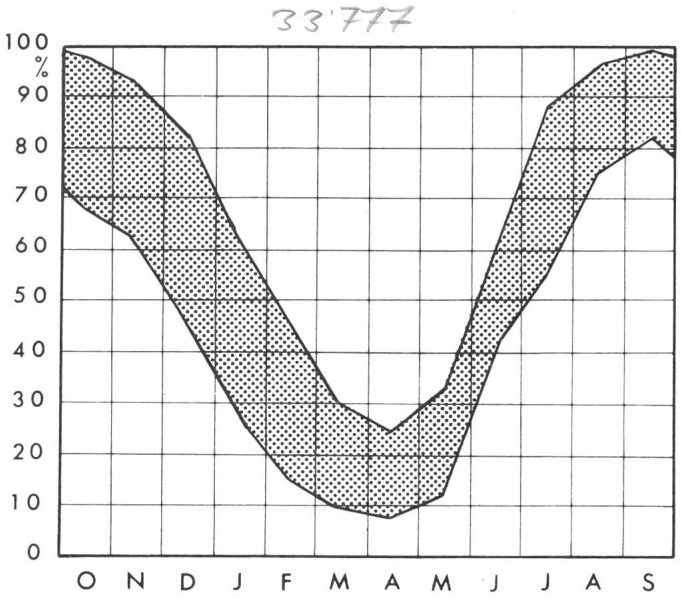

Fig. 1

Hüllinhaltskurven schweizerischer Speicherbecken in den Jahren 1945...1960

(aus Geschäftsbericht 1963 des VSE)

schattierte Fläche: Höchste und tiefste Monatswerte

energie aufnehmen und während der Werktagstageszeiten die Basispartie der Belastungsspitzen liefern.

Eine solche Umwälzanlage wird also die Pumpenergie in Form eines Blocks übernehmen und nach einem Intervall von einigen Stunden die Turbinenenergie ebenfalls en bloc abgeben. Die eigentlichen Spitzen können von den bestehenden Saisonspeicherwerken übernommen werden. Die Anforderungen, welche eine derart betriebene Anlage an das hydraulische System (Druckstollen, Ober- und Unterwasserschloss) und an die maschinellen Einrichtungen stellt, sind bedeutend einfacher, als im Falle von eigentlichen Netzregulierwerken. Eine Schnellregulierung der Maschine vom Pumpen- auf Turbinenbetrieb und umgekehrt ist hier nicht unbedingt notwendig; um einen möglichst günstigen, durchschnittlichen Wirkungsgrad zu erreichen ist es aber auch in diesem Falle erwünscht, eine Anpassungsmöglichkeit der Turbinen bzw. der Pumpen an die leider oft nicht zu umgehenden starken Schwankungen der Gefälle wegen der Beckenfüllung zu schaffen.

Es ist bekannt, dass die hydraulischen Maschinen für solche Anlagen sehr einfach gehalten werden können. Hier können die preislich günstigen Umkehrmaschinen eingesetzt werden. Allfällige Einbussen an Wirkungsgrad gegenüber feiner regulierbaren und rasch reversiblen Maschinen müssen durch günstigeren Kaufpreis, Einsparung an Platzbedarf und einfachere Anordnung ausgeglichen werden.

Die Bemerkung von *P. Weber* [2]) in seinem Vortrag berührt einen Punkt, der die Gesamtkonzeption einer Anlage betrifft. Bei Anlagen mit langen Druckstollen und verhältnismässig kleinem Gefälle entstehen bei rascher Regulierung im Umkehrbetrieb Wasserschloßschwankungen, welche die Regulierung der Maschinen stark stören, ja sogar verunmöglichen können. Besonders in solchen Fällen sollte auf ein Kraftwerksystem tendiert werden mit Energieaufnahme bzw. -abgabe en bloc. Über dieses wichtige Kapitel wäre noch vieles zu sagen.

Unsere *Hochdruck-Speicheranlagen* eignen sich grundsätzlich zur Überlagerung von Umwälzanlagen, weil die Saisonspeicher während nur relativ kurzer Zeit voll sind. In der Zwischenzeit steht aber das Speichervolumen für Umwälzbetrieb ohne Mehrkosten zur Verfügung. Mit anderen Worten: In unseren Saisonspeicherwerken liegt ein beträchtlicher Speicherraum brach, was aus dem Geschäftsbericht 1963 des Verbandes Schweiz. Elektrizitätswerke entnommenen Diagramm ersichtlich ist (Fig. 1). Aus diesem Diagramm der Extremwerte der Beckenfüllungen der Jahre 1945 bis 1963 sämtlicher schweizerischer Speicherbecken

[2]) Siehe Bull. SEV 56(1965)5, S. 163...165.

ist zu ersehen, dass im Durchschnitt während 12 Monaten mindestens 10 % der Beckenkapazität zur Verfügung steht; im ungünstigsten Falle sind 10 % der Beckenkapazität immer noch während 8 Monaten verfügbar. In Jahren mit schwacher Beckenfüllung würden im Extremfalle sogar 20 % des schweizerischen Speichervolumens ganzjährig zur Verfügung stehen; 20 % des Beckenvolumens wäre bei bester Beckenfüllung aber immer noch während 7 Monaten frei. Man sieht also, dass bei günstigen Neuanlagen solche Umwälzwerke überlagert werden sollten, weil die namhaften Kosten für die Erstellung der Becken wegfallen.

Es erscheint auch nicht ausgeschlossen, dass bei späterem Bedarf Umwälzwerke bei sich eignenden, bereits bestehenden Kraftwerken nachträglich auch als separate Anlagen unter Ausnützung der vorhandenen Speicher eingebaut werden können. Im «Bulletin technique Vevey 1965» hat *Bortolotti* eine anregende Zusammenstellung solcher Möglichkeiten in der Schweiz skizziert, unter Einbezug der natürlichen Seen. Diese dürften allerdings wegen den unvermeidlichen Spiegelschwankungen und anderen Faktoren Probleme aufwerfen, die in der heutigen Zeit des wachsamen Naturschutzes nicht leicht zu lösen sein werden. Einige dieser Vorschläge sind technisch durchaus plausibel, andere dürften «gesellschaftstechnisch» weniger einfach sein. Ein Pumpspeicherwerk Brienzersee/Grimsel z. B. hat wegen des langen Druckstollens aus den erwähnten Gründen praktisch keine Aussicht auf Verwirklichung. Dagegen wäre im Oberhasli, um bei diesem Tal zu bleiben, ein Umwälzwerk Grimselsee/Oberaarsee gut denkbar. Ein solches Kraftwerk wäre als Neuanlage, d. h. vollständig getrennt vom bestehenden Kraftwerk Oberaar, sogar das klassische Beispiel eines Umwälzwerkes mit bestehenden Becken, einmal, weil beide Becken gleichmässige Füllcharakteristiken aufweisen, womit die Gefällsdifferenz zwischen beiden Becken nicht stark variiert, und ferner, was besonders wichtig ist, bei bestehenden Anlagen die nötigen Konzessionen bereits vorhanden sind.

Abschliessend wird noch darauf hingewiesen, dass das eingangs erwähnte, dem bestehenden Kraftwerk Robiei überlagerte Umwälzwerk Mehrkosten ergibt von nur 17 Mill. Fr., so dass die spezifischen Kosten für die zusätzliche Turbinenleistung von 120 MW auf Fr. 140.—/kW zu stehen kommen, d. h. also nur zirka $^1/_5$ des Betrages, welcher *R. Galli* seinen Ausführungen zu Grunde legte.

Dr. **J. Stieger,** Zürich: Wasservorräte in künstlichen Speichern stellen eine hochwertige Energiereserve dar, Verluste sind unbedingt zu vermeiden. Im Wasserbau wie neuestens im Hochbau werden speziell behandelte Gittergewebe aus Polyester-Garnen zu Verfestigung und Armierung verwendet. Solche Gitter werden an der Nordsee zur Küstenverfestigung eingesetzt, im Hochbau dienen sie als Anstricharmierung zur Rissverhinderung.

Kürzlich wurden solche Armierungs-Gittergewebe zur Asphaltbelags-Armierung bei einem künstlichen Speicherbecken verwendet. Der Einbau ist rationell und zeitsparend. Dank der besondern Eigenschaften dieser widerstandsfähigen Gitter soll bei Wahrung einer gewissen Elastizität ein Reissen des Belages und damit Wasserverluste verhütet werden.

Prof. Dr.-Ing. **I. Vušković,** Beograd: Mein Diskussionsbeitrag steht im Zusammenhang mit dem Vortrag von *P. Weber*[1]) über die instationären Betriebszustände. Ich fürchte nämlich, dass es bei den Pumpenturbinen während des Turbinenbetriebes unter bestimmten Umständen zu Lastpendelungen kommen könnte, so wie es bekanntlich bei den klassischen Turbinen manchmal vorkommt. In solchen Fällen beseitigt man diese Lastpendelungen so, dass man unmittelbar hinter dem Laufrad, entweder durch die Hohlwelle oder mittels einer kreuzartigen Luftzuführung, Luft einführt.

Im jugoslawischen Wasserkraftwerk Jablanica zeigten sich nach der Inbetriebsetzung solche Lastpendelungen in sehr starkem Masse (etwa $\pm 10\%$ der Nennleistung), und zwar waren sie am stärksten, wenn zwei Turbinen gleichzeitig mit Halblast gefahren wurden. Wir haben die Ursache für diese Erscheinung eingehend untersucht und durch die Messung von Druckpulsationen, besonders hinter dem Laufrad, festgestellt, dass der Grund für diese Schwankungen der Wirbel ist, welcher sich bei Turbinen infolge der Rotationsströmung beim Laufradaustritt und bei Teillast bildet. Dieser Wirbel rotiert exzentrisch mit ca. $^1/_3$ der Turbinendrehzahl. Wenn nun der Druck im Saugrohr genügend gross ist, so dass kein Verdampfen stattfinden kann, und er mit Wasser gefüllt bleibt, ruft das exzentrische Rotieren des harten Wirbels die Druckschwankungen bzw. eine mehr oder weniger ausgeprägte periodische Schwankung des Laufraddrehmomentes hervor. Im Falle der Resonanz dieser Drehmomentschwankung mit der Eigenfrequenz des elektrischen Systems entstehen dann starke Lastpendelungen. Im Gegenteil bei weichem, mit Dampf oder Luft gefülltem Wirbel reduziert sich die Drehmomentschwankung des Laufrades merklich und damit auch die Lastpendelung.

Bei Pumpe-Turbinen entsteht im Turbinenbetrieb am Laufradaustritt immer eine negative Rotationsströmung, da dort die Durchflussmenge der Turbine meistens bedeutend grösser ist als diejenige der Pumpe. Da aber bei der Pumpe-Turbine das Laufrad viel tiefer gestellt wird, als es für die Turbine allein erforderlich wäre, wird am Laufradaustritt ein mehr oder weniger grosser Überdruck herrschen. Demzufolge bildet sich wegen der Rotationsströmung ein harter Wasserwirbel. Damit werden die Voraussetzungen für das Auftreten der geschilderten Druckschwankungen bzw. Drehmomentschwankungen des Laufrades geschaffen.

Zur Behebung dieser gefährlichen Erscheinung wird man bei Pumpe-Turbinen wegen des Überdruckes im Saugrohr sehr schwer die Luft in den Wirbelkern einführen können, oder es muss der erforderliche Luftdruck des Kompressors sehr hoch sein. Dazu handelt es sich bei den modernen Pumpenturbinen um sehr grosse Einheiten, so dass der Wirbel einen verhältnismässig grossen Durchmesser aufweisen wird. Die erforderliche Luftmenge für die Erweichung des Wirbels muss also sehr gross sein und der Kompressor daher eine beträchtliche Leistung aufweisen, was sich auf den ganzen Betrieb unwirtschaftlich auswirken würde.

Man könnte auch die Lastpendelungen auf der elektrischen Seite ausgleichen, indem man die Eigenfrequenz des elektrischen Systems, Generator—Netz, der Frequenz der Druckschwankungen, zwecks Vermeidung der Resonanz, entsprechend anpasst.

[1]) Siehe Bull. SEV 56(1965)5, S. 163...165.

Nachrichten- und Hochfrequenztechnik — Télécommunications et haute fréquence

Drei Computer steuern ein grosses Stahlwerk

669.18 : 621 – 52 : 681.14 – 523.8

[Nach *J. Tudor Jones:* Computer trio runs the works at big British steel mill. Electronics 38(1965)2, S. 80...89]

Als ein grosses britisches Stahlwerk mit einem Kostenaufwand von nahezu 400 Millionen Franken ausgebaut werden sollte, wollte man die neuesten Mittel der Automation einsetzen. Nach ausführlichen Studien hat man sich zur Anschaffung von drei Computern entschlossen, die den ganzen Betrieb von oben bis unten steuern. Die drei Computer, alle vom gleichen Typ, erhielten, frei übersetzt, die Namen Chef-Computer, Angestellten-Computer und Arbeiter-Computer. Der Chef-Computer ist für die Finanzverwaltung und die allgemeine Produktionsplanung eingesetzt, der Angestellten-Computer koordiniert die Operationen der einzelnen Produktionsabteilungen des Stahlwerkes und der Arbeiter-Computer greift in einzelne Punkte des Walzprozesses ein.

Die Aufträge, die das Stahlwerk erhält, und andere Informationen werden in Lochstreifenform in den Chef-Computer (Fig. 1) eingegeben. Die Eingabestreifen werden kontrolliert, da-