

Zeitschrift: Bulletin des Schweizerischen Elektrotechnischen Vereins

Herausgeber: Schweizerischer Elektrotechnischer Verein ; Verband Schweizerischer Elektrizitätswerke

Band: 56 (1965)

Heft: 6

Artikel: Die Pumpe-Turbine als Weiterentwicklung der Speicherpumpe

Autor: Florjani, D.

DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-916351>

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: 16.01.2026

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

Typen erhältlich: eindimensional arbeitende und zweidimensional arbeitende.

Elektrische Daten beider Typen:

Vorspannung, maximal 50 V
 Elektrische Leistung, maximal 250 mW
 Dunkelstrom bei 50 V ca. 1 μ A
 Empfindlichkeit bei 10 V ca. 20 μ A/mWcm²
 Arbeitstemperatur, maximal 150 °C

Die Elemente mit der schmalen Mittelschicht werden als Radialphotoelemente bezeichnet.

Elektrische Daten beider Typen:

Photostrom, maximal 20 μ A
 Arbeitstemperatur, maximal 100 °C

Es besteht die Möglichkeit, dass man an ein solches Element, das mit der selbsterzeugten Spannung arbeitet, eine Zusatzspannung von 2 V Wechselstrom legt. Dann steigt der maximale Photostrom auf 50 μ A an.

Adresse des Autors:

H. Bosse, Ingenieur, c/o Dr. Ing. R. Rost, Kristalloden, Ubbenstrasse 21, D-3 Hannover 1.

Die Pumpe-Turbine als Weiterentwicklung der Speicherpumpe

Vortrag, gehalten an der Diskussionsversammlung des SEV vom 11. November 1964 in Zürich,
 von D. Florjančič, Winterthur

621.224.6

Die Weiterentwicklung auf dem Gebiet der Energieerzeugung verlangt aus wirtschaftlichen Gründen immer grössere Leistungseinheiten. Diese werden als klassische, hydraulische und thermische Kraftwerke erstellt und neuerdings auch als Atomkraftwerke. Damit der Anlagen-Wirkungsgrad in Bezug auf Energieausnutzung und Kapitalamortisation hoch wird, ist man bestrebt, die Laufzeit dieser Grundlastanlagen pro Jahr möglichst hoch zu halten. Anderseits eignen sie sich weniger zur Leistungsregelung, da dies mit einer Wirkungsgradeinbusse und Lebensdauerverkürzung verbunden ist. Damit die Energieschwankungen aufgefangen werden können, müssen mehr Spitzenkraftwerke gebaut werden. Eine Möglichkeit, Spitzenergie rasch zu produzieren, bieten die Speicherkraftwerke. Ihre Einheiten müssen aber aus den erwähnten Gründen ebenfalls grössere Leistungen aufweisen, da in modernen Netzen hochindustrialisierter Länder immer mehr ausgeprägte Energiespitzen auftreten. Im weiteren sollen die hydroelektrischen Kraftwerke bei eventuellem Ausfall der Grundlastwerke in der Lage sein, kurzfristig auch die Grundlastproduktion sicherzustellen.

Aus Fig. 1 ist ersichtlich, wie die Leistungen einzelner Pumpeneinheiten in den letzten 10 Jahren stetig gestiegen sind. Damit ist man jedoch zu Maschinendimensionen gekommen, die aus konstruktiven Gründen immer schwieriger

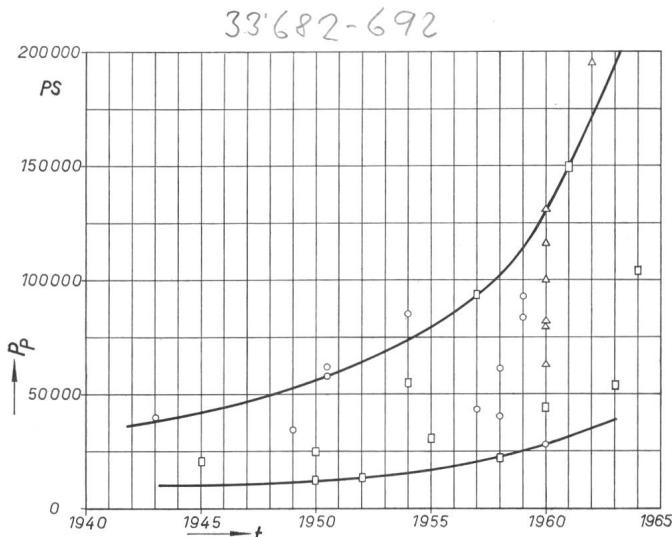


Fig. 1

Leistungen einzelner Pumpeneinheiten in Funktion der Zeit
 □ Ausführung A; ○ Ausführung B; △ Projekt
 P_p Leistung pro Pumpe; t Zeit

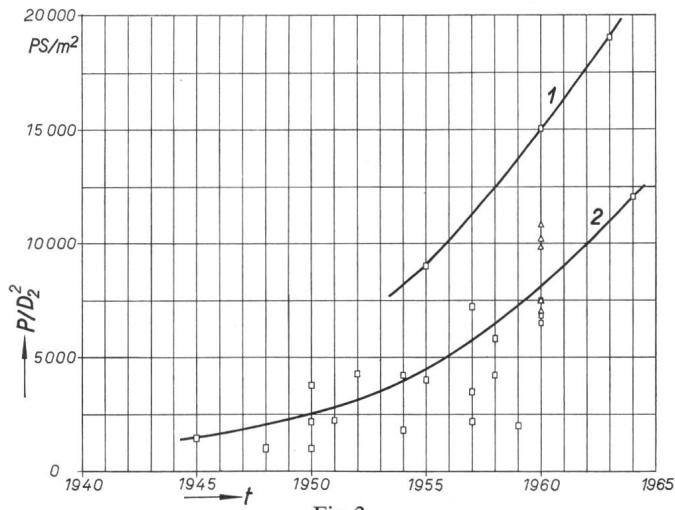


Fig. 2
 Leistungssteigerung infolge erhöhter spezifischer Drehzahlen

□ Ausführung A; △ Projekt

1 hohe Drehzahl; 2 niedrige Drehzahl

P Maschinenleistung; D_2 Laufradaussendurchmesser; t Zeit

auszuführen sind und in der Herstellung relativ teuer werden. Die grossen Abmessungen der Speicherpumpen sind bedingt durch die verhältnismässig tiefen Drehzahlen der Turbinen (insbesondere Peltonturbinen) einerseits und anderseits vielfach durch die kleine Zulaufhöhen, welche durch den niedrigen Gegendruck der Francisturbinen gegeben sind. Dies verlangt in den meisten Fällen eine mehrstufige, ein- oder sogar doppelflutige Pumpe. Um ihre Dimensionen kleiner zu halten, ist man bestrebt, in das Gebiet der schnellaufenden Maschinen vorzustossen. Bei gleichbleibender Grösse kann damit eine wesentliche Leistungssteigerung erreicht werden. Aus Fig. 2 ist die Leistungssteigerung infolge erhöhter spezifischer Drehzahlen im Laufe der letzten Jahre dargestellt. Diese Erhöhung war aus bautechnischen Gründen aber nur möglich, weil parallel zur hydraulischen Entwicklung der Laufräder eine Verbesserung der Saugfähigkeit erzielt wurde. Untersuchungen der Laufradeintrittsgestaltung und direkte Beobachtungen der Kavitation ermöglichen die Beherrschung der Kavitation bzw. Kavitationsschäden. Die Vertiefung der Kenntnisse über die Pumpe-Kavitation erlaubte auch weiter an die Grenze des Kavitationsbeginnes zu gehen und sogar eine örtliche Kavitation in Kauf zu nehmen, was übrigens im Turbinenbau schon längst üblich ist. Dadurch steigen zwar die Unterhaltungskosten infolge Instandsetzung

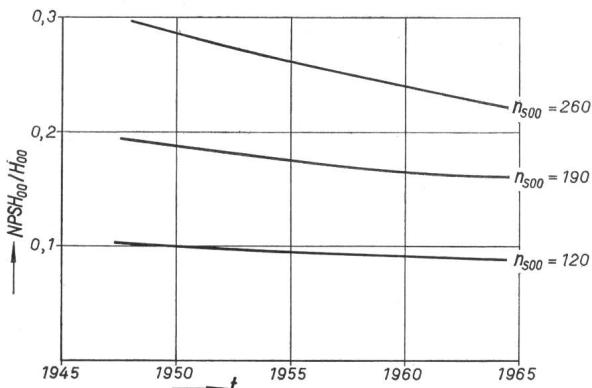


Fig. 3

Verbesserung der Pumpsaugfähigkeit

Die Werte gelten für den besten Wirkungsgrad $NPSH_{00}$ totale Energie am Laufradeintritt über dem Verdampfungsdruck; H_{00} Förderhöhe der Pumpe; n_{500} spezifische Drehzahl der Pumpe

durch periodische Nachschweisungen, anderseits vermindern sich jedoch die durch ihren stetigen Anstieg ausschlaggebenden Baukosten wesentlich, so dass im Ganzen ein Gewinn resultiert.

Aus Fig. 3 ist ersichtlich, in welchem Masse die Saugfähigkeit der Pumpen in den letzten 10 Jahren verbessert werden konnte. Die Werte sind durch Versuche bestimmt worden, wobei sie Resultate darstellen, die bei Kavitationsbeginn, jedoch ohne Wirkungsgrad- und Höhenabfall, erzielt wurden. Durch die Verbesserung der Saugfähigkeit einerseits und die Beherrschung der hydraulischen Probleme bei hohen spezifischen Drehzahlen anderseits war man imstande, auch den Stufendruck der Einheiten zu erhöhen. Fig. 4 zeigt die Entwicklung der Stufendrücke der Speicherpumpen in den letzten zehn Jahren.

Der rasche Fortschritt auf dem Gebiet der thermischen Anlagen mit immer grösseren Einheitsleistungen führte auch zu einer Parallelentwicklung der Kesselspeisepumpen mit Erhöhung der spezifischen Drehzahl und der Stufendrücke. Die Erfahrungen an diesen unter schwersten Bedingungen arbeitenden Maschinen konnten zum Teil auch auf die Speicherpumpen übertragen werden. Speisepumpen mit Stufendrücken zwischen 400 m (EdF) und 600 m (CEGB) bei hohen spezifischen Drehzahlen sind seit Jahren störungsfrei im Betrieb.

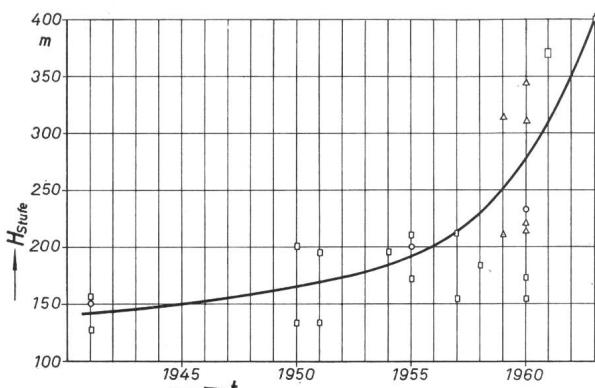


Fig. 4

Entwicklung der Stufendrücke von Speicherpumpen

- Ausführung A;
- Ausführung B;
- △ Projekt

H_{Stufe} Förderhöhe einer Pumpenstufe; t Zeit

Es ist noch zu bemerken, dass die Stufendrücke der Speicherpumpen radialer Bauart in erster Annäherung von der spezifischen Drehzahl unabhängig sind, und dass einzige die notwendige Zulaufhöhe die Wahl der spezifischen Drehzahl beeinflusst. Durch die Tendenz zur Leistungssteigerung und Erhöhung der Stufendrücke können die relativen Kosten der Maschinengruppen auch bei grösseren Einheiten verkleinert werden. Eine weitere Herabsetzung der Kosten für Pumpspeicherwerke ist nur möglich, wenn man von den klassischen Speicherpumpen mit getrennten Pumpen und Turbinen zur Pumpe-Turbine, also einer einzigen Maschine für Pump- und Turbinenbetrieb, übergeht. Wie Fig 5 zeigt, liegt ein grosser Teil der Anlagen für projektierte

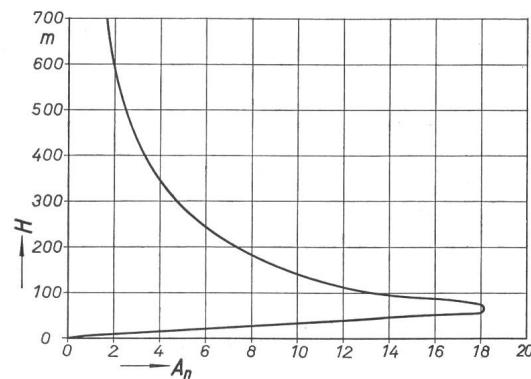


Fig. 5

Häufigkeitsverteilung der Kraftwerke in Abhängigkeit von der Höhe H

H Förderhöhe; A_n Anzahl der Anlagen

Pumpspeicherwerke im Höhenbereich zwischen 100 und 400 m. Durch die früher erwähnte Verbesserung der Saugfähigkeit ist man heute imstande, bei verhältnismässig hohen spezifischen Drehzahlen Pumpe-Turbinen zu bauen, welche Zulaufhöhen in der Grössenordnung von nur 15...30 m verlangen. In Fig. 6 sind Grenzförder- bzw. Fallhöhen von

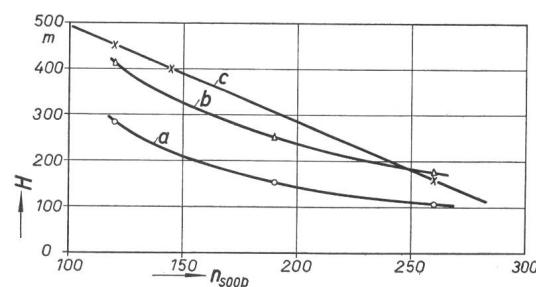


Fig. 6

Förd- bzw. Fallhöhenbereich reversibler Maschinen

bedingt durch:

a $NPSH = 25$ m = konstant; b $NPSH = 40$ m = konstant;

c Festigkeit der Leitschaufel

$NPSH$ totale Energie am Laufradeintritt über dem Verdampfungsdruck; H Förderhöhe; n_{500} spezifische Drehzahl der Pumpe

reversiblen Pumpen angegeben. Man ersieht daraus, dass die eigentliche Begrenzung nicht etwa, wie früher für klassische Speicherpumpen, durch die Zulaufhöhen gegeben ist, sondern durch die Leitschaufelfestigkeit. Die Leitschaufelformgebung muss sorgfältig studiert werden, damit bei den Festigkeitsanforderungen die hydraulischen Eigenschaften, vor allem die Wirkungsgrade, sich nicht zu stark verschlechtern. Eine wesentliche Gewichtsreduktion bzw. Leistungskonzentration durch weitere Steigerung der spezifischen Drehzahl ist vor allem dann möglich, wenn das Maschinenhaus als

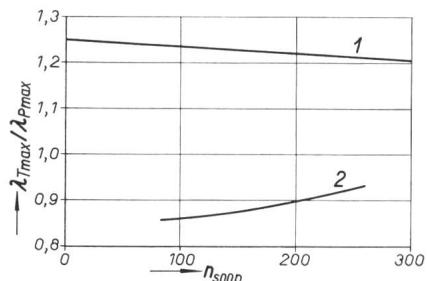


Fig. 7

Verhältnis der maximalen Turbinenleistung zur maximalen Pumpenleistung
1 Pumpe-Turbinen mit verstellbaren Leitschaufeln; 2 Pumpe-Turbinen mit fixen Leitschaufeln

Annahmen:

- a $\Psi_{P_{max}}$ gegeben durch Kennlinienstabilität und $\eta_P \geq 0,8$;
- b $\Psi_{T_{max}} \approx 0,96 \Psi_{P_{max}}$ und $\alpha = \alpha_{max}$;
- c $\lambda_{P_{max}}$ bei 0,85 $\Psi_{T_{max}}$
- $\Psi = 20 H/u_2^2$ Drehzahl; λ Leistungszahl; n_{s00p} spezifische Drehzahl der Pumpe

Kaverne ausgebildet wird, deren Baukosten von ihrer Höhenlage praktisch unabhängig sind.

Diese Entwicklungsmöglichkeit, der Übergang zu Pumpe-Turbinen, wurde in den USA schon frühzeitig erkannt, und es bestehen bzw. sind dort 55 Einheiten mit Leistungen von 10...250 MW im Bau.

In diesem Zusammenhang ist der Kostenvergleich einer klassischen Pumpspeichergruppe mit der Pumpe-Turbine interessant. Es ergeben sich folgende Einsparungen, wobei die Baukosten des oberen und untern Speichers weggelassen werden können, weil diese in beiden Fällen gleich sind:

- ≈ 40 % bei der maschinellen Ausrüstung bzw.
- ≈ 25 % bei der maschinellen und elektrischen Ausrüstung bzw.
- ≈ 10 % bei der Gesamtanlage.

In Europa sind in den letzten 10 Jahren auf dem Gebiet der Pumpe-Turbinen viele Studien und Versuche gemacht worden. Neben der zur Zeit in Montage befindlichen Anlage Z'Mutt der Grande Dixence mit zwei nicht regelbaren Pumpe-Turbinen für ein Gefälle von 490 m wird das erste grosse Pumpspeicherwerk mit vier leistungsgeregelten Gruppen von je 100 MW im Jahre 1965 in Schottland anlaufen (Anlage Cruachan). In der Schweiz wurden für die Anlage Robiei der Maggia Kraftwerke AG vier Pumpe-Turbinen mit einer Leistung von je 42 MW und eine mit 10 MW bestellt. In der Bundesrepublik Deutschland ist die Bestellung der ersten Pumpe-Turbinen für die Anlage Rönkhausen mit 2 × 70 MW vergeben worden. Eines der Entwicklungsprobleme, das bei der Pumpe-Turbine zu lösen war, entstand durch die Tatsache, dass bei festen Leitschaufeln die Aufnahmleistung als Pumpe grösser ist als die Energieerzeu-

gung als Turbine. In systematischen Untersuchungen war es jedoch möglich, durch entsprechende Gestaltung des Lauf- und Leitrades das Verhältnis umzukehren, d. h. die heutigen Pumpe-Turbinen können durch Leitschaufelverstellung ohne weiteres die für die Spitzendeckung notwendige grössere Turbinenleistung erzeugen. Fig. 7 zeigt in Abhängigkeit der spezifischen Drehzahl das Leistungsverhältnis der Turbine zur Pumpe. Eine Turbine-Überlastbarkeit von ca. 20 % ist demzufolge ohne weiteres möglich. Eine Überlastung ist auch vom Standpunkt der Kavitation im Turbinenbetrieb aus ohne weiteres möglich, da bei Pumpe-Turbinen der Gegendruck durch die notwendige Zulaufhöhe als Pumpe gegeben ist. Sie ist im ganzen Teil- und Überlastgebiet der Turbine grösser als notwendig. Aus Fig. 8 ist das erwähnte Verhalten einer Pumpe-Turbine im Turbinenbereich mit eingezeichneten Verhältnissen $NPSH_T/NPSH_P$ ersichtlich.

Ein Problem, das zwar teilweise gelöst, aber in gewissen Fällen als Nachteil der Pumpe-Turbine erscheint, stellen die Umschaltzeiten dar. Das Umschalten von Pumpe- auf Turbinenbetrieb, welches für den Einsatz der Anlage von grösster Wichtigkeit ist, erfolgt rasch. Die Maschine wird im

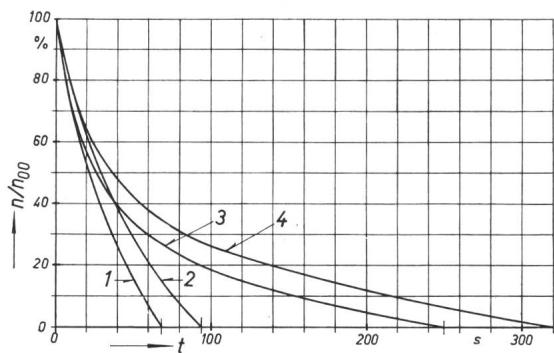


Fig. 9

Auslaufzeiten der Pumpe-Turbine im Turbinenbetrieb bei verschiedenenartigen Bremsungen

Bedingungen: a Hauptschieber geschlossen; b Bremsstrom gleich dem Nennstrom im Normalbetrieb
 n/n_{00} Drehzahl im Verhältnis zur Synchrondrehzahl; t Zeit
1 Drehzahlabfall bei offenem Leitapparat mit elektrischer Bremsung
2 Drehzahlabfall bei geschlossenem Leitapparat mit elektrischer Bremsung
3 Drehzahlabfall bei offenem Leitapparat ohne elektrische Bremsung
4 Drehzahlabfall bei geschlossenem Leitapparat ohne elektrische Bremsung

Pumpbetrieb vom Netz getrennt und beim Durchbrennen an das Netz geschaltet. Der umgekehrte Vorgang ist jedoch zeitraubender. Obwohl die hydraulische Bremsung durch die geöffneten Leitschaufeln bei geschlossenem Schieber der Pumpe-Turbine gross ist, nimmt sie bei kleiner werdenden Drehzahl schnell ab und verursacht somit eine lange Auslaufzeit. Diesen Nachteil kann man durch elektrische Bremsung teilweise beheben, da diese gerade bei kleineren Drehzahlen sehr wirkungsvoll ist. Fig. 9 zeigt die Resultate mit und ohne elektrische Bremsung. Übrigens wird die Notwendigkeit äusserst kurzer Umschaltzeiten für den praktischen Betrieb vielfach überschätzt.

Weitere Kostensenkungen sind durch Vereinfachung der Anlage kaum möglich. Dagegen sind solche zu erzielen, falls man bei einstufigen Pumpe-Turbinen zu noch grösseren Leistungseinheiten übergeht, weil die Herstellungskosten bis zu einer gewissen Grösse dann weniger ins Gewicht fallen. Fig. 10 zeigt die Kosteneinsparungen durch Erhöhen der

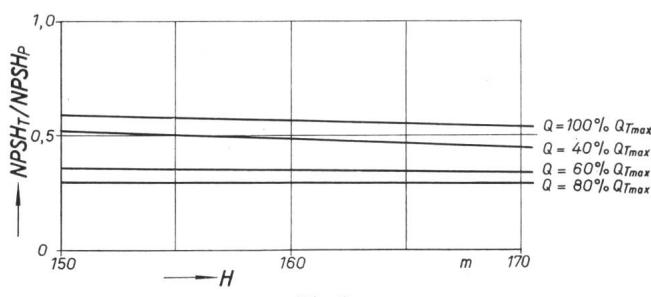


Fig. 8

Notwendiger Turbinengegendruck im Verhältnis des notwendigen Pumpenzulaufdruckes
Q Turbinenwassermenge
Weitere Bezeichnungen siehe Fig. 6

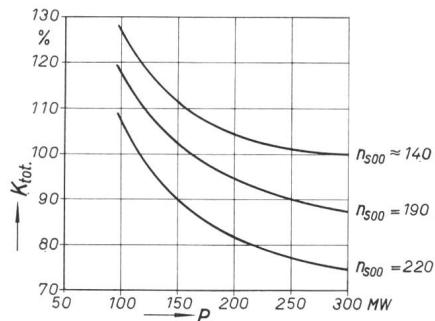


Fig. 10

Approximative Kosten einer reversiblen Pumpe-Turbineneinheit mit Generator/Motor für 230 m Förderhöhe

Die Kosten enthalten die komplette Einheit mit Kugelschieber und Anwurfmotor

K_{tot} approximative Totalanlagekosten einer Einheit pro kW;

P Leistung der Einheit

Weitere Bezeichnungen siehe Fig. 3

Einheitsleistung bei einer bestimmten Förderhöhe und konstanten spezifischen Drehzahl. In vielen Fällen kann die Zulaufhöhe durch Tiefersetzen des Maschinenhauses vergrössert und dadurch die spezifische Drehzahl gesteigert werden. Diese Massnahme ermöglicht eine wesentliche Ein-

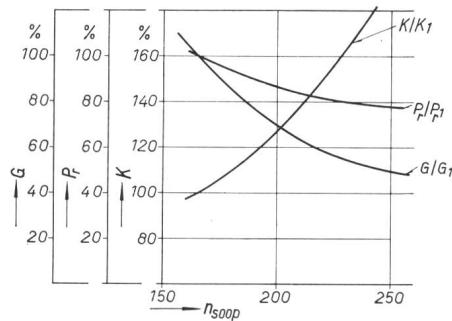


Fig. 11

Vergleich der Gewichte, Preise der maschinellen und elektrischen Ausrüstung und Kosten des Aushubes der Umkehrmaschinen bei verschiedenen spezifischen Drehzahlen

Annahmen: H_{Anlage} = konstant; Maschinenleistung = konstant
 G Gewichte; P_r Preis der Pumpe-Turbine und des Generators;

K Kosten des Aushubes

G_1, P_{r1}, K_1 Gewicht, Preis bzw. Kosten des Aushubes für die Maschine bei $n_{s00} = 165$

sparung im Maschinengewicht und Preis und verkleinert auch die notwendige Grundfläche des Maschinenhauses. Eine solche Untersuchung ist aus Fig. 11 ersichtlich. Für die in Frage kommende Niederdruckanlage wurde die spezifische Drehzahl um ca. 40 % erhöht. Obwohl die Aushubarbeiten bedeutend grösser wurden, resultierte im gesamten eine deutliche Einsparung. In Zusammenarbeit mit dem Kunden kann dann nach Berücksichtigung aller Faktoren eine optimale Maschinendrehzahl gefunden werden. Zusätzlich zu dieser Kostenverminderung wäre noch an eine weitere Verbilligung durch Weglassen der Frequenzregelung zu denken, indem die Pumpe-Turbinen als Grundlastumwälzwerk den mittleren, über der konstanten Grundlast liegenden Teil der Energieproduktion übernehmen. Sie liefern dann entsprechend den Bedürfnissen des Netzes eine ungeregelte Blockleistung. Die eigentliche Energiespitze und Frequenzregelung dagegen müssten die klassischen Turbinen übernehmen. Diese Massnahme sollte bei den heute immer grösseren Verbundnetzen zweifellos möglich sein.

Eine andere Möglichkeit für die künftige Ausführung von Speicherwerken ist die Kombination von klassischen Turbinen und Pumpe-Turbinen in einem Kraftwerk. Damit wäre eine optimale Auslastung erzielbar.

Obwohl Anlagen für Gefälle über 400 m, wie statistisch belegt, verhältnismässig selten sind, kann man auch für diese in Zukunft den Einsatz von Pumpe-Turbinen in Erwägung ziehen. Solche Kraftwerke könnten neben den klassischen Turbinen und ungeregelten Blockeinheiten mit mehrstufigen Pumpe-Turbinen durch den Einsatz von zweistufigen, geregelten Pumpe-Turbinen an Stelle der Peltonturbinen ergänzt werden. Diese Lösung bedarf zweifellos noch eingehender Untersuchungen, man kann jedoch heute schon mit Sicherheit sagen, dass die Vereinfachung des maschinellen und elektrischen Teiles einer Hochdruckanlage durch die mehrstufigen Pumpe-Turbinen und die dadurch mögliche Drehzahlerhöhung ebenfalls zu einer wesentlichen Verbilligung führen wird.

Adresse des Autors:

D. Florjančič, dipl. Ingenieur, Gebrüder Sulzer AG, Zürcherstrasse 9, 8400 Winterthur.

Technische Mitteilungen — Communications de nature technique

Kurznachrichten über die Atomenergie

621.039

Kleine Präzisionsinstrumente im Wert von etwa 15 000 Dollar, darunter Mikrowaagen, elektronische Geräte, ein Vakuumverdampfer und verschiedene Werkzeuge, übergab kürzlich im Laboratorium der Internationalen Atomenergie-Organisation (IAEO) in Seibersdorf bei Wien der Schweizer Botschafter, Alfred Escher, dem Generaldirektor der IAEO, Dr. Sigwart Eklund.

Auf Formosa ist es gelungen, durch radioaktive Bestrahlung neue Reisarten zu produzieren mit Reifezeiten, die ein Sechstel bis ein Zehntel kürzer sind als bei normalem Reis. Formosa benötigt dringend schnell reifende Reissorten, da der landwirtschaftlich nutzbare Boden auf dieser gebirgigen Insel äusserst beschränkt ist. Als Strahlenquellen stehen Radioisotope zur Verfügung, die in einem Forschungsreaktor auf Formosa selbst hergestellt werden.

Aus norwegischen Fischerkreisen wurden Proteste laut, wonach die Absicht der schwedischen Regierung, 400 t radioaktiver

Abfälle in das Meer zu versenken, die norwegische Fischerei schädigen könnte. Nach schwedischen Informationen kommen nur schwach radioaktive Stoffe zur Versenkung, dessen Stahl- und Betonbehälter jegliche Gefahr für die Fischerei ausschliesst.

Die Unstabilität des Preis- und Lohnniveaus in den Mitgliedstaaten der Euratom macht eine Revision ihres Programmes notwendig. Über die Art und Weise, wie diese Revision erfolgen soll, sind nun unter den Mitgliedstaaten beträchtliche Meinungsverschiedenheiten entstanden. Was als budgetäre Auseinandersetzung begonnen hatte, weitete sich zu einer grundsätzlichen Diskussion über das Programm im besonderen und über die Rolle von Euratom im allgemeinen aus. Kritik an der bisherigen Politik wird insbesondere von Frankreich geübt. Nach französischer Ansicht ist die Straffung des Programms auf einige sinnvolle Projekte, unter Streichung einiger anderer Arbeiten, erforderlich. So müssten einerseits die Bemühungen um das Projekt ORGEL, um die Entwicklung der Brutreaktoren und um die Kernfusion stärker forciert werden und andererseits könnten zum Beispiel die weiteren Arbeiten für die erprobten Reaktoren