

**Zeitschrift:** Schweizerische Bauzeitung  
**Herausgeber:** Verlags-AG der akademischen technischen Vereine  
**Band:** 74 (1956)  
**Heft:** 10

**Artikel:** Künstliche Speicherung: Vortrag  
**Autor:** Gerber, H.  
**DOI:** <https://doi.org/10.5169/seals-62584>

### **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:** 02.04.2026

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

# Künstliche Speicherung

DK 621.253

Vortrag, gehalten im Rahmen der Fortbildungskurse der G. E. P. anlässlich der Hundertjahrfeier der ETH 1955

Von Prof. H. Gerber, ETH, Zürich

Schluss von S. 129

## 10. Kupplungen

Die Frage, ob die Turbine beim Pumpen abzukuppeln sei oder leer mitdrehen könne und umgekehrt, ob die Pumpe im Turbinenbetrieb abzustellen sei, wirkte sich vor allem auf die Wahl der Kupplung aus. Bei der Behandlung dieser Frage ist überdies die Manövrierfähigkeit der ganzen Anlage von entscheidender Bedeutung. Der Verlauf der Tageskurven in den Netzen ist zu gewissen Zeiten ausserordentlich raschen Änderungen unterworfen. Von der meist höchsten Tagesspitze kurz vor Mittag kann die Netzbelastung in einigen Minuten bis weit unter den Wert fallen, der der Leistung der vorhandenen Grundlastwerke entspricht. Die überschüssige Energie steht dann unmittelbar zum Pumpen zur Verfügung. Wenn umgekehrt während der Pumperperiode im Netz Ausfälle an Turbinengruppen zu verzeichnen sind, muss man unter Umständen sehr rasch auf Turbinenbetrieb zurückkehren können. Solche Uebergänge vollziehen sich heute täglich auch bei den grössten Maschinen in zwei bis fünf Minuten. Es ergibt dies Möglichkeiten der Betriebsführung, wie sie wohl kaum mit thermischen Maschinen irgendwelcher Art zu erreichen sind (Bild 13). Mit Dieselmotoren sind sie nur in Richtung der Produktion möglich. Somit muss die Diskussion über die Disposition und die Wahl der Kupplungen von der Betriebsart und der Häufigkeit der Umschalt-Operationen ausgehen. Ueberdies ist dabei zu berücksichtigen, dass ein- und ausrückbare Kupplungen teuer sind. Handelt es sich gar um hydraulische Drehmomenten-Wandler, z. B. nach dem Prinzip von Föttinger, so gilt dieses Argument ganz besonders (Bild 14). Hier kommt noch dazu, dass der mitrotierende Teil der Kupplung einen beträchtlichen Ventilationsverlust aufweist, der zu einem grossen Teil von der notwendigen Wasserkühlung der Labyrinth herrührt (Bild 15). Bei grossen Einheiten hat man die hydraulischen Kupplungen

vor allem deshalb gewählt, weil damit ein sanftes Hochfahren (ohne Leistungsstoss) bei schon gefüllter Pumpe möglich ist. Die Erfahrung hat aber gezeigt, dass es bei Einhaltung gewisser Vorsichtsmassregeln möglich ist, die leere Pumpe hochzufahren und sie erst nach Anschluss an das Netz zu füllen, ohne dass ein unzulässiger Belastungsstoss auf den Synchron-Motor und damit auf das Netz ausgeübt würde. Am Beispiel der zwei vertikalaxigen Grosspumpenanlagen Schluchsee im Schwarzwald (Bild 16) und Lac Noir in den Vogesen (Bild 18) können diese Unterschiede in der Disposition gut gezeigt werden. Für beide Anlagen ist ferner zu bemerken, dass alle Schaltvorgänge, d. h. Anlauf, Abstellen, Uebergang vom Turbinen- auf den Pumpbetrieb und umgekehrt vollautomatisch erfolgen (Bild 18). Es ist klar, dass sowohl bei den horizontalaxigen wie bei den vertikalaxigen Maschinengruppen bei nicht starren Kupplungen ein Spurlager allein nicht genügt. In der Anlage Witznau ist das zweite Spurlager unterhalb der Pumpe angeordnet worden (Bild 20).

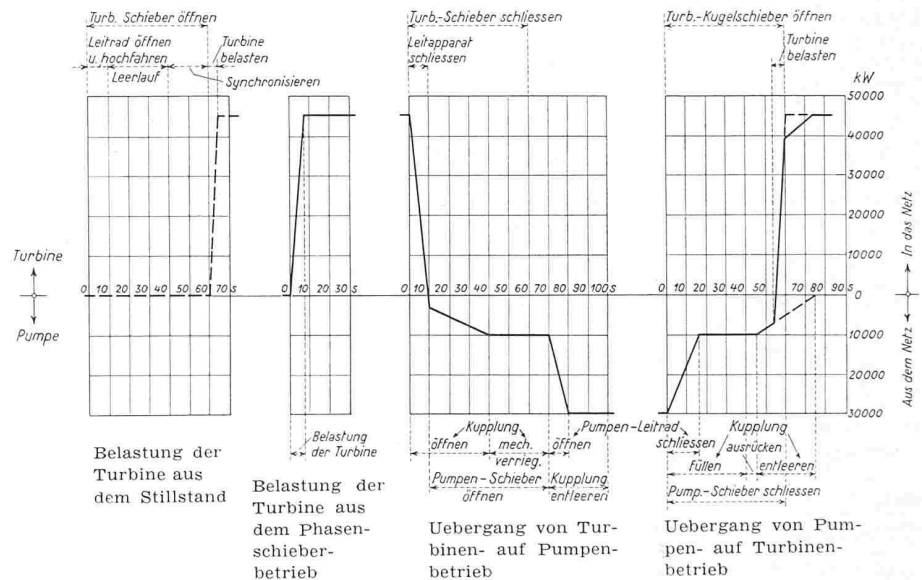
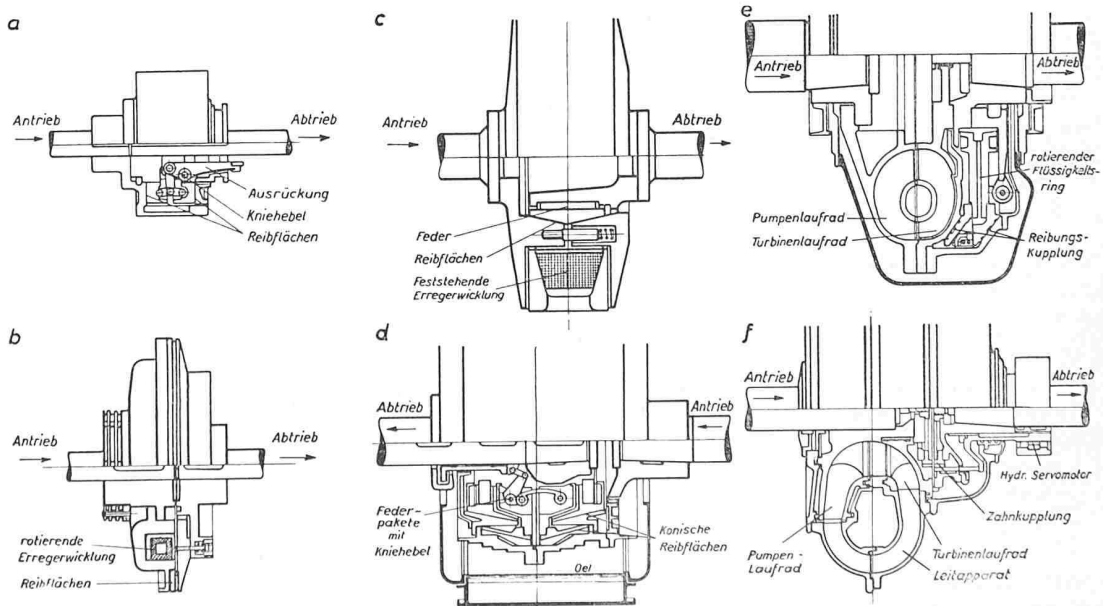


Bild 13. Beispiel von Manövrierzeiten im Speicherpumpen-Betrieb

Bild 14. Beispiele von ausgeführten Kupplungen

- a Mechanische Reibungskupplung
- b Elektromagnetische Kupplung, rotierende Wicklung
- c Elektromagnetische Kupplung, feststehende Wicklung, und Doppelkonus
- d Doppelkonus-Kupplung mit hydraulischer, selbstsperrender Einrückvorrichtung
- e Hydraulische Kuppl., kombiniert mit Reibungskupplung als Mitnehmer
- f Hydraulische Kuppl. Mit Leitapparat bis Synchrondrehzahl reguliert, nach Eingriff einer starren Zahnkupplung



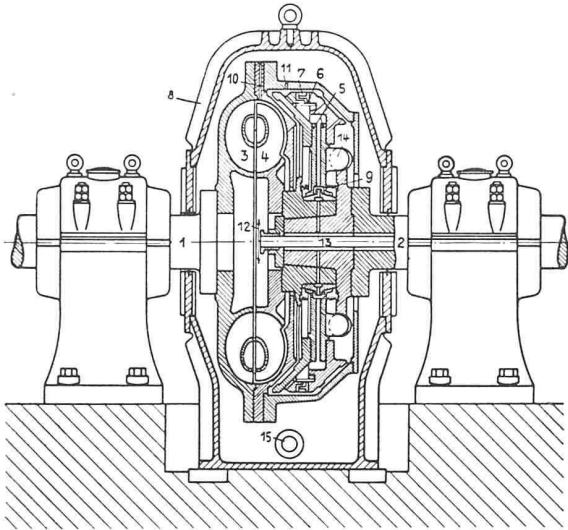


Bild 15. Hydraulische Kupplung, kombiniert mit mechanischer Rutschkupplung mit Mitnehmerklauen im Kraftwerk Herdecke

- |                                    |   |   |
|------------------------------------|---|---|
| Legende zu Bild 15.                | 7 Mitnehmerklauen                             | 12 Wasserführung zum asynchronen Teil     |
| 1 Generatorwelle                   | 8 Schutzgehäuse                               | 13 Wasserführung zum synchronen Teil      |
| 2 Pumpenwelle                      | 9 Abdrückfedern der Druckplatten              | 14 Stossdämpfende Drehmomentenübertragung |
| 3 Primärschaufelrad                | 10 Durchflussöffnung für den asynchronen Teil | 15 Ableitung für das Durchflusswasser     |
| 4 Sekundärschaufelrad              | 11 Durchflussöffnung für den synchronen Teil  |   |
| 5 Druckplatten                     |   |   |
| 6 Dichtung der beiden Druckplatten |   |   |

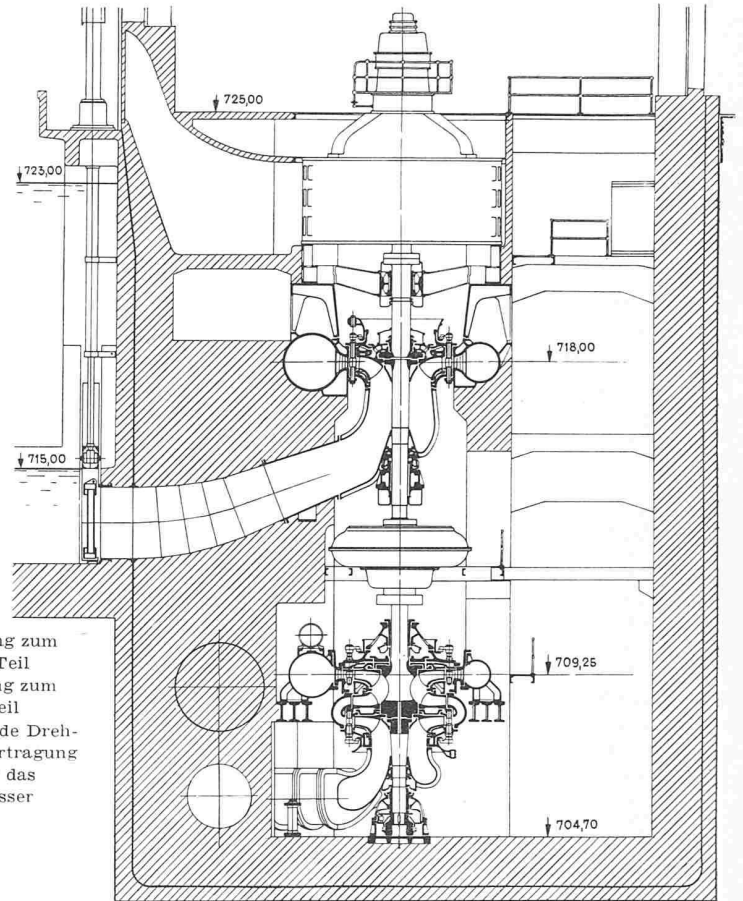
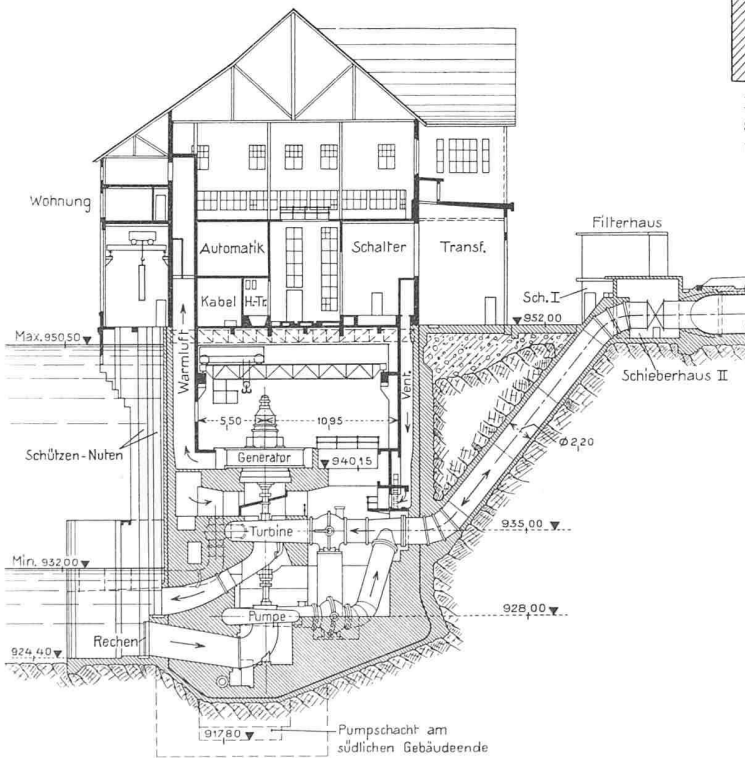


Bild 16. Maschinensatz des Speicherwerkes Schluchsee. Zwei-stufige, einseitige, vertikalaxige Pumpe, mit hydraulischer (Föttinger-) Kupplung. Turbinenbetrieb bei stillstehender Pumpe



11. Sicherheitseinrichtungen und Abschlussorgane

In Speicherpumpenanlagen bilden die Sicherheitseinrichtungen ein besonderes Problem, die insbesondere beim Ausfallen der Antriebsleistung in Funktion zu treten haben. Die vor einigen Jahrzehnten noch üblichen Rückschlagklappen bei Hochdruckanlagen sind überholt (Bild 21). Drosselklappen und Kugelschieber sind mit Erfolg verwendet worden. Sie haben aber den Nachteil, dass sie im Dauerbetrieb nur in vollöffener Stellung zu verwenden sind. Es kann aber aus verschiedenen Gründen notwendig sein, die Pumpe mit Teillast zu betreiben. Man hat seinerzeit Pumpen mit regulierbarem Leitapparat ausgerüstet, um auch bei Teilbelastung noch mit annehmbarem Wirkungsgrad arbeiten zu können. Teilbelastung kann notwendig sein, wenn die zur Verfügung stehende Pumpenenergie für Vollast der Pumpe nicht genügt. Die Erfahrungen mit regulierbaren Leitapparaten bei Pumpen müssen im

Bild 18 links. Schnitt durch das Speicherkraftwerk Lac-Blanc-Lac Noir. Starre Pumpenkupplung: Im Turbinenbetrieb wird die Pumpe entleert durch Absenken des U. W. Spiegels mittels Druckluft.

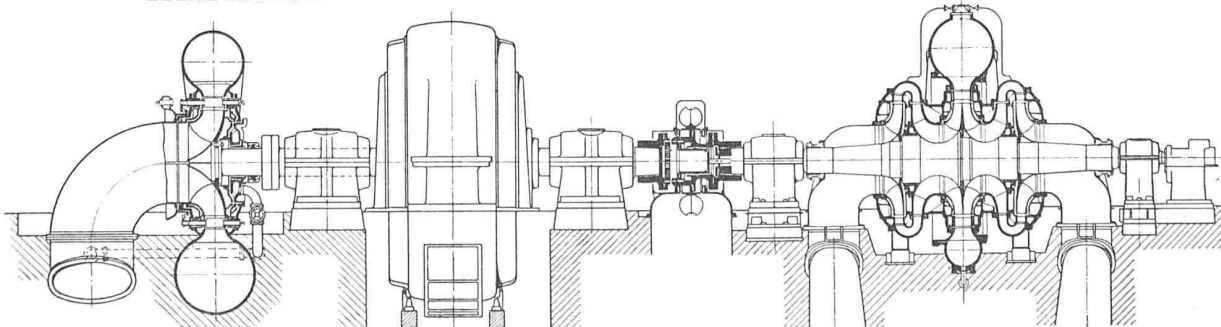


Bild 17. Maschinensatz im Speicherkraftwerk Herdecke/Ruhr (vgl. Bild 3), Ausbau 1949. Anstelle der Kupplung nach Bild 15 mehrfache Zahnkupplung, kombiniert mit einer Anwurf-Freistrahlturbine

Bild 19. Mechanische Kniehebelkupplung für kleinen Platzbedarf (Speicherpumpen des Etzelwerkes)

- |  |  |                      |
|--|--|----------------------|
| Legende zu Bild 19                     | 8 Kupplungsnahe                            | 16 Zahnrad           |
| 1 Treibende Welle                      | 9 Führungsring                             | 17 Schneckenspindel  |
| 2 Oberteil der Pumpe                   | 10 äussere Lager der Kupplungsspeichen     | 18 Schneckenradwelle |
| 3 Oberes Wellenende der Pumpe          | 11 innere Lager der Kupplungsspeichen      | 19 Ritzel            |
| 4 Längsverzahnung des Kupplungsmantels | 12 Verstellring                            | 20 Spindel           |
| 5 Kupplungsmantel                      | 13 Verstellaschen                          | 21 Motor             |
| 6 Kupplungsscheibe                     | 14 Zapfen zu 6                             | 22 Schleifringe      |
| 7 Kupplungsspeichen                    | 15 Zahnrad mit Stirn- und Kegelfverzahnung |                      |

grossen und ganzen als nicht besonders erfreulich bezeichnet werden, indem auch bei bewusster, starker Ueberdimensionierung immer wieder mit Vibrationen, Flatterscheinungen usw. zu rechnen ist. Bei der heutigen Verbundwirtschaft kann man den Betrieb überdies immer so führen, dass die Pumpe vollbelastet werden kann.

Eine andere Notwendigkeit, auf Teillast zu gehen, besteht dort, wo die Pumpe bei tiefem Oberwasserspiegel in die Nähe der Kavitationsgrenze gerät. Es ist dann möglich, durch entsprechende Drosselung den kavitationssicheren Zustand wieder herzustellen. Bei guter Ausbildung fällt, wie sich glücklicherweise gezeigt hat, die Wirkungsgrad-Einbusse gar nicht mehr so sehr ins Gewicht, so dass das Weglassen des regulierbaren Leitapparates in jeder Beziehung heute als berechtigt zu bezeichnen ist.

Das am besten geeignete Regulier- und Absperrorgan für Grossspeicherpumpen ist wohl der Ringschieber. Dabei ist dem Eckringschieber der Vorzug zu geben, weil hier die Verstellorgane ausserhalb der Wasserströmung liegen. Es ist auch von Vorteil, insbesondere für das vorsichtige, schrittweise Vorgehen bei der ersten Inbetriebnahme, wenn der Eckringschieber derart mit einer Rückführsteuerung ausgerüstet ist, dass er in jeder beliebigen Teilöffnung festgehalten werden kann, auch wenn dies später aus betrieblichen Gründen nicht mehr unbedingt notwendig sein sollte.

Das druckseitige Abschlussorgan soll zweierlei verhindern, nämlich:

Erstens ein Rückwärtsdrehen der Gruppe. Es ist zwar hier zu bemerken, dass die heutigen Spurlager mit geringem Aufwand so gebaut werden können, dass sie auch bei einem gewissen, kurzzeitigen Rückwärtslauf keinen besonderen Gefährdungen ausgesetzt sind.

Zweitens muss bei plötzlichem Ausfall der Antriebsleistung ein unzulässiger *Druckabfall* mit nachfolgenden *Ueberdruckwellen* in der Pumpendruckleitung vermieden werden. Bei langen Zuleitungen zur Pumpe ist überdies zu berücksichtigen, dass beim plötzlichen Abschalten auch auf der Zulaufseite der Pumpe erhebliche Druckstösse auftreten können. Die Erfahrung zeigt, dass die heutigen Berechnungsmethoden für die nichtstationären Strömungen es erlauben, das notwendige Schliessgesetz für das Absperrorgan mit sehr befriedigender Genauigkeit vorauszuberechnen. Natürlich müssen dabei die Charakteristiken der Pumpe, die Schwungmasse des Motors, die Dimensionen des ganzen hydraulischen Systems und die Drosselkurve des Absperrorganes bekannt sein.

Es soll an dieser Stelle auf eine originelle Lösung des Regulierproblems hingewiesen werden, wie sie meines Wissens bisher nur ein einziges Mal angewendet wurde, und zwar im Kraftwerk Etzel: Dort sind bei den Gruppen 3 und 4 bereits beim Bau Gruben unterhalb der vertikalaxigen Freistrahlturbinen für Speicherpumpen vorgesehen worden, die dann nach dem Krieg zur Aufstellung gelangten. Bei

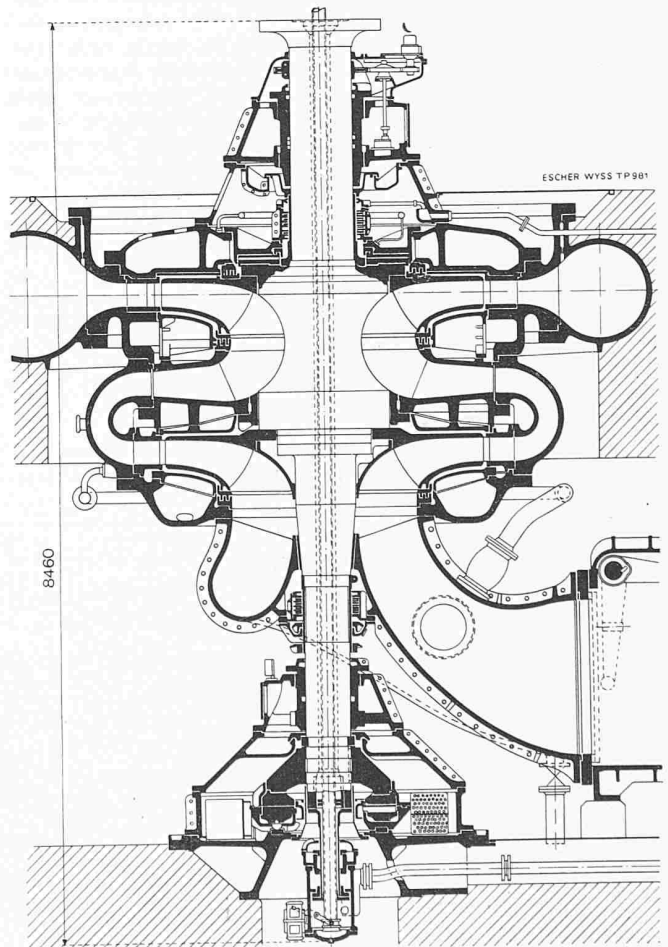
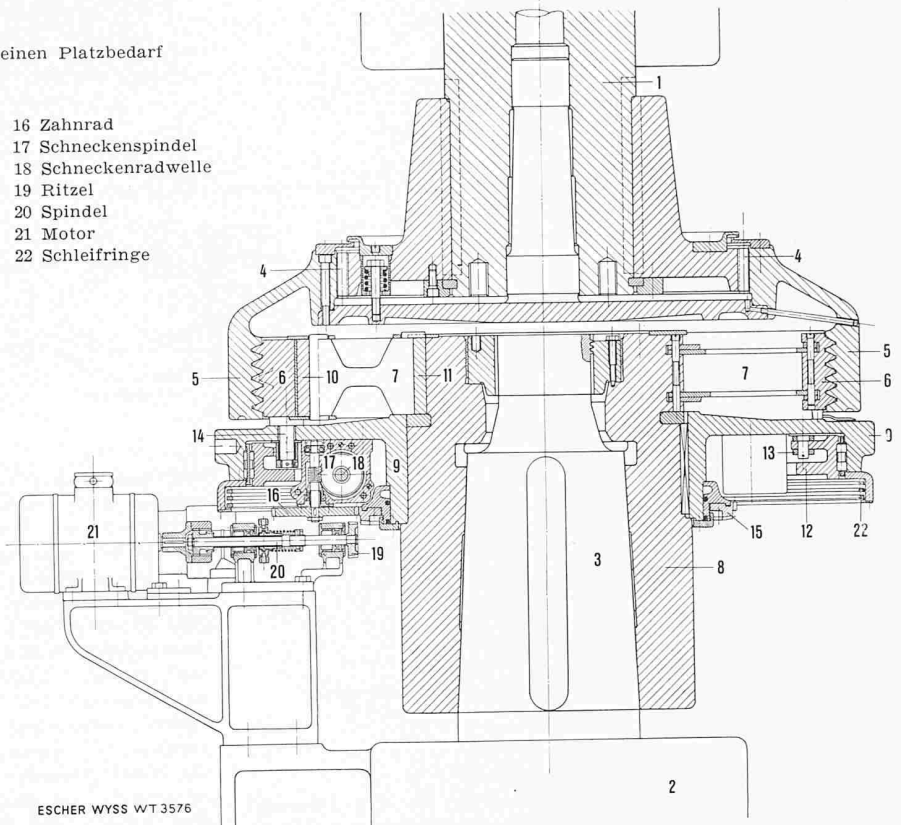


Bild 20. Schnitt durch die vertikalaxige, einseitige, zweistufige Speicherpumpe des K. W. Witznau, mit zuunterst angeordnetem Spurlager

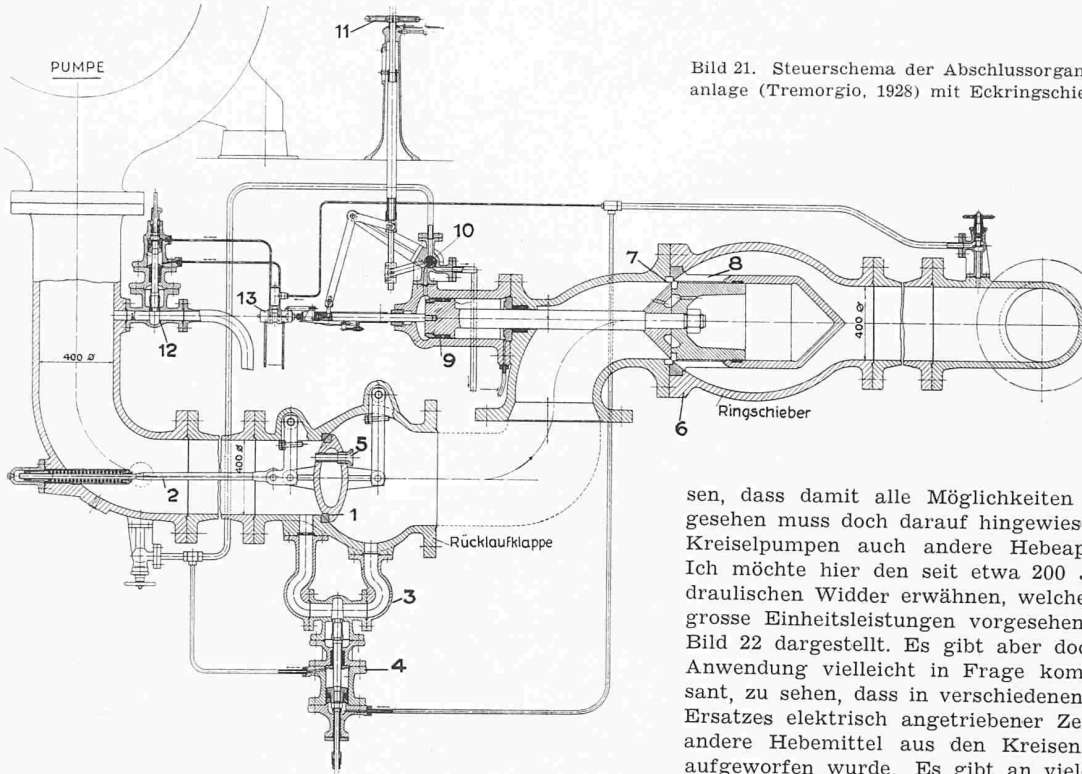


Bild 21. Steuerschema der Abschlussorgane einer älteren Pumpenanlage (Tremorgio, 1928) mit Eckringschieber und Rücklaufklappe

Legende zu Bild 21

- 1 Klappe
- 2 Gestänge
- 3 Umlaufleitung
- 4 Schieber
- 5 Rückström-Düsen
- 6 Absperr-Organ
- 7 Sitzfläche
- 8 Schlitze
- 9 Steuerkolben
- 10 Steuerventil
- 11 Handrad
- 12 Leerlauf-Schieber
- 13 Hilfsapparat

plötzlichem Ausfallen der Energiezufuhr zu den Pumpenmotoren werden im Eitelwerk normalerweise nicht die Pumpendruckschieber geschlossen, sondern die Einlaufdüsen der Freistrahlturbinen geöffnet. Die Pumpe wird also von der Turbine aufgefangen, derart, dass gefährliche Druckstöße vermieden werden können und die Gruppe wieder in die Nähe der Synchron-Drehzahl zurückgeführt wird. Die ganze Einrichtung hat sich zweifellos bewährt; es zeigte sich aber, dass die Strömung bei diesem hydraulischen Kurzschlussbetrieb doch so gestört wird, dass diese Betriebsart nicht dauernd aufrecht zu erhalten ist. Es war nämlich vorgesehen, bei ungenügender Fremdstromlieferung die Pumpe nicht zu drosseln, sondern die fehlende Leistung durch die Turbine zu ersetzen. Das Unbefriedigende an der Lösung war nicht etwa der Wirkungsgrad an sich oder ein unruhiger Lauf der Gruppen, sondern eine Verschlechterung der Strahlen der Turbinen.

Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass der Bau von Speicherpumpenanlagen in der heute üblichen Form ungefähr die gleichen Probleme aufwirft wie derjenige entsprechender Wasserkraftanlagen.

12. Zubringer-Pumpwerke

Wenn wir bis jetzt als Fördermittel stillschweigend die Zentrifugalpumpen besprochen haben, so will das nicht heissen,

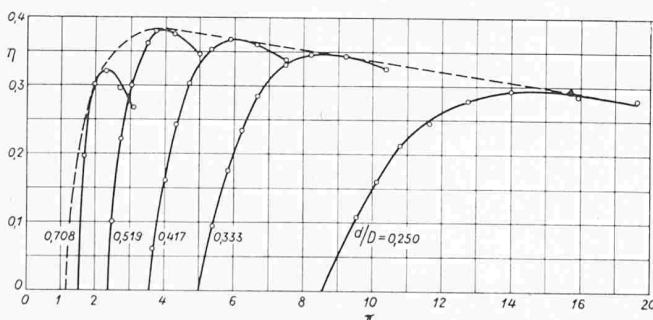


Bild 23. Wirkungsgrade von Wasserstrahl-Wasserpumpen (Versuche mit Luft, T. H. Wien), in Abhängigkeit vom Druckverhältnis  $\pi$ , bei verschiedenen Oeffnungsverhältnissen  $d/D$  von Treibdüse und Fangdüse

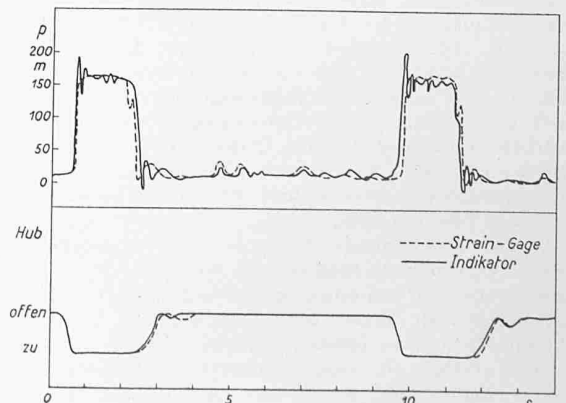
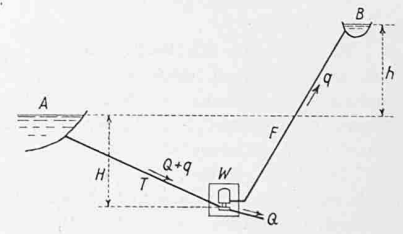
Bild 24 (rechts). Versuche an einer Widderanlage. Druck  $p$  in m WS vor dem Schlagventil und dessen Hub in Funktion der Zeit. Vergleich der Messresultate mit Strain-Gage und Feder-Indikator

sen, dass damit alle Möglichkeiten erschöpft sind. Zeitlich gesehen muss doch darauf hingewiesen werden, dass vor den Kreiselpumpen auch andere Hebeapparate bekannt waren. Ich möchte hier den seit etwa 200 Jahren verwendeten hydraulischen Widder erwähnen, welcher natürlich nicht für so grosse Einheitsleistungen vorgesehen ist. Das Prinzip ist in Bild 22 dargestellt. Es gibt aber doch Fälle, in denen seine Anwendung vielleicht in Frage kommt, und es ist interessant, zu sehen, dass in verschiedenen Ländern die Frage des Ersatzes elektrisch angetriebener Zentrifugal-Pumpen durch andere Hebemittel aus den Kreisen der Kraftwerkbesitzer aufgeworfen wurde. Es gibt an vielen Stellen der Alpen in der Nähe grösserer Speicherseen kleine Nebenbäche, die zum mindesten zur Zeit der Schneeschmelze ziemlich ergiebig sein können und deren Wasser man gerne mit einfachen Mitteln in die Speicherseen fördern würde. Es kann ja nicht überall ein derart grosszügiges Sammelsystem wie z. B. bei der Grande-Dixence angewendet werden. Häufig sind diese Bäche in unbewohnten Seitentälern, wo das Aufstellen einer Pumpstation kostspielige elektrische Zuleitungen erfordern würde und auch die Ueberwachungsmöglichkeit der Pumpengruppen nicht immer gesichert ist.

In Oesterreich sind deshalb Versuche angestellt worden, um mit Hilfe von Abfallwasser in einer Wasserstrahl-Wasserpumpe das Wasser solcher Seitenbäche in die Hauptspeicher zu fördern. Es sind von den Kraftwerkbesitzern systematische Versuche an der Technischen Hochschule Wien angeregt worden, wobei man Modellversuche mit Luft, Modellversuche mit Wasser und schliesslich Versuche mit den mit Wasser durchgemessenen Modellen unter der Original-

Bild 22. Prinzipskizze einer Pumpanlage mit hydraulischem Widder

- A Wasserfassung
- W Widder
- B Brunnen (Verbraucher)
- H Triebhöhe der Anlage
- h Förderhöhe der Anlage
- T Triebleitung
- F Förderleitung
- F' Förderleitung
- Q Triebmenge
- q Fördermenge



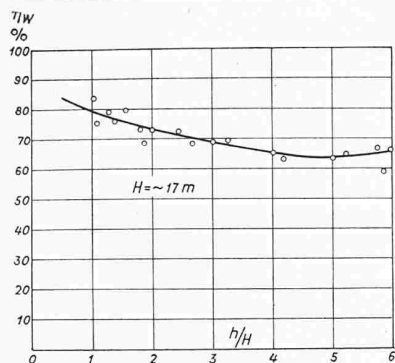


Bild 25. Wirkungsgrad-Verlauf, gemessen an einem hydraulischen Widder im hyd. Institut der ETH, in Funktion des Verhältnisses von Pumphöhe  $h$  zur Triebhöhe  $H$  (s. Bild 22). Der Widder-Wirkungsgrad ist:

$$\eta_w = \frac{(H+h)q}{H(Q+q)}$$

Der Wirkungsgrad der Widder-Pumpanlage ist:

$$\eta_A = \frac{q h}{Q H}$$

fallhöhe in einem Hochdruckkraftwerk des Auftraggebers vorgesehen hat. Bis jetzt liegen meines Wissens nur die Ergebnisse der ersten Versuchsstufe vor. Die Wirkungsgrade liegen, wie Bild 23 zeigt, bei etwa 35 % [33].

Aber auch in der Schweiz beschäftigt man sich mit diesem Problem, und zwar sucht man die Lösung mit dem bereits erwähnten hydraulischen Widder. Widder-Anlagen laufen zu Dutzenden, sind aber von jeher mehr oder weniger nach empirischen Unterlagen und persönlichen Erfahrungen gebaut worden. Die bekannten Publikationen über diesen Apparat hören meistens mit theoretischen Betrachtungen auf, auch wenn sie sich zum Teil auf durchgeführte Laboratoriumsmessungen beziehen.

Was bis heute fehlt, sind einerseits Messungen sowohl im Laboratorium als auch an ausgeführten Anlagen und darauf begründete Berechnungsmethoden, die dem projektierenden Ingenieur eine zuverlässige Disponierung und Dimensionierung, insbesondere auch der Leitungen ermöglichen würden. Aber auch die vorhandenen Widder-Konstruktionen können zweifellos noch verbessert werden. Das Institut für hydraulische Maschinen und Anlagen an der ETH hat es deshalb vor etwa zwei Jahren unternommen, im Rahmen eines ihm gewährten Forschungskredites entsprechende theoretische und experimentelle Untersuchungen durchzuführen. Die Versuche sind nun abgeschlossen und die ausserordentlich zeitraubenden Auswertungen liegen weitgehend vor (Bild 24). Wir hoffen, die Ergebnisse im Laufe des kommenden Winters bekanntmachen zu können. Es kann aber bereits gesagt werden, dass mit dem hydraulischen Widder Wirkungsgrade von ungefähr doppeltem Betrag derjenigen der Wasserstrahlpumpe erreichbar sind (Bild 25). Das Aufstellen einfacher, zweckmässiger und zuverlässiger Berechnungsgrundlagen wird uns besonders beschäftigen. Auf welche grössere Förderleistungen sich unsere Untersuchungen extrapolieren lassen, kann allerdings noch nicht gesagt werden.

### 13. Die kombinierte hydraulische Maschine

Seit einigen Jahren ist nun überdies im Bau von künstlichen Speicheranlagen hauptsächlich von Amerika her eine Entwicklung in Gang gekommen, welche neue Möglichkeiten in grösserem Umfang zeigt. Man hat mit Erfolg auf der elektrischen Seite die gleiche Maschine sowohl als Motor wie als Generator verwendet. Betrachtet man z. B. ein Francis-Turbinenlaufrad und das Laufrad einer Zentrifugalpumpe, so sind auf den ersten Blick, zum mindesten für den Laien, keine wesentlichen Unterschiede festzustellen. Die Idee, die gleiche hydraulische Maschine als Turbine und als Pumpe zu verwenden, ist alt. Vor Jahrzehnten schon sind Dissertationen über dieses Gebiet an verschiedenen Hochschulen Europas ausgearbeitet worden [1], [3], [18]. Auch die führenden Firmen haben entsprechende Untersuchungen durchgeführt, welche in einigen Erstausführungen ihren Niederschlag fanden. Ob dabei ein axial- oder radialdurchströmtes Kreiselrad zu verwenden ist, hängt von den Betriebsdaten ab. Anfangs der dreissiger Jahre wurde von der Firma Escher Wyss, meines Wissens als erster, eine solche industriemässig hergestellte Turbinenpumpe gebaut. Es handelt sich um eine Axialmaschine mit festem Leitrad und beweglichen Laufschaufeln. Die Maschine ist vor mehr als zwanzig Jahren im Rückpumpwerk Baldeney an der Ruhr aufgestellt worden [15]. Wenige Jahre später hat die Firma J. M. Voith in Heidenheim für die Anlage Pedreira in Süd-

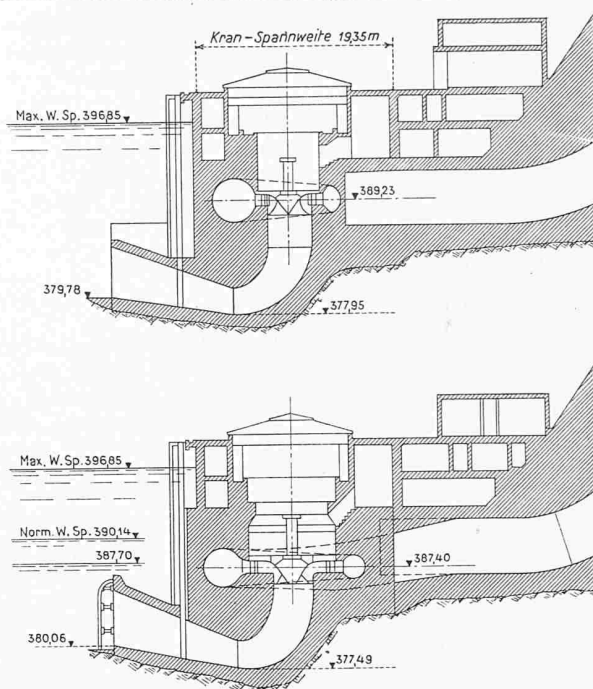


Bild 26. Schnitt durch die zwei Maschinengruppen des Speicher-Kraftwerkes Hiwasee, Masstab 1:700. Oben: Normale Francis-Spiralturbine. Unten: Zweite, kombinierte Pumpen-Turbine

amerika eine Turbinenpumpe von rund 4600 kW gebaut und zwar auf dem Radialprinzip [23]. Diese Pumpe scheint gut funktioniert zu haben, denn einige Jahre später wurde eine Maschine mit 13 000 kW Aufnahmeleistung nach Plänen der gleichen Firma in den USA gebaut.

Seit einigen Jahren sind nun allem Anscheine nach besonders in Amerika sehr intensive Versuche durchgeführt worden. Insbesondere beschäftigt sich nach den bekanntgewordenen Publikationen u. a. die Firma Allis Chalmers mit diesem Problem; sie kann bereits auf beachtliche Erfolge hinweisen, indem über 30 Maschinen dieser Art bestellt worden sind. Es scheint also, dass dieser neue Maschinentyp einem gewissen Bedürfnis entgegenkommt, und es ist erfreulich, dass es der genannten Firma durch diese Bestellungen ermöglicht wird, entsprechende Erfahrungen zu sammeln. Um so unverständlicher ist es, dass sie es in ihren Publikationen für notwendig findet, in bezug auf die kombinierte hydraulische Maschine das Primat für sich in Anspruch zu nehmen.

Es unterliegt unserer Ansicht nach keinem Zweifel, dass es bei der heutigen Verbundwirtschaft auch in Europa und möglicherweise in der Schweiz vermehrt Fälle geben wird, in denen solche kombinierten Maschinen am Platze wären. Die Anschaffungskosten sind selbstverständlich erheblich niedriger, so dass auch eine allfällige Einbusse an Wirkungsgrad bei Verwendung billiger Abfallenergie in Kauf genommen werden kann. Bezüglich der Wirkungsgrade sind aber die amerikanischen Publikationen auch keineswegs zimperlich. Immerhin ist die Möglichkeit nicht von der Hand zu weisen, dass durch das Weglassen der Leitapparate insbesondere im Pumpbetrieb noch erhebliche Wirkungsgradverbesserungen möglich sind. Für den Turbinenbetrieb bedeutet dies, dass dann natürlich nur mit einer ganz bestimmten Leistung gearbeitet werden kann.

Natürlich muss auf alle Fälle bei den zwei Betriebsarten die Drehrichtung verschieden sein. Früher war es notwendig, mit zwei verschiedenen Drehzahlen zu arbeiten. Nach den neuesten Versuchen scheint es jedoch möglich zu sein, für beide Betriebszustände die gleiche Drehzahl anzuwenden, so dass eine ganz normale elektrische Maschine vorgesehen werden kann. Hinsichtlich der Einbauhöhe wird im allgemeinen der Betrieb als Pumpe von ausschlaggebender Bedeutung sein.

Will man alle diese konstruktiven und betrieblichen Vorteile ausnützen, so sind natürlich andererseits auch gewisse Opfer, d. h. Mehraufwendungen gegenüber Maschinen der normalen Bauart notwendig. Am eindrucklichsten kann dies

gezeigt werden an der bisher grössten Turbinenpumpe, die sich im Bau befindet, nämlich derjenigen von Hiwassee. Es bedeutet zweifellos ein ausserordentliches Zutrauen in die neue Konstruktion, wenn ein Kraftwerksunternehmen sich entschliesst, eine solche Gruppe mit einer Leistung von über 74 000 kW aufzustellen. Die Vergleichsdaten mit der im gleichen Kraftwerk vorhandenen Turbine der gleichen Leistung zeigen, dass für die kombinierte hydraulische Maschine zur Hauptsache die folgenden drei Konzessionen gemacht werden mussten (Bild 26): 1. Erhebliche Vergrösserung der Spiraldimensionen, 2. Verringerung der Drehzahl um 12 %, 3. tieferer Einbau der Maschine in bezug auf den Unterwasserspiegel.

Als Vorteil ist zunächst die erheblich geringere Durchgangsdrehzahl hervorzuheben, die nur etwa 52 % über der Nennzahl liegt. Weiter soll mit dem Einbau dieser Maschine eine ganz erheblich bessere Ausnützung des vorhandenen Tagesspeichers möglich geworden sein. Nach früheren Publikationen war die Inbetriebsetzung dieser interessanten Maschine auf den Oktober 1955 vorgesehen. Es ist uns bekannt, dass Vorkehrungen getroffen wurden, um die Maschine mit aller Genauigkeit prüfen zu können, und wir hoffen, dass die Ergebnisse dieser Versuche bald bekanntgegeben werden.

In den vorstehenden Ausführungen wurde versucht, einen Ueberblick über den Stand und die mögliche Entwicklungsrichtung im Bau von Speicherwerken zu geben. Wenn man in Nordamerika, wo man in der friedlichen Verwendung der Atomenergie an der Spitze steht, so grosse Anstrengungen macht, um die Wasserkraft im allgemeinen besser auszunützen und überdies neue Maschinentypen zu entwickeln, so darf wohl festgestellt werden, dass auch wir in der Schweiz alle Ursache haben, den Anschluss an diese Entwicklung nicht zu verpassen.

#### Literaturverzeichnis

- [1] A. Schmid: Eine umkehrbare Kreiselmachine für Wasserkraftbetrieb. «Diss. Stuttgart» 1926.
- [2] J. M. Lüchinger: Hydraulische Akkumulierungs- und Pumpenanlagen. «Die Binnenschiffahrt und Wasserkraftnutzung der Schweiz»; Publ. anl. der int. Ausstellung in Basel 1926; Zürich 1926; S. 33.
- [3] Dr. W. Aepli: Untersuchung der Wirkungsweise eines Kreiselles bei rechts- und linksläufiger Drehung. «Diss. ETH» 1927.
- [4] A. Maas: Wirtschaftl. Betrachtungen über die verschiedenen Speichermöglichkeiten. «Escher-Wyss-Mitt.», 1928, S. 45.
- [5] G. Kühne: Betriebsfragen der Pumpen-Speicherung. «Escher-Wyss-Mitt.», 1928, S. 63.
- [6] Prof. Dr. R. Haas: Wirtschaftliche Fragen der Grosskraftspeicherung. Generalbericht, Sektion 15, der 2. Weltkraftkonferenz 1930, Berlin.
- [7] A. Maas: Turbinen und Pumpen für Pumpspeicherwerke. «Escher-Wyss-Mitt.», 1930, S. 52.
- [8] Dr. Wahl: Das Pumpspeicherwerk Niederwartha. «Wasserkraft und Wasserwirtschaft», 1930, S. 137.
- [9] Herdecke a. d. Ruhr, Pumpspeicherwerk. «Wasserkraft und Wasserwirtschaft», 1930, S. 146.
- [10] Prof. W. Spannake: Grosskraft-Maschinensätze für Hochdruck-Speicherwerke. «Mitt. des Inst. für Strömungsmaschinen der T. H. Karlsruhe», 1930.
- [11] G. Kühne: Die Verwendung der hydraulischen Kupplung im Speicherpumpen-Bau. «Escher-Wyss-Mitt.», 1932, S. 129.
- [12] A. Engler: Neuere Probleme für die Ausführung von Pumpspeicherwerken. «Bulletin SEV» 1932, Nr. 19, S. 508.
- [13] F. A. Allmer: Hydraulic Turbine and Pump combined in a single unit. «Power», Nov. 1932, S. 266.
- [14] E. Haigis & G. Kühne: Die Speicherpumpen des Kraftwerkes Waldeck und ihre Betriebsergebnisse.
- [15] O. Spetzler: Turbinenpumpe im Stauwerk Baldeney. «Z. VDI», Nr. 41, 1934, S. 1183.
- [16] F. A. Annett: Pumped Storage Hydro-Electric Plants. «Power», Januar 1934, S. 20.
- [17] H. Blattner & H. Strickler: Das Pump-Speicherwerk zwischen Schwarz- und Weiss-See in den Vogesen. SBZ Band 103, Jan./März 1934.
- [18] R. Graser: Ueber die Wirkungsweise eines Kreiselles als Turbine und Pumpe. «Diss. ETH» 1937.
- [19] R. T. Knapp: Complete Characteristics of Centrifugal Pumps and their Use in the Prediction of Transient Behaviour. «Trans. ASME» 1937, Hyd-59-11, S. 683.
- [20] G. Ried: Selbststeuereinrichtung von Pumpspeicheranlagen. Z. VDI, Nr. 20, 1940, S. 343.
- [21] L. F. Moody & R. E. B. Sharp: Trend in Hydraulic Turbine Practice. «Disc. ASCE. Proc.» 1939, S. 531, und 1940.
- [22] A. Voska: Turbopumpen für verschiedene Verwendungszwecke. «Escher-Wyss-Mitt.», 1941, S. 91.
- [23] M. Rudert: Grossturbinen für das Ausland in den letzten 10 Jahren. «Wasserkraft und Wasserwirtschaft», München, 1943, S. 1.
- [24] Stepanoff: Centrifugal and axial flow Pumps, 1948. Fig. 13.1. und 13.2.
- [25] J. Lell: Die hydraulischen Maschinen von Pumpspeicherwerken und ihr Zubehör. Beiheft 1 zu «Die Wasserwirtschaft», Stuttgart 1949.
- [26] R. Thomann: Die Speicherpumpenanlage des Etzelwerkes. «Wasser- und Energiewirtschaft» Nr. 6/7, 1950.
- [27] New Pump-Turbine Stimulates Interest in Pumped Storage Development. «Power Engineering», Chicago, Juli 1950, S. 96.
- [28] Pump-Turbine Operates as Pump or Hydro-Turbine. «Power», Aug. 1950, S. 100.
- [29] C. G. Southmayd: The Reversible Pump Turbine. «Elektr. Digest», Sept. 1951, S. 67.
- [30] Ch. Spink: Pumped Storage Hydroelectric Power. «Power Engineering», Okt. 1951.
- [31] A. Voska & A. Pfenninger: Moderne Speicheranlagen. «Escher-Wyss-Mitt.», 1952/53, S. 117.
- [32] F. E. Jaski: Reversible Pump Turbines are different. «Power Engineering», Mai 1952, S. 64.
- [33] Schulz, Dr. Ferd.: Modellversuche für Wasserstrahl-Wasserpumpen. «Abh. des Dokumentationszentrums für Technik und Wirtschaft», Heft 3, Wien 1952.
- [34] R. A. Elliot & D. H. Mattern: Record-size pump-turbine to be installed at TVA's Hiwassee project. «Civil Engineering», März 1953.
- [35] Reversible Pump-Turbine. «Water Power», Mai 1953, S. 197.
- [36] M. Medici: Sul comportamento idrodinamico delle macchine idrauliche a due funzioni: le pompe-turbine. «La Ricerca Scientifica», Nr. 10, Okt. 1953.
- [37] D. H. Mattern: TVA installing largest Pumpe-Turbine. «Electr. World», Juli 1954, S. 16.
- [38] Flatiron tests first US' Pump-Turbine. «Power Engineering», Sept. 1954, S. 76.
- [39] F. Scheuer: Speicherpumpen. Sonderdruck aus Heften IAT 21/22, 23/24, 1953; 5/6, 7/8, 1955.
- [40] Speicherpumpenanlagen. «Techn. Rundschau Sulzer», 1955, Sonderheft.
- [41] New York Charts its Plan for Niagara. «Electr. World», Jan. 1955, S. 53.
- [42] Dériaz Paul, La Turbine-Pompe réversible axio-centrifuge à pas variable. «Bulletin Technique de la Suisse Romande», 1955, Nr. 21/22, S. 382.

Adresse des Verfassers: Prof. H. Gerber, Rebbergstrasse 49, Zürich

## EMPA - Qualitätsüberwachung des Silo-Zements<sup>1</sup>

DK 666.942.4

Der Schweiz. Baumeisterverband, die E. G. Portland und die EMPA veröffentlichen die folgende gemeinsame Verlautbarung:

Mit der allgemein rasch an Verbreitung gewinnenden Zementbelieferung in Silos auf den Baustellen (statt wie bisher in Säcken) stellt sich für alle Beteiligten (Fabrikant, Prüfanstalt und Verbraucher) die Frage nach einer geeigneten Qualitätskontrolle des Silo-Zements, indem hierfür die in den «Normen für die Bindemittel des Bauwesens» (Art. 4 und 5) vorgesehenen Verfahren, vorab wenn sie rechtsgültig sein sollen, nicht ohne weiteres anwendbar sind. Im besonderen müssen es die Zementfabriken aus begreiflichen Gründen ablehnen, für die Qualität von Zementproben aus Baustellen-Silos, deren Zustand sie nicht kennen oder laufend zu überwachen keine Gelegenheit haben, irgendwelche Garantie zu übernehmen. Ihre Gewähr für die einwandfreie Qualität von Silo-Zement kann sich vielmehr lediglich auf den Zustand des aus der Fabrik nach den Baustellen-Silos abgehenden Zements erstrecken. Um diesen jedoch laufend in geeigneter Weise zu überwachen, haben der Schweiz. Baumeister-Verband und die E. G. Portland die EMPA ab 1. Januar 1956 mit einer Qualitätskontrolle des Silos-Zements beauftragt, wobei vorgegangen werden soll wie folgt:

I. *Qualitätskontrolle von Silo-Zement*, welcher von der Fabrik per Bahn nach den Baustellen-Silos geliefert wird: Bei allen derartige Lieferungen ausführenden Zementfabriken bis auf weiteres pro Monat Normenprüfung an einer, zu beliebiger Zeit *bahnamtlich* erhobenen Probe. Falls durch die

<sup>1</sup>) Vgl. hierüber den Aufsatz von Prof. E. Brandenberger in SBZ 1955, Nr. 49, S. 766