

Die Speicherpumpenanlage des Etzelwerkes

Autor(en): **Thomann, Robert**

Objektyp: **Article**

Zeitschrift: **Wasser- und Energiewirtschaft = Cours d'eau et énergie**

Band (Jahr): **42 (1950)**

Heft 6-7

PDF erstellt am: **22.07.2024**

Persistenter Link: <https://doi.org/10.5169/seals-922025>

Nutzungsbedingungen

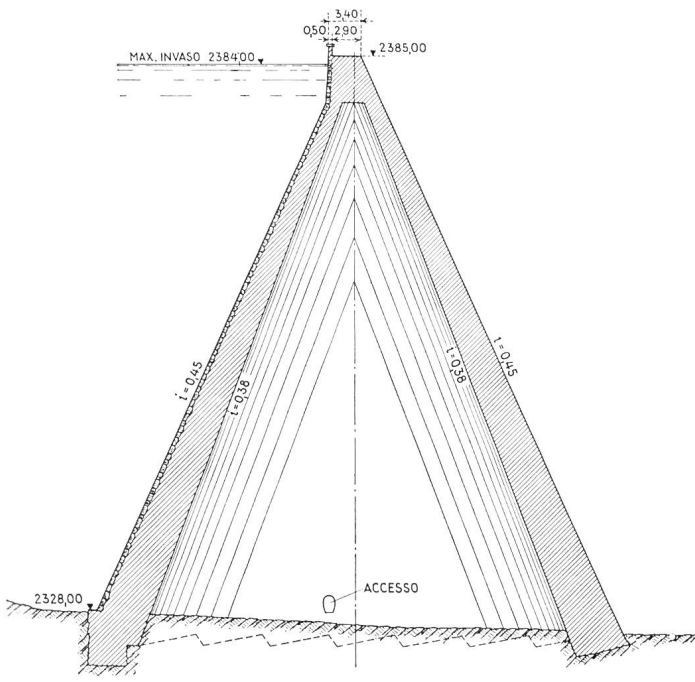
Die ETH-Bibliothek ist Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Inhalten der Zeitschriften. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern.

Die auf der Plattform e-periodica veröffentlichten Dokumente stehen für nicht-kommerzielle Zwecke in Lehre und Forschung sowie für die private Nutzung frei zur Verfügung. Einzelne Dateien oder Ausdrucke aus diesem Angebot können zusammen mit diesen Nutzungsbedingungen und den korrekten Herkunftsbezeichnungen weitergegeben werden.

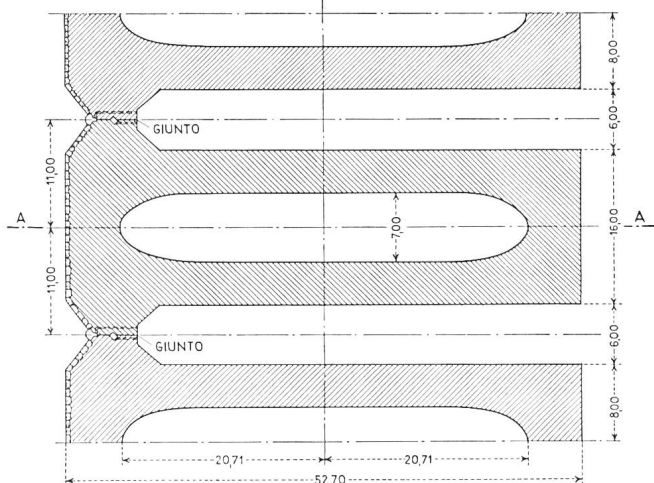
Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. Die systematische Speicherung von Teilen des elektronischen Angebots auf anderen Servern bedarf ebenfalls des schriftlichen Einverständnisses der Rechteinhaber.

Haftungsausschluss

Alle Angaben erfolgen ohne Gewähr für Vollständigkeit oder Richtigkeit. Es wird keine Haftung übernommen für Schäden durch die Verwendung von Informationen aus diesem Online-Angebot oder durch das Fehlen von Informationen. Dies gilt auch für Inhalte Dritter, die über dieses Angebot zugänglich sind.



SEZIONE A-A



SEZIONE ORIZZONTALE ALLA QUOTA 2328

Abb. 5 Pfeilerstaumauer Pantano d'Avio, Querschnitt und Schnitt A-A, Maßstab 1 : 800

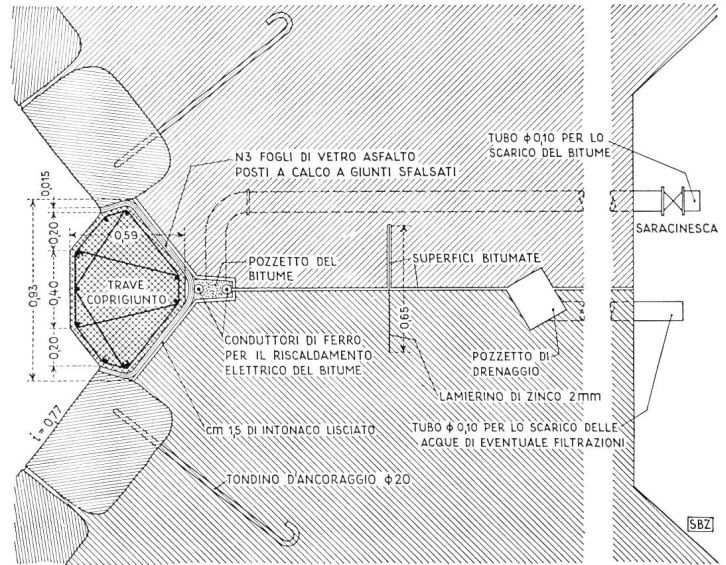


Abb. 6 Pfeilerstaumauer Pantano d'Avio, Detail der Fugenabdichtung, Maßstab 1 : 40

Staumauertyp wurde auf Grund der gemachten Erfahrungen noch etwas weiter entwickelt. Er kommt heute bei den im Bau befindlichen 62 resp. 63 m hohen Staumauern Sabbione (Impianti della Valle d'Ossola) und Pantano d'Avio (Impianti della Val Camonica) der Società Edison zur Anwendung (Abb. 3 bis 6). Nach dem gleichen Staumauertyp wurde nach den Projekten von Ing. Marcello auch die soeben fertiggestellte 62 m hohe Staumauer Bau Muggeris in Sardinien (Impianti Alto Flumendosa) gebaut. Die maschinellen und elektrischen Anlagen der ganzen Kraftwerkgruppe am Bitto sind so disponiert, daß alle Kraftwerke von der untersten Zentrale ferngesteuert werden können.

(Fortsetzung folgt)

Die Speicherpumpenanlage des Etzelwerkes (Zweiter Teil)

Referat von Direktor Robert Thomann, Winterthur

Nach den betriebswirtschaftlichen Betrachtungen des Herrn Dir. Engler behandeln wir den maschinentechnischen Teil. Die beiden Speicherpumpen für das Etzelwerk wurden durch eine Arbeitsgemeinschaft Sulzer-Escher Wyß geliefert, und zwar je für folgende Betriebsdaten:

- Fördermenge $Q = 2\,690 \text{ l/s}$
- Förderhöhe $H = 491 \text{ m}$
- Drehzahl $n = 500 \text{ U/min}$
- Leistungsbedarf $N = 20\,500 \text{ PS}$

Eine Pumpe arbeitet für das Drehstromnetz der NOK, die andere für das Einphasennetz der SBB.

Abb. 1 stellt eine der beiden Pumpen im Längsschnitt dar. Bei ihrem Entwurf war zu berücksichtigen, daß die Fundamente schon beim Bau des Etzelwerkes, d. h. mehr als zehn Jahre vor Vergebung der Pumpen, erstellt wurden, und zwar nach einer damaligen Studie, die sich auf eine vierstufige Pumpe bezog. Die Entwicklung im Bau von Turbomaschinen und die Forderung nach möglichst hohem Wirkungsgrad haben die Arbeitsgemeinschaft dann dazu geführt, fünfstufige Pumpen vorzuschlagen. Da die Bauhöhe gegeben war, erforderte dies ganz besondere konstruktive Maßnahmen, und es ist auf die elegante Lösung für die Kupplung zurückzuführen, daß

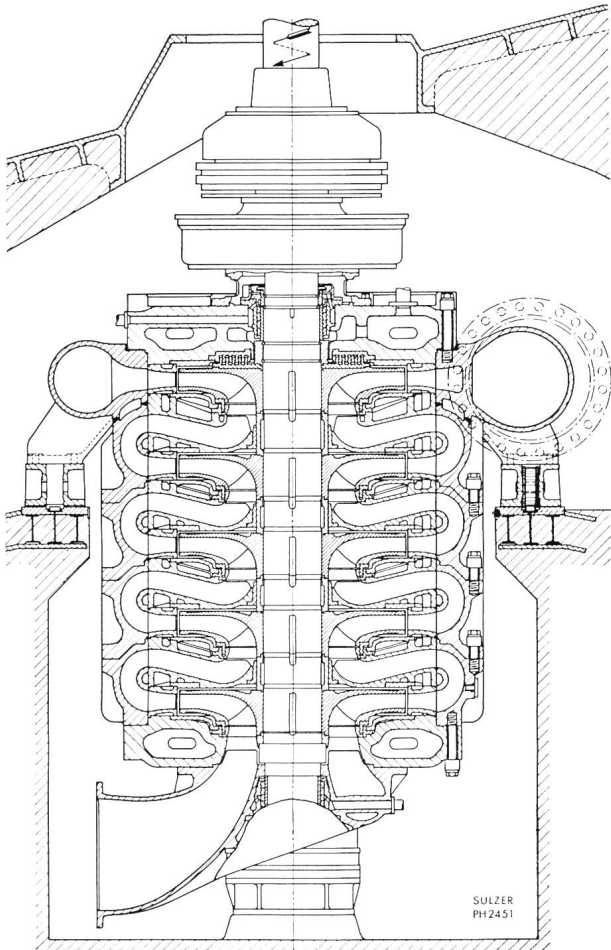


Abb. 1 Fünfstufige Hochdruck-Speicherpumpe für die Etzelwerk AG.
 $Q = 2690 \text{ l/sec}$, $H = 491 \text{ m mano}$, $n = 500 \text{ U/min}$, $N = 20\,500 \text{ PS}$.
 Ausgeführt durch die Arbeitsgemeinschaft Sulzer—Escher-Wyß.

der Einbau einer fünfstufigen Pumpe überhaupt möglich wurde. Die Arbeitsgemeinschaft nahm folgende Aufteilung des Lieferungsumfanges vor:

Gebrüder Sulzer lieferten die eigentliche Pumpe bis und mit antriebsseitigem Wellenende und Escher Wyß die Zwischenwelle zur Kupplung mit der bestehenden Turbine, das Spurlager, die ausrückbare Kupplung, die Verbindungsleitung und die Kugelschieber.

Durch den Übergang von vier auf fünf Stufen wurde der Außendurchmesser gegenüber dem ursprünglichen Projekt etwas geringer, was eine Anpassung der Fundamente zur Folge hatte. Diese Änderungen konnten jedoch auf mehr oder weniger unwesentliche Arbeiten beschränkt werden.

Besonders sorgfältig wurde die Montage und Demontagemöglichkeit studiert. Die Pumpen können durch einen zentralen Montageschacht ein- und ausgebaut und vom Pumpenboden aus auf festmontierten Rollen an Ort und Stelle unter die entsprechenden Turbinen geschoben werden.

Die beiden fünfstufigen Speicherpumpen dürften wohl einzig dastehend sein, da bis heute keine Pumpe und auch keine Spiralturbine dieser Größenordnung für einen Druck von 500 mWS gebaut worden ist. Besondere Schwierigkeiten bereitete der Bau des Spiralgehäuses und des Abschlußdeckels, worauf weiter unten eingetreten wird.

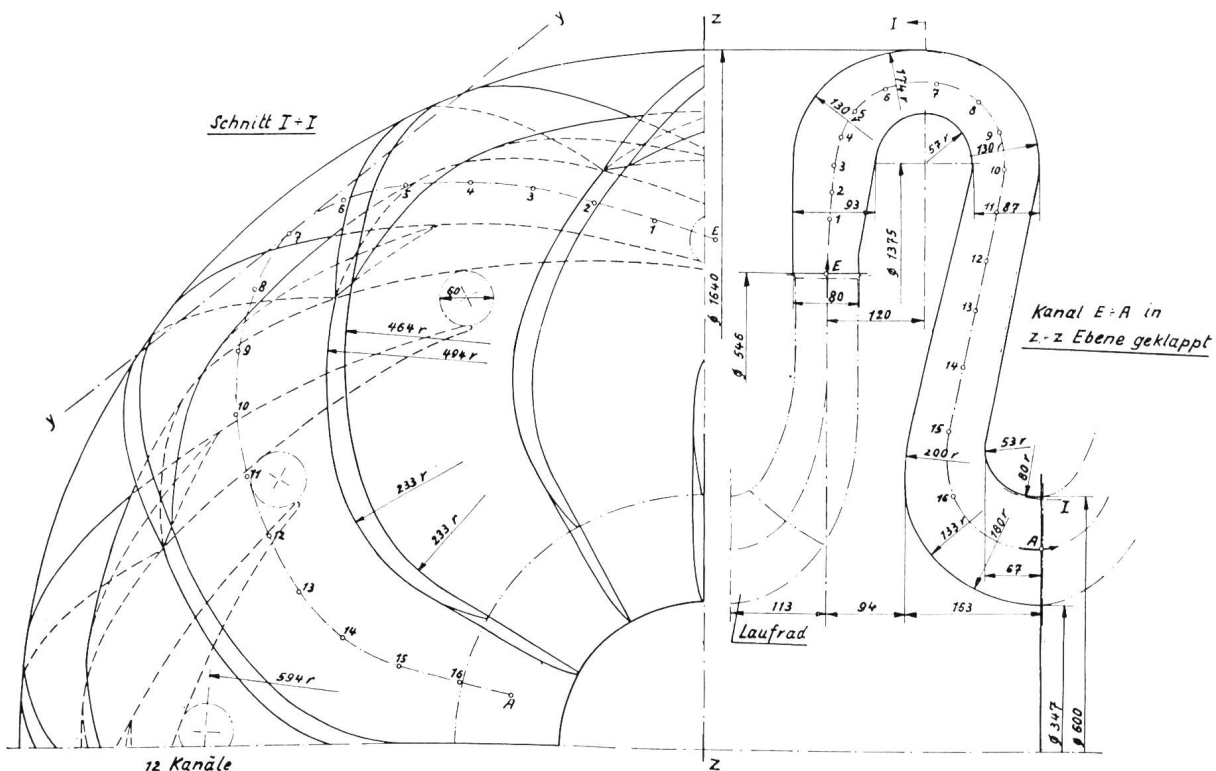


Abb. 2 Modellpumpe für die Etzelwerk-Speicherpumpe, Leitrad mit Überströmkämen

Versuche

Die durch die beschränkte Bauhöhe bedingte kurze Bauart führte zu verwickelten Konstruktionen der Leitapparate und Umlenkstücke. Da für den Bau solcher Maschinen keine ausreichenden Grundlagen zur Verfügung standen und die fertigen Gruppen keinen Werkversuchen unterworfen werden konnten, hatten Gebrüder Sulzer sich entschlossen, ausführliche Modellversuche durchzuführen. Diese erstreckten sich auf die Form der Diffusoren, Umlenker und Rückführkanäle, auf das Studium einer einstufigen Modellpumpe und schließlich auf einige festigkeitstechnische Untersuchungen.

Bild 2 zeigt die Abwicklung einer der untersuchten Formen für den Umlenkkanal. Die Aufgabe war: Einen Diffusor und Umlenkkanal zu entwerfen, dessen Bau-

höhe ein bestimmtes Maß nicht überschreiten durfte und deren Gesamtverluste minimal sein sollten. Im ganzen wurden im Strömungslabor der Firma fünf derartige Formen untersucht, wobei Luft als Medium diente. Sämtliche Versuche wurden mit einer Reynoldsschen Zahl, die ungefähr der im Betrieb entsprach, durchgeführt, und dabei die Geschwindigkeitsverteilung, Wirbelverluste usw. in allen Querschnitten gemessen. Als besonders günstig erwies sich eine solche Form der Kanäle, bei welcher der Diffusor geradlinig ist und im Umkehrbogen keinerlei Energierückgewinnung, sondern im Gegenteil eine Beschleunigung stattfindet. Dies ist übrigens eine Erkenntnis der Strömungslehre, die schon vor zwanzig und mehr Jahren gewonnen wurde.

Bild 3 zeigt vergleichsweise die mit den verschiedenen untersuchten Modellen erzielten Wirkungsgrade in

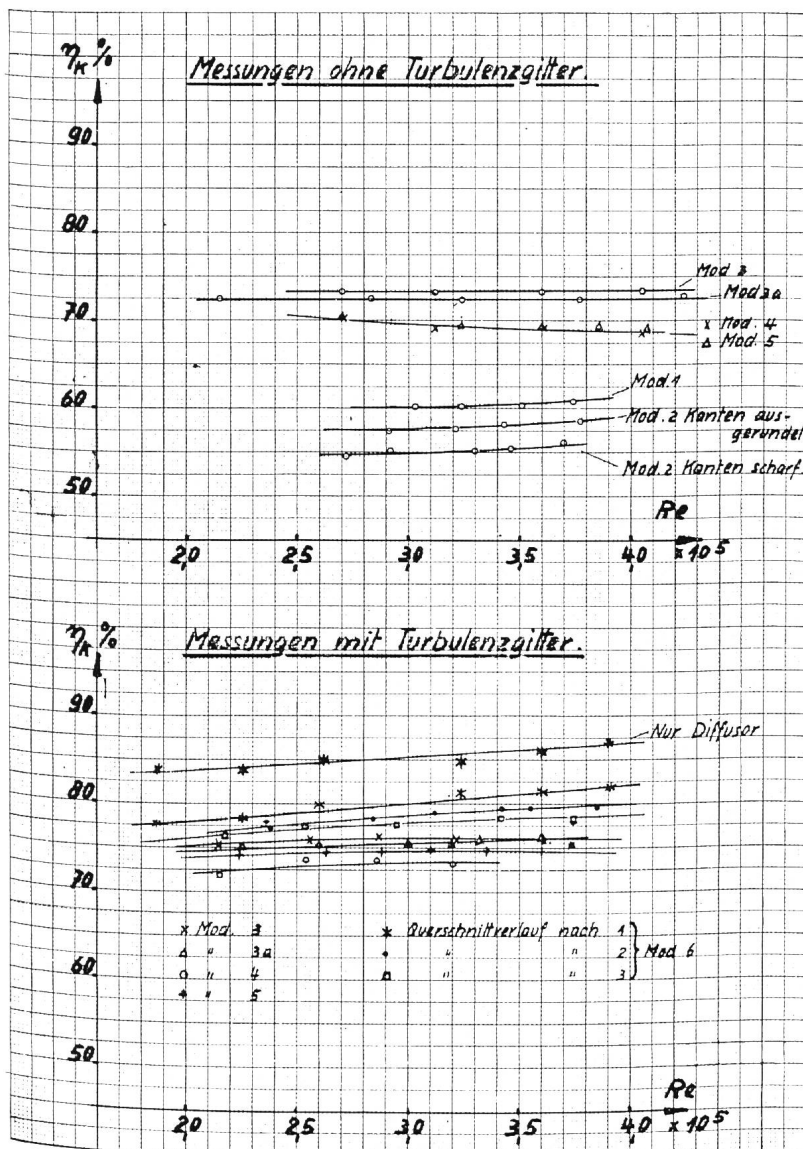


Abb. 3 Wirkungsgrade in Abhängigkeit von Re

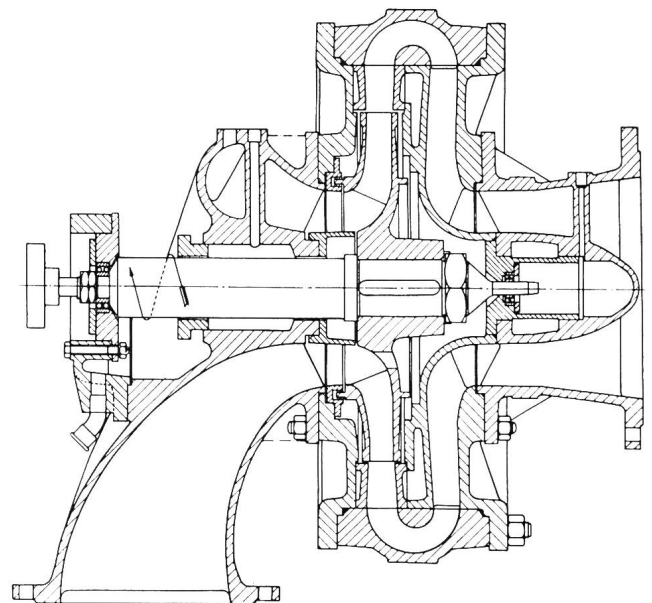


Abb. 4 Modellpumpe für die Ezelwerk-Speicherpumpe, Ausführung für Versuche als Gebläse, 500 mm Laufraddurchmesser.

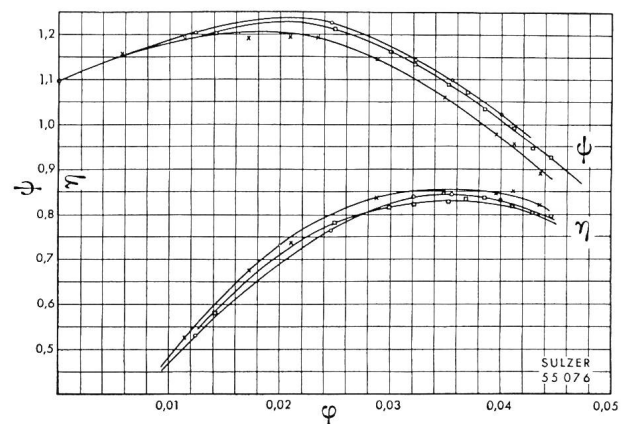


Abb. 5 Messungen der Modellpumpe für die Speicherpumpen des Ezelwerkes, Raddurchmesser = 550 mm
 x Wasser Re = 24.10⁶
 o Wasser Re = 12.10⁶ o Luft Re = 3,4.10⁶

Funktion der Reynoldsschen Zahlen. Die Messungen wurden einmal mit und einmal ohne Turbulenzgitter durchgeführt, und es geht aus den Ergebnissen deutlich hervor, daß die Messungen mit Turbulenzgitter eine wesentliche Verbesserung gegenüber jenen ohne Turbulenzgitter brachten. Auch ist der Unterschied der Ergebnisse von verschiedenen Kanalformen recht augenscheinlich; der Einfluß auf den Gesamtwirkungsgrad der Maschine ist von der Größenordnung von mehreren Prozenteinheiten.

Auf Grund der mit den Kanalversuchen gewonnenen Ergebnisse wurde dann eine einstufige Modellpumpe nach Abb. 4 gebaut und auf dem Versuchsstand eingehenden Messungen unterworfen. Diese Messungen wurden einmal mit Wasser und einmal mit Luft bei ungefähr gleichen Reynoldsschen Zahlen durchgeführt; die Ergebnisse sind in Abb. 5 dargestellt. Wie ersichtlich, beträgt der Unterschied zwischen dem Versuch mit Luft bei $Re = 3,4 \times 10^6$ und dem Versuch mit Wasser bei $Re = 12 \times 10^6$ nur wenige Prozent. Außerdem geht daraus deutlich hervor, daß bei steigender Reynoldsscher Drehzahl der Wirkungsgrad ebenfalls wächst. Hinsichtlich der Druckziffer ψ ist der Unterschied sehr gering, und die Übereinstimmung der Versuche mit Luft und Wasser ist außerordentlich bemerkenswert. In diesem Zusammenhang möchte ich auf den SBZ-Aufsatz¹ von Herrn Prof. Hablützel vom Technikum Winterthur hinweisen, in dem er über Vergleichsversuche an einer einstufigen Mitteldruckpumpe berichtet.

Abb. 6 zeigt links eine serienmäßig hergestellte einstufige Sulzer-Mitteldruckpumpe mit Diffusor und rechts eine im Maßstab von 2,76:1 vergrößerte und aus Holz hergestellte Maschine. Die Pumpe wurde mit Wasser und die Modellmaschine, die als Ventilator angesprochen werden kann, mit Luft untersucht. Bild 7 zeigt in dimensionslosen Kennziffern die Meßergebnisse und beweist eine verblüffende Übereinstimmung der Messungen. Die

¹ Schweiz. Bauzeitung, 65. Jahrgang, Nr. 1 vom 4. Januar 1947.

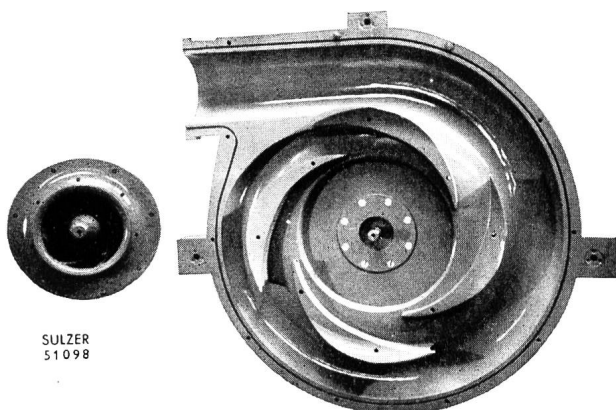


Abb. 6 Sulzer-Pumpe und Sulzer-Ventilator mit gleichen Reynolds'schen Zahlen ($m = 2,76$)

Abweichungen liegen innerhalb der praktischen Meßgenauigkeit. Damit dürfte klar dargelegt sein, daß Luftversuche bei peinlicher Beachtung der Ähnlichkeitsgesetze unmittelbar auf die Ergebnisse mit hydraulischen Maschinen übertragbar sind.

Besondere Schwierigkeiten bereitete die Umrechnung der Versuchsergebnisse auf die Großausführung. Bekanntlich ist diese Umrechnung schon bei Wasserturbinen ein seit Jahrzehnten umstrittenes Problem. Noch viel mehr ist dies der Fall bei Wasserpumpen, über die weit weniger Erfahrungen vorliegen. Nach unserer eigenen Umrechnung sollte gegenüber den Modellversuchen eine Wirkungsgradverbesserung an der Großausführung von 2,5 Punkten erzielt werden, während sich nach der bekannten Formel von Moody eine Verbesserung von 3,5 Punkten ergeben sollte. Nach den meines Wissens bei der Firma Escher Wyß verwendeten und insbesondere von Herrn Prof. Ackeret entwickelten Umrechnungsformel ergab sich eine rechnungsmäßige Verbesserung von 3,6 Punkten. Die tatsächlich bei den Abnahmeversuchen an Ort und Stelle erzielte Verbesserung betrug aber 1,5 Punkte, obwohl Lauf- und Leiträder außerordentlich gut poliert worden waren. Abbildung 8 zeigt die Modellpumpe auf dem Prüfstand der Firma Gebr. Sulzer AG. in Winterthur.

Einiges Kopfzerbrechen verursachte auch das Studium der Vorgänge beim plötzlichen Abschalten der Speicherpumpe, und zwar sowohl im normalen Betrieb als auch beim Ausfall der Stromzufuhr. Über den Vorgang, der sich beim plötzlichen Abschalten einer solchen Pumpe abspielt, lagen nur spärliche theoretische Grundlagen und praktische Messungen vor. Wir haben uns deshalb veranlaßt gesehen, auch dieses Problem in Angriff zu nehmen und führten mit einer mehrstufigen, normalen Hochdruckzentrifugalpumpe entsprechende Versuche durch. Abbildung 9 gibt die Charakteristik dieser Pumpe wieder, und zwar im normalen Pumpenbereich rechts, im Bremsbereich in der Mitte und schließlich als Turbine links. Dabei ist ganz besonders bemerkenswert, daß eine solche mehrstufige Pumpe sehr wohl und mit ganz annehmbarem Wirkungsgrad auch als Wasserturbine arbeiten kann, was besonders für den Kleinturbinenbau von Interesse sein dürfte.

Neben den rein strömungstechnischen Versuchen stellten sich eine Menge von festigkeitstechnischen Fragen, und zwar war das heikelste Problem, wie schon erwähnt, die Konstruktion eines Spiralgehäuses, das einem Betriebsdruck von 500 mWS standzuhalten hatte. Das höchste Gefälle, für das bis heute Francis-Spiralturbinen gebaut wurden, ist meines Wissens von der Größenordnung von 400 m, so daß das Spiralgehäuse der Etzelpumpe als eine bisher nicht erreichte Spitzenleistung angesehen werden darf. Um einen gießereitechnisch möglichst gesunden Abguß zu erhalten, wurde das Spiralgehäuse, das mit

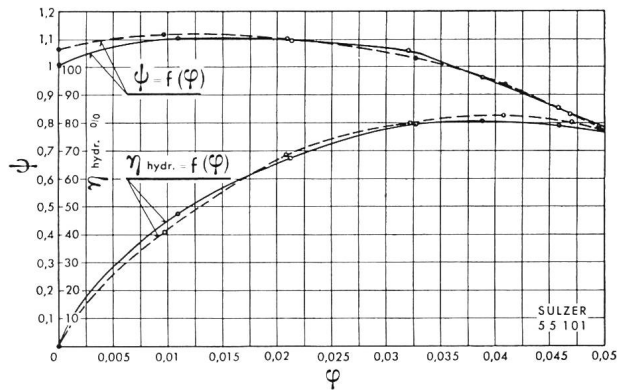


Abb. 7 Kennlinien einer Mitteldruckpumpe und eines Hochdruckventilators mit gleichen Reynolds'schen Zahlen

den üblichen Stegen versehen ist, auf die einfachste Form gebracht. Eine Materialanhäufung mußte unbedingt vermieden werden, weshalb wir uns entschlossen, das erste Umlenkergehäuse nicht an einen Gehäuseflansch anzuschrauben, sondern anzuschweißen. Damit fiel die ganze Masse eines Anschlußflansches weg, und es konnten ungefähr 200 mm an Bauhöhe der Maschine eingespart werden. Die Schweißung wurde als doppelte Ringschweißung ausgeführt und dabei darauf geachtet, die Schweißstellen nur reinen Zugspannungen zu unterwerfen. Der Raum zwischen den beiden Ringschweißungen dient als Abpreßraum, so daß schon die erste Heftschweißung auf ihre Dichtigkeit und Festigkeit geprüft werden konnte. Diese Vorsichtsmaßregel hat dann bewiesen, daß der etwas kühnen Schweißung ein voller Erfolg beschieden war. Ein weiteres Problem stellte der Abschlußdeckel, der

nicht nur den Gesamtdruck aufzunehmen, sondern auch gegen ihn abzudichten hatte.

Besonders scharfe Garantien forderte die Auftraggeberin für den Verschleiß in den Wasserkanälen; die am besten geeigneten Materialien wurden äußerst sorgfältig ausgewählt. Von den übrigen Organen der Anlage erwähne ich die am Saugstutzen angebrachte Rückschlagklappe, die während des Betriebes offen ist und nur bei Revisionen der Pumpe geschlossen wird.

Auf dem obersten Teil der Pumpe ist ein Spurlager von etwa 100 t Axialbelastung vorgesehen, das gleichzeitig als Radial-Führungslager ausgebildet ist. Über dem Spurlager ist eine durch Fernsteuerung im Stillstand ein- und ausrückbare Reibungskupplung aufgebaut, die nur in einer Drehrichtung kraftschlüssig ist. Wie schon erwähnt, ist es nur dank der außerordentlich gedrängten Bauart dieser Kupplung möglich geworden, eine fünf-stufige Pumpe in dem vorhandenen Raum unterzubringen. Die Übertragungselemente bestehen aus tangential angeordneten, in Spitzen gelagerten Speichen, die sich auf die Kupplungsnahe und auf die Kupplungsschuhe abstützen. Diese Kupplungsschuhe legen sich an den äußeren Kupplungsmantel an, der durch eine axiale Verzahnung mit der unteren Kupplungshälfte verbunden ist. Die axiale Verzahnung gestattet den Längenausgleich der ganzen Welle, so daß die eigentlichen Kupplungselemente diesem Einfluß entzogen sind. Zwischen der erwähnten Kupplung und dem Kupplungsflansch der Pelton-turbine ist eine Zwischenwelle eingebaut.

Als Abschlußorgan dient ein Doppelkugelschieber, Bauart Escher Wyß. Der Betriebsschieber ist mit hydrau-

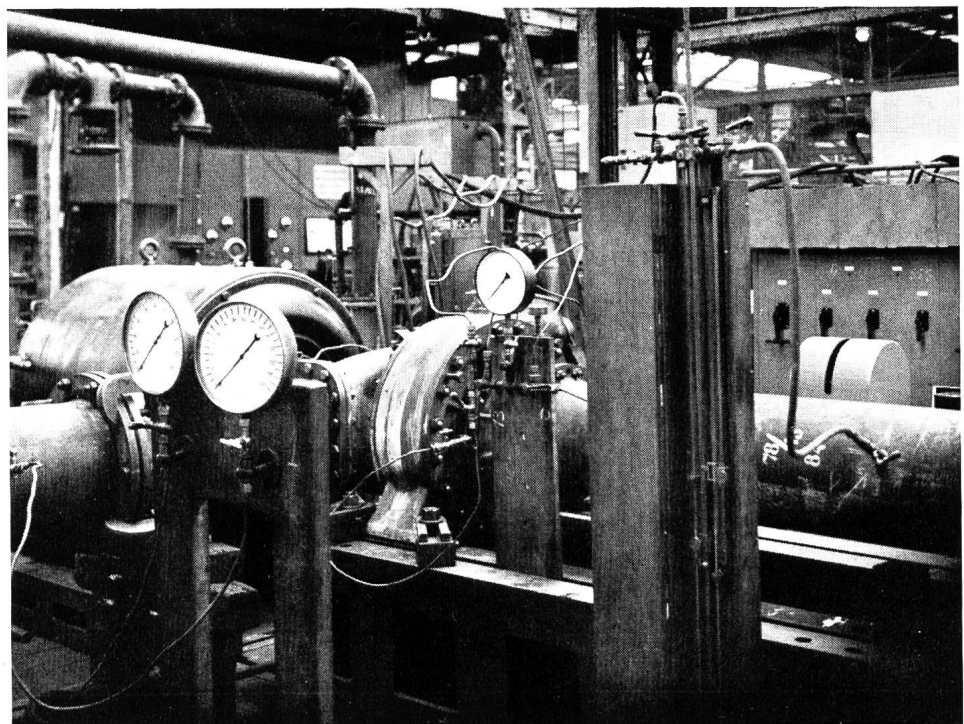


Abb. 8 Modellpumpe für die Etzelwerk-Speicherpumpe auf dem Prüfstand der Firma Gebrüder Sulzer AG, Winterthur

lichem, der Trennschieber mit Handantrieb versehen. Der Drehkörper des Betriebsschiebers ist gleichzeitig als Venturimengenmeßeinrichtung ausgebildet. Bemerkenswert ist noch, daß der Betriebsschieber sich automatisch schließt, sobald die Drehzahl unter die Grenzfrequenz von 300 U/min sinkt oder ein größerer Druckverlust in der Leitung entsteht.

Bekanntlich kann die Fördermenge von Kreiselpumpen nicht oder nur unter sehr ungünstigen Bedingungen geregelt werden. Es kann aber vorkommen, daß dem Einzelwerk Abfallstrom in begrenztem Ausmaße zur Verfügung steht, der nicht zur Deckung des Leistungsbedarfs von 20 500 PS ausreicht. Im vorliegenden Fall wurde deshalb zum erstenmal eine besondere Leistungsregelung vorgenommen, die sich im Betrieb außerordentlich gut bewährt hat. Nehmen wir z. B. an, es stehe nur eine Abfallleistung von 15 000 PS zur Verfügung. Die Pumpe kann dann dennoch in Betrieb genommen werden, nimmt aber nach wie vor ihre Gesamtleistung von beispielsweise rund 20 000 PS auf. Die Mangelleistung von 5000 PS wird nun dadurch gedeckt, daß ein Teil der Fördermenge abgezweigt und der auf derselben Welle sitzenden Pelton-turbine zugeführt wird. Diese Pelton-turbine bringt die erwähnte Mangelleistung auf, so daß die von außen zuzuführende Leistung tatsächlich der verfügbaren Leistung von 15 000 PS entspricht.

Neben den für diesen Betrieb erforderlich gewesen Änderungen an den Turbinenreglern sind über ihnen noch Sicherheitsregler mit vier Schalterventilen aufgebaut worden. Bei einem Drehzahlabfall auf weniger als 300 U/min wird die Schließbewegung des Pumpenkugelschiebers eingeleitet. Weicht die Drehzahl um mehr als $\pm 5\%$ von der normalen Drehzahl ab, so wird durch

weitere Schalterventile auch noch der Generator abgeschaltet. Dadurch wird verhindert, daß die Pumpe im Bereich kritischer Drehzahlen läuft. Ferner ist noch ein Schalterventil vorhanden, das bei Turbinenbetrieb das Durchbrennen der Gruppe unterbindet.

Zum Schluß möchte ich kurz auf die im Laufe des letzten Jahres durchgeführten endgültigen Abnahmeversuche hinweisen. In mechanischer Hinsicht haben sich beide Gruppen außerordentlich gut bewährt, und die schweizerische Maschinenindustrie darf mit Recht stolz auf diese Spitzenleistung sein. Was die Fördermenge anbetrifft, so war, wie schon erwähnt, die erste Gruppe etwas reichlich bemessen, d. h. die verwendeten Umrechnungsmethoden haben sich als nicht ganz genau zutreffend erwiesen. Ein geringes Abdrehen der Laufräder brachte dann die Fördermenge an die Garantiewerte heran. Wie schon angegeben, betrug der erzielte Wirkungsgrad 87 %, so daß auch in dieser Hinsicht die Garantien voll und ganz erfüllt worden sind.

Anmerkung:

Während der Erstellung der beiden Maschinen in den Werken der Firma Gebr. Sulzer AG. in Winterthur wurde ein ausführlicher Film aufgenommen, der in drei Fassungen vorliegt. Die erste Fassung behandelt den gießereitechnischen, die zweite den werkstattechnischen Teil. Beide Streifen sind als Lehrfilme gedacht und entsprechend ausführlich gehalten. Die dritte Fassung ist ein Kurzfilm der beiden Originalfassungen und soll einen Eindruck vom Werdegang der Maschinen vermitteln.

Der Referent hat diesen Film vorgeführt, er hat bei den Zuhörern einen ausgezeichneten Eindruck hinterlassen.

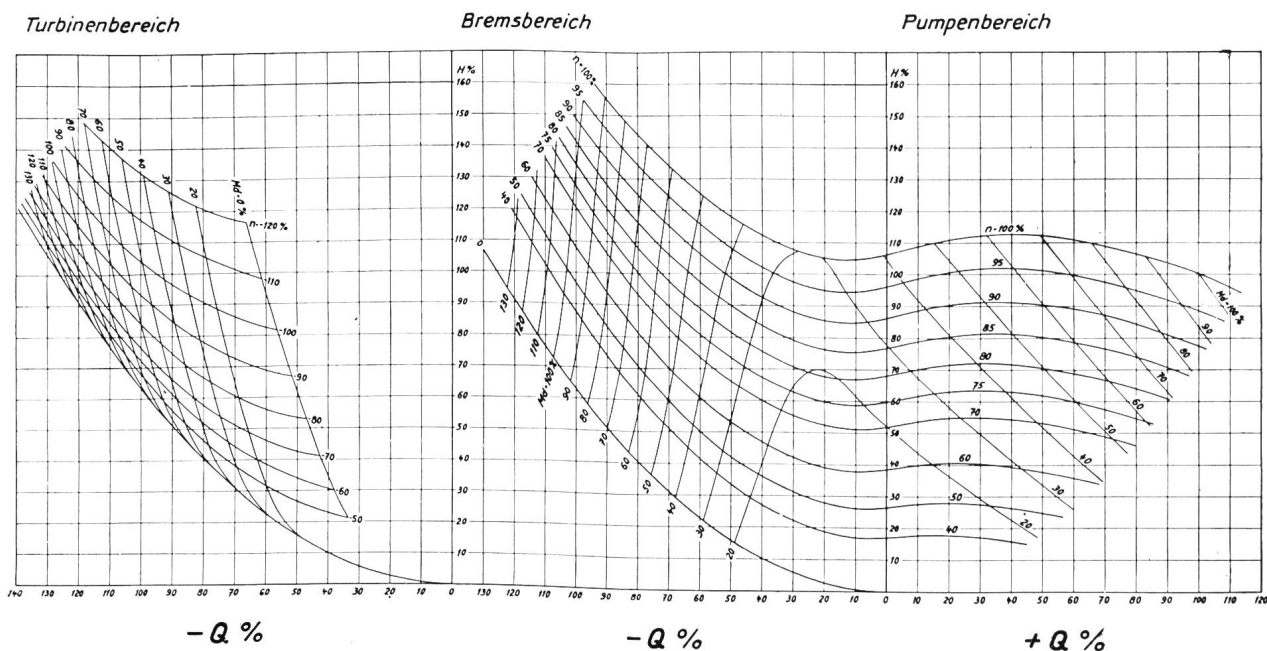


Abb. 9 Angenäherte Kennlinien einer Sulzer-Hochdruck-Zentrifugalpumpe im Pump-, Brems- und Turbinenbereich