

Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 107/108 (1936)
Heft: 19

Artikel: Ueber den Wirkungsgrad von Zentrifugalpumpen
Autor: Lalive, J.
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-48402>

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>

INHALT: Ueber den Wirkungsgrad von Zentrifugalpumpen. — Baustoff und Feuersicherheit. — Wochenendhaus in Meggen bei Luzern. — Mitteilungen: Kraemer-Mühlenfeuerung mit Feuergasrückführung. Eidg. Technische Hochschule. Schalenbedachungen in Stahl. Brandversuche an Holzbauten. Bodenschätzungen. Sitterbrücke Hagen-Stein. Neue deutsche Architektenanordnung. Volkshochschule Zürich. Holzkongress in Bern.

Band 108

Der S.I.A. ist für den Inhalt des redaktionellen Teils seiner Vereinsorgane nicht verantwortlich.
Nachdruck von Text oder Abbildungen ist nur mit Zustimmung der Redaktion und nur mit genauer Quellenangabe gestattet.

Nr. 19**Ueber den Wirkungsgrad von Zentrifugalpumpen**

Von Dipl. Ing. J. LALIVE, bei Gebr. Sulzer AG, Winterthur

Die Notwendigkeit, für alle Betriebsverhältnisse des weiten Anwendungsgebietes der Zentrifugalpumpen möglichst hohe Wirkungsgrade zu erhalten, hat auf die Entwicklung dieser Maschine einen entscheidenden Einfluss ausgeübt. Natürlich darf die Verbesserung des Wirkungsgrades nicht eine Erhöhung des Anschaffungspreises zur Folge haben. Gebr. Sulzer haben keine Anstrengungen gescheut, um alle ihre Pumpen den Anforderungen der modernen Hydrodynamik anzupassen; gleichzeitig sind die Konstruktionen vereinfacht, die Gewichte und der Raumbedarf vermindernd worden, ohne auch nur eine der guten Eigenschaften, die diese Maschinen kennzeichnen, preiszugeben. Es soll im folgenden versucht werden, über die befolgte Arbeitsmethode und die damit erreichten Ergebnisse eine allgemeine Uebersicht zu geben. Einige besondere wissenschaftliche Forschungsarbeiten bleiben späterer Veröffentlichung vorbehalten.

Um die den Wirkungsgrad beeinflussenden Faktoren zu beherrschen, muss man in der Lage sein, alle Einzelverluste zu erfassen und abzusondern. Nur so lässt sich für jeden der Kleinstwert erreichen. Durch planmässig durchgeföhrte Laboratoriumsversuche konnten die zur Analyse der Verluste nötigen Erfahrungsbeiwerte ermittelt und eine Rechnungsmethode entwickelt werden, die sich als sehr fruchtbar erwiesen hat. Es ist auf diesem Wege möglich gewesen, den Wirkungsgrad und die Verluste einer Pumpe, deren Kennlinien auf dem Prüfstand ermittelt wurden sind, mit grosser Genauigkeit in ihre Komponenten zu zerlegen. Ausserdem ist man dadurch in die Lage versetzt worden, den Wirkungsgrad einer Pumpe bis auf 1 % genau zum voraus zu bestimmen.

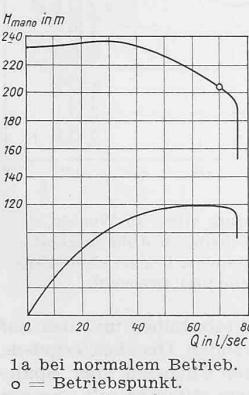
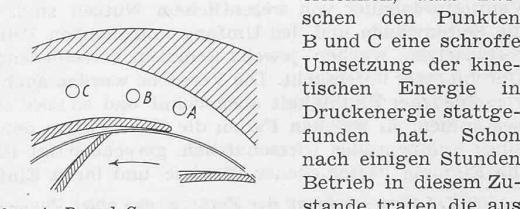
Die in den letzten Jahren erreichten Wirkungsgradverbesserungen sind vor allem das Ergebnis umfassender Studien über die verwickelten Vorgänge bei der Umwandlung der vom Rad

Ausbau des Basler Rheinhafens. Eidg. Techn. Hochschule. Bericht über den 2. internat. Kongress der I.V.B.H., Berlin-München. Deutscher Beton-Verein. — Wettbewerbe: Pläne für die Gebäude des neuen Zentralbahnhofes in Athen. «Créons le style Fouad I.» — Literatur. — Mitteilungen der Vereine. — Sitzungs- und Vortrags-Kalender.

erzeugten kinetischen Energie in Druck. Die Tatsache, dass bei gleicher spezifischer Drehzahl der Wirkungsgrad der Wasserturbine grösser ist als jener der Zentrifugalpumpe, und dass dieser Unterschied mit kleiner werdender spezifischer Drehzahl zunimmt, zeigt deutlich den Einfluss der Energie-Umsetzung im Diffusor. Es genügt nicht, die Pumpe lediglich als die «Umkehrung der Turbine» zu kennzeichnen und die im Turbinenbau gesammelten reichen Erfahrungen einfach auf den Pumpenbau zu übertragen. Die Leitvorrichtung stellt vielmehr das eigentliche Kernproblem der Fliehkraftmaschine dar, das nur mit Hilfe der modernen Hydrodynamik gelöst werden kann.

Die an ebenen, geradaxigen, divergenten Kanälen gewonnenen Versuchsergebnisse können nicht auf die krummaxigen Kanäle der Pumpen-Leiträder übertragen werden. Dies umso weniger, als die Geschwindigkeits- und Druckverteilung am Radaustritt weder örtlich noch zeitlich gleichförmig ist, wie aus dem Oszillogramm a der Abb. 1 deutlich hervorgeht. Deshalb waren neue Wege nötig. Für die Vorversuche mit Leitvorrichtungen und Ueberströmstücken mehrstufiger Pumpen wurde Luft durch stark vergrösserte Holzmodelle geblasen. Diese Versuche führten rasch zu hydraulisch günstigen und, was ebenfalls wichtig ist, leicht ausführbaren Formen. Alle gestellten Fragen konnten damit allerdings nicht geklärt werden.

Um den Einfluss des Laufrades und einiger weiterer Faktoren abzuklären, die am Holzmodell nicht untersucht werden konnten, wurden die im Leitrad und im Ueberströmstück einer zweistufigen Mitteldruckpumpe auftretenden dynamischen und statischen Drücke genau gemessen. Schon die durch normale Manometer festgestellten Mittelwerte dieser Drücke ergaben einige wertvolle Hinweise; neue wesentliche Aufschlüsse lieferten jedoch die mit einem Siemens-Oszillographen verbundenen Piez Quarze. Diese Messmethode wurde bereits früher, z. B. in der «Revue technique Sulzer» (1935, Nr. 1 und 1936, Nr. 1) eingehend beschrieben. Wir haben sie im vorliegenden Falle benutzt, um die Druckänderungen bei allen möglichen Betriebspunkten zu untersuchen, und zwar von der Fördermenge Null bei geschlossenem Schieber bis zur maximalen Fördermenge ohne Gegendruck. Diese planmässig durchgeföhrten Versuche ergeben äusserst wertvolle Aufschlüsse über die Wirkungsweise der Pumpe. Wir müssen uns vorläufig darauf beschränken, nur die Oszillogramme in Abb. 1 a und 1 b zu besprechen, die neue Erscheinungen von einer bisher unvermuteten Grösseordnung erkennen lassen. Die durch Kurven A, B und C dargestellten statischen Druckänderungen wurden in drei gleich weit auseinander liegenden Punkten gemessen, deren erster am Eintritt des Leitrades der ersten Stufe lag, wie aus Abb. 1 hervorgeht. Die Diagramme a entsprechen dem Normalbetrieb der Pumpe und zeigen für einen mittleren Druck von etwa 65 m Ausschläge von ± 30 m. Die Frequenz dieser sinusförmig verlaufenden Kurven ist gleich dem Produkt aus der Schaufelzahl und der Anzahl Umdrehungen pro Sekunde und beträgt im vorliegenden Fall 350/sec. Für die gleichen Messpunkte zeigt die Abb. 1 b die statischen Druckänderungen bei ausgesprochenem Kavitationsbetrieb der ersten Stufe. In den Punkten A und B fällt der statische Druck bis auf die Dampfspannung des Wassers ab, schnell aber bei jedem Durchgang einer Schaufel bis auf 24 at hinauf. Die Kurve C lässt



1a bei normalem Betrieb.

○ = Betriebspunkt.

r = eine Umdrehung.

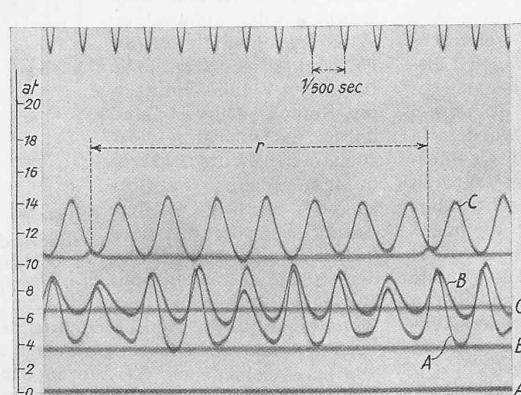
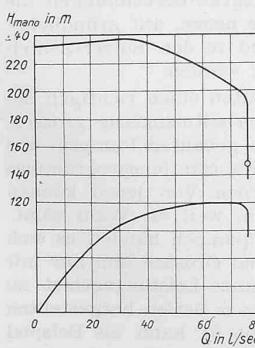


Abbildung 1a und b. Oszillogramme der Schwankung des statischen Druckes im ersten Leitrad einer zweistufigen Mitteldruck-Zentrifugalpumpe.



1b bei ausgesprochenem Kavitationsbetrieb.

○ = Betriebspunkt. — r = 1 Umdrehung. — A B C atmosphär. Drucklinien in den Messstellen A, B und C.

erkennen, dass zwischen den Punkten B und C eine schroffe Umsetzung der kinetischen Energie in Druckenergie stattgefunden hat. Schon nach einigen Stunden Betrieb in diesem Zustande traten die aus

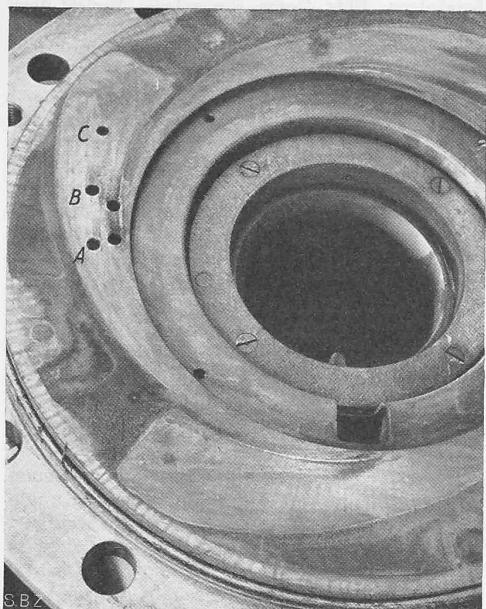


Abb. 2. Korrosionen infolge Kavitation im Leitrad.
A, B und C = Messstellen.

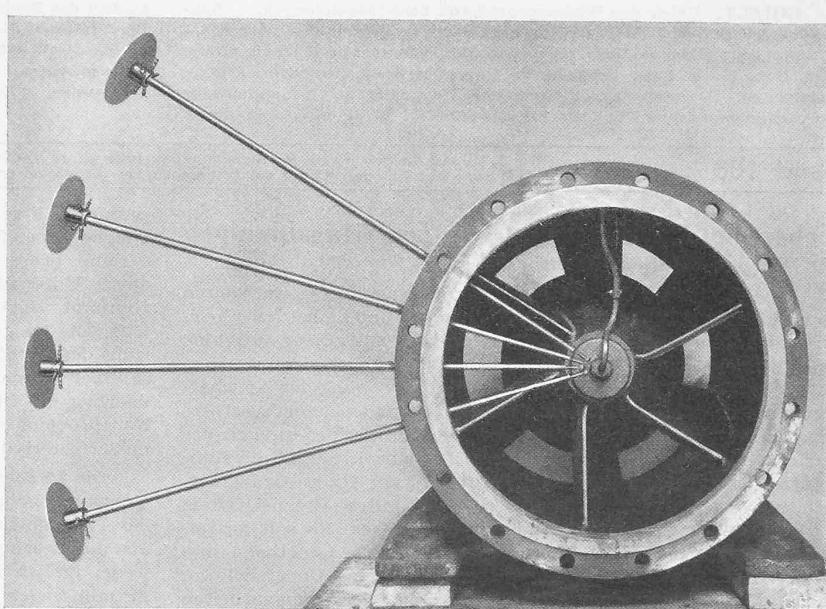


Abb. 3. Staukugelmessungen in der Austrittsebene eines axialen Leitapparates.
(Das Bild wurde den vier Stellungen der Staukugel entsprechend viermal belichtet.)

Abb. 2 ersichtlichen Kavitationsanfressungen auf. Die gleichen Erscheinungen traten bei kleinerer Förderhöhe im Leitrad der zweiten Stufe auf. Es ist klar, dass derartige Druckschwankungen die Schaufelspitzen ausserordentlichen Beanspruchungen aussetzen, die selbst im Normalbetrieb nicht vernachlässigt werden dürfen und eine ganz besonders kräftige Leiträder-Konstruktion erfordern.

Eine weitere Untersuchungsmethode, die mit Erfolg angewendet wurde, verdient hier ebenfalls erwähnt zu werden. Es handelt sich um Messung der Geschwindigkeiten nach Grösse und Richtung im Leitrad mit Hilfe der Staukugel. Das Instrument und seine Verwendung in Niederdruckleitungen sind in dieser Zeitschrift beschrieben worden¹⁾. Der auf dem Versuchstand ermittelte Wirkungsgrad einer neuen Schraubenpumpe mit hoher spezifischer Drehzahl erreichte einen zwar sehr befriedigenden, aber nicht den berechneten Wert. Mit Hilfe der Staukugel gelang es nun, die Trajektorien zwischen zwei Schaufeln des axialen Leitrades festzustellen und die erforderlichen Verbesserungen vorzunehmen. Abb. 3 zeigt vier verschiedene Stellungen der Staukugel in der Wasseraustrittsebene. Die Geschwindigkeiten wurden in fünf Ebenen bis in die unmittelbare Nähe des Laufrades gemessen; sie sind in Abb. 4 nach Grösse und Richtung durch Vektoren dargestellt. Die ungleichmässige Verteilung der Geschwindigkeiten, die stellenweise bis auf Null zurückgehen oder gar negative Werte annehmen, liess die Mängel dieses ersten Leitrades und die erforderlichen Abhilfemittel klar erkennen. Die genaue Prüfung der Stromlinien sowie der Geschwindigkeitsänderungen längs dieser liess keinen Zweifel über die vorzunehmenden Änderungen übrig. Ein neues Leitrad ergab denn auch die erwartete Verbesserung, d. h. eine Wirkungsgraderhöhung von 3 %.

Da für diese Pumpen, die besonders in Ent- oder Bewässerungsanlagen Verwendung finden, häufig Garantien für statische Höhe und statischen Wirkungsgrad verlangt werden, wurde eine Modellanlage in verkleinertem Maßstab für 550 l/sec bei 4,5 m Druckhöhe ausgeführt; sie ergab den bemerkenswerten statischen Nutzeffekt von 84 %. Schwerlich lässt sich ein besserer Beweis für die Bedeutung eines richtig gestalteten Diffusors und den allgemeinen Wert der beschriebenen Untersuchungsmethode erbringen.

Unsere Untersuchungen über den Reibungswiderstand der in einer Flüssigkeit sich drehenden Scheibe und die zahlreichen von Gebr. Sulzer durchgeföhrten Versuche haben zur Aufstellung von Nomogrammen gefördert, die für den Pumpen-, Turbinen- und Ventilatorenbauer von wesentlichem Nutzen sind. Um den auf die Seitenwände und den Umfang entfallenden Teil der Reibung festzusetzen, wurden jeweils Scheiben verschiedener Breite und Durchmesser untersucht. Die Versuche wurden auch auf Scheiben verschiedener Rauigkeit ausgedehnt und es lässt sich nun leicht bestimmen, in welchen Fällen die Bearbeitung der Seitenwände eines Pumpenrades wirtschaftlich gerechtfertigt ist. Auch über die Eignung verschiedener Firmen und ihren Einfluss auf den

Reibungswiderstand lieferten diese Versuche interessante Aufschlüsse. Es ist nicht möglich, im Rahmen dieses Aufsatzes auf Einzelheiten einzutreten; immerhin soll eine in der technischen Literatur wenig beachtete Erscheinung hier dennoch kurz erwähnt werden.

Es handelt sich um die Änderung des Reibungsmomentes, je nach der Entfernung der sich drehenden Scheibe von der festen Wand, wie dies in Abb. 5 schematisch angedeutet ist. Der Verlauf dieser Kurve, die ein ausgesprochenes Minimum aufweist, lässt sich durch die Grenzschicht-Theorie und die Annahme einer veränderlichen, vom axialen Spiel abhängigen Winkelgeschwindigkeit der Flüssigkeit erklären. Die für glatte Wände ermittelten Reibungsbeiwerte sind durch die neuesten Versuche des Instituts für Strömungsforschung in Göttingen²⁾ bestätigt worden. Ferner hat die Messung des auf die Seitenflächen der Scheiben wirkenden statischen Druckes sichere Anhaltspunkte für die Berechnung des Axialschubes und des auf beiden Seiten der Dichtungsflächen wirkenden Druckes ergeben. Die in verschiedenen Werken entwickelten Theorien über Spaltverluste sowie die veröffentlichten Beiwerte stimmen mit unseren Versuchen mit verschiedenen Dichtungsringen und Dichtungsbüchsen nicht überein. Dagegen haben diese Versuche wesentlich dazu beigetragen, unseren Wirkungsgrad-Berechnungen die nötige Sicherheit zu geben. — Alle diese neuen, auf gründlicher Forschung beruhenden Erkenntnisse sind in den Sulzer-Zentrifugalpumpen in vollem Masse verwertet worden.

Um sich von den erzielten Fortschritten einen richtigen Begriff zu machen, muss zwischen den verhältnismässig grossen, für ganz bestimmte Betriebsverhältnisse gebauten Pumpen und den reihenweise, als Teil eines normalen Fabrikationsprogrammes hergestellten Pumpen unterschieden werden. Von jenen können höchste Wirkungsgrade verlangt werden, weil die Wahl sämtlicher Abmessungen frei ist; bei Reihenpumpen handelt es sich darum, mit möglichst wenigen Typen und Grössen und nur mit den Asynchronmotor-Drehzahlen das ganze Leistungsgebiet zu beherrschen. Das Leistungsdiagramm der in Serien hergestellten Niederdruckpumpen Typ NCP (siehe Abb. 6) kann als Beispiel einer rationalen Einteilung angesehen werden. Das allgemeine Diagramm, das alle Pumpen mit horizontaler Welle umfasst, ist

¹⁾ J. Lalive, «Messung der Fördermenge einer Pumpenanlage mittels Staukugel», in Bd. 105, S. 83* (23. Febr. 1935).

²⁾ Schultz-Grunow: «Der Reibungswiderstand rotierender Scheiben in Gehäusen». Zeitschrift für angewandte Mathematik und Mechanik. Band 15, Heft 4 (1936), Seite 191.

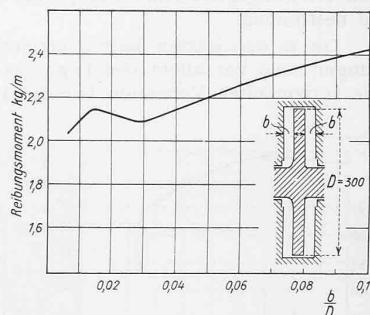


Abb. 5. Reibung einer im Wasser rotierenden Scheibe in Abhängigkeit des Wandabstandes, bei gleichbleibender Temperatur und Drehzahl.

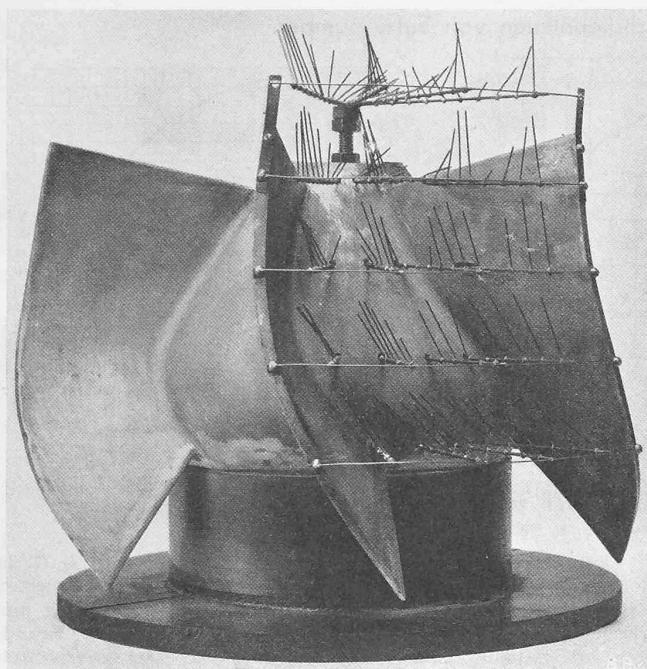


Abb. 4. Geschwindigkeitsverteilung nach Grösse und Richtung im Kanal eines axialen Leitapparates für den normalen Betriebspunkt (bei der Ausführung dieses Modells wurde die Aussenwand weggelassen).

schon verwickelter, da es ausser den erstgenannten auch noch die Niederdruckpumpen für geringe Druckhöhen und grosse Fördermengen, wie z. B. die Propellerpumpen, Schraubenpumpen und Limaxpumpen, sowie die Mitteldruck- und Hochdruckpumpen enthält. Es ist ohne weiteres klar, dass die gewählte Einteilung weder zufällig noch unter dem Einfluss vereinzelter Ausführungen entstanden ist. Die getroffene Wahl der verschiedenen Typen und Grössen der Sulzerpumpen ist vielmehr das Ergebnis sehr eingehender wirtschaftlicher und hydraulischer Studien.

In einem Artikel der «Revue technique Sulzer» (1933, Heft 1) ist der Einfluss der spezifischen Drehzahl — oder auch des Verhältnisses zwischen Fördermenge und Stufendruck — auf den Wirkungsgrad klargelegt worden.

Eine einfache Berechnung der von den Seitenflächen der Laufräder herührenden Reibungsverluste zeigt, dass bei gleichbleibender Winkelgeschwindigkeit der Wirkungsgrad mit der Stufenzahl zunimmt. Abb. 7 zeigt dies an Hand eines Beispiels. Diesen Berechnungen liegt eine Pumpe zu Grunde für 30 l/sec , $1000 \text{ m Förderhöhe}$ bei einer Drehzahl von 3000 U/min . Es geht daraus hervor, dass es vom hydraulischen Standpunkt aus vor-

teilhaft ist, möglichst viele Stufen anzutragen. Die Grenze ist durch die kritische Drehzahl der Welle gezogen, die normalerweise höher liegen muss als die höchste Drehzahl der Pumpe. Folgendes Zahlenbeispiel möge dies noch verdeutlichen. Eine Zentrifugalpumpe soll bei 2900 U/min 50 l/sec auf 150 m manometrischer Höhe fördern. Die Rechnung ergibt folgende Wirkungsgrade:

Stufenzahl	1	2	3	4
Wirkungsgrad	77	81	82,5	83 %

Die zu wählende Stufenzahl wird durch eine Rentabilitätsberechnung bestimmt, die den Preis der Pumpe und die nach einem passenden Ansatz kapitalisierten Stromkosten berücksichtigt. Die zweistufige Pumpe erfüllt diese Bedingungen am besten. Man könnte allerdings in Sonderfällen, z. B. aus Prestige- oder Reklamegründen die vierstufige Pumpe bevorzugen. Es wäre aber ein schwerer Fehler, sie als Ausgangspunkt einer normalen Reihenfabrikation zu wählen.

Diese Beispiele zeigen, wie wichtig die Wahl der kleinsten spezifischen Drehzahl für Pumpen mit kleiner Fördermenge ist. Diese auf der linken Seite des allgemeinen Leistungsdiagramms eingetragene Pumpenart bildet gewissermassen den Schlüssel des Einteilungsschemas. Eine zu geringe spezifische Drehzahl führt zu Rädern, deren Durchmesser im Verhältnis zur Austrittsbreite zu gross ist und nur mittelmässige Wirkungsgrade liefern wird. Räder mit breitem Austritt haben bessere hydraulische Eigenschaften, lassen aber das ganze Gebiet der hohen Drücke offen, weil die Stufenzahl der Pumpen mit horizontaler Welle beschränkt ist. Will man allen Anforderungen genügen, so wird man in diesen Fällen, die sich öfters wiederholen können, zu Spezialtypen Zuflucht nehmen müssen, was aber einem rationalen Fabrikationsprogramm widerspricht. Viel leichter lässt sich ein allgemeines Diagramm für Pumpen mit senkrechter Axe, z. B. vom Bohrlochpumpentyp, aufstellen, weil seine Stufenzahl praktisch unbegrenzt ist, obschon auch hier infolge der vielfach sehr engen Bohrlöcher Schwierigkeiten zu überwinden sind.

Die Bestimmung der spezifischen Drehzahlen der verschiedenen Pumpentypen läuft notwendigerweise auf einen Kompromiss zwischen den wirtschaftlichen und den hydraulischen Anforderungen hinaus. Ist die Wahl einmal getroffen, so handelt es sich darum, für jede Pumpe den höchstmöglichen Wirkungsgrad zu erreichen. Die Diagramme der Abb. 8, 9 und 10 zeigen die auf dem Versuchstand gemessenen Kennlinien verschiedener Serienpumpen. Die Wirkungsgrade erreichen in jedem Fall die Werte, die die Rechnung für normale Ausführung, d. h. ohne Glättung der Laufräder, Leiträder und Ueberströmstücke mit normalen Spielen erwarten liess. Es ist klar, dass in gewissen Fällen der Wirkungsgrad durch verfeinerte Bearbeitung noch etwas erhöht werden könnte. Kürzlich erschienene Aufsätze haben erkennen lassen, was von glatt bearbeiteten Kanälen erwartet werden kann. Der allgemeinen Anwendung dieser Massnahmen, die im Zentrifugalpumpenbau von jeher bekannt waren, steht nur die Wirtschaftlichkeit der Herstellung im Weg.

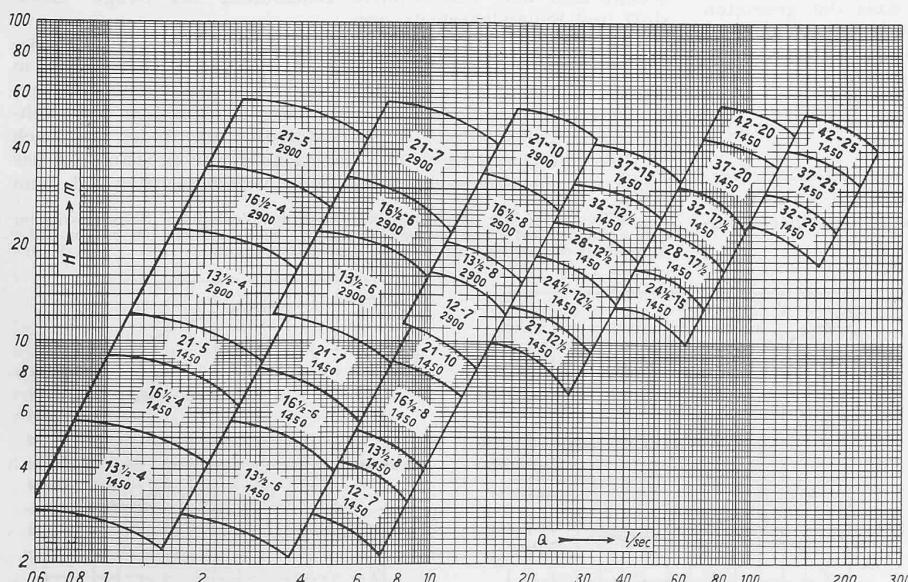


Abb. 6. Leistungsgebiet der normalen Niederdruck-Zentrifugalpumpen bei den Drehzahlen 2900 und 1450 U/min und unmittelbarer Kupplung mit 50-periodigen Drehstrommotoren. Die Zahlen in den einzelnen Feldern geben die Pumpengröße und die Drehzahl an. Alle in ein Feld fallenden Betriebsverhältnisse werden mit der darin angegebenen Pumpe erreicht.

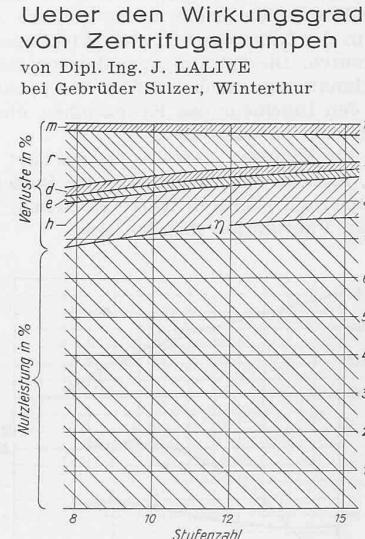


Abb. 7. Wirkungsgrad in Abhängigkeit von der Stufenzahl am Beispiel einer Pumpe für 30 l/sec, 1000 m, 2900 U/min. Verluste: m mechanische, r Radreibung, d Dichtungsringe, e Entlastungsscheibe, h hydraulische,

Über den Wirkungsgrad von Zentrifugalpumpen — Versuchskennlinien von Sulzerpumpen

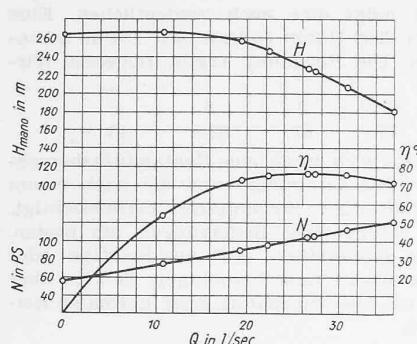


Abb. 8. Vierstufige H-D-Zentrifugalpumpe Nr. 21e. $n = 2900$ U/min.

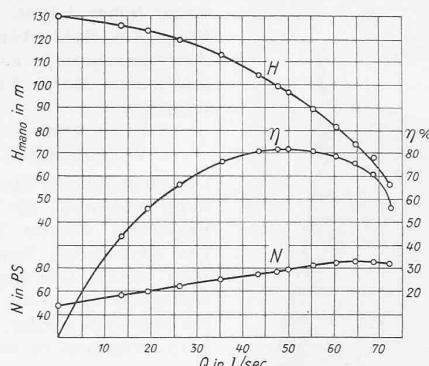


Abb. 9. Zweistufige M-D-Zentrifugalpumpe Nr. 21-15. $n = 2900$ U/min.

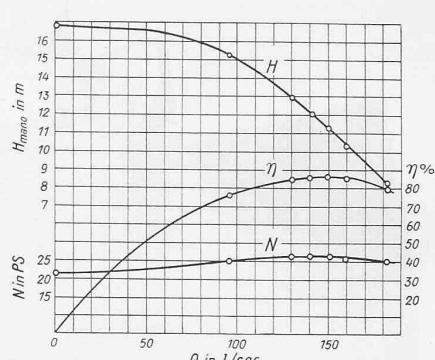


Abb. 10. Schraubenpumpe Nr. 20. $n = 1450$ U/min.

Die Kennlinien der Abb. 11 beziehen sich auf eine serienmäßig hergestellte Bohrlochpumpe, deren Kanalwandungen jedoch mit ganz besonderer Sorgfalt nachgearbeitet wurden. Der berechnete, durch die Abnahmeverweise am Aufstellungsort bestätigte Wirkungsgrad erreicht 83 %, bei einer Fördermenge von 42 l/sec, einschliesslich der Reibungsverluste der aus 14 m Welle, fünf Führungslagern und einem Traglager bestehenden Transmission. Der manometrische Wirkungsgrad der Pumpe allein übersteigt 84 %, was wohl den Höchstwert dessen darstellt, was sich mit einer Pumpe dieser Grösse und dieser spezifischen Drehzahl erreichen lässt.

In der untenstehenden Tabelle sind die Versuchsergebnisse einiger grösserer, in den Sulzer-Werkstätten gebauter Pumpen zusammengestellt. Die Abb. 12 und 13 zeigen die Kennlinien der Bohrlochpumpen Typ BAP, Grösse 50 S und der Mitteldruckpumpe Typ MCP, Grösse 100 df.

Pumpe	Typ u. Grösse	U/min	l/sec	H _{mano}	PS	Wirkungsgrad in %
Mitteldruck-Pumpe	MCP 2f 60	970	360	63	348	87
	MCP 50 df	1450	380	86	500	87
	MCP 90 df	990	1050	92	1450	89
	MCP 100 df	680	1800	58	1550	90
Niederdruck-Pumpe	LCP 65 df	780	1200	25,5	453	90
	LCP 105 df	280	1900	10	278	91
Schraubenpumpe	SP 35	970	360	13,5	72	90
	SP 55	580	1350	11,2	219	92
Bohrlochpumpe	BAP 40S 4st	990	500	59	442	89
	BAP 50S 1st	725	1000	12	175	91,5

Aus diesen Diagrammen geht hervor, dass die gezeigten Q-H-Kennlinien insofern eine gewisse Ähnlichkeit besitzen, als sie in der Nähe des höchsten Wirkungsgrades nahezu geradlinig verlaufen. Die Wirkungsgradkurven sind auffallend flach. Diese Merkmale sind auch insofern von praktischer Bedeutung, als sie für den Ingenieur das Kennzeichen einer hydraulisch günstigen Konstruktion darstellen.

Am Schlusse dieses Aufsatzes darf noch hervorgehoben werden, dass die Wirkungsgrade der Sulzer-Zentrifugal- und -Axialpumpen die höchsten Werte erreichen, die heute bei einer rationalen Fabrikation möglich sind.

Baustoff und Feuersicherheit

Von Ing. E. PESTALOZZI, Küsnacht-Zürich¹⁾

Der Brand des Lagerhauses der Firma Frikart A.-G. in Zofingen hat erneut die Aufmerksamkeit der interessierten Kreise — Bauherren und Architekten, Baupolizeibehörden und Versicherungsgesellschaften — auf diese Frage gelenkt. Brandfälle mit namhaften Zerstörungen sind dank der feuerpolizeilichen Vorschriften, der guten Organisation, technischen Ausstattung und Tüchtigkeit der Orts- und Industrie-Feuerwehren und der Verminderung brennbaren Baumaterials Seltenheiten. Umso wichtiger ist es, aus den wenigen Brandfällen die richtigen Lehren für die bauliche Weiterentwicklung zu ziehen.

Dass eine oberflächliche und einseitige Beurteilung eines Brandes zu Fehlentwicklungen führen könnte, die heute im Interesse unserer geschwächten Volkswirtschaft weniger als je am Platze sind, beweisen eine mit «S» gezeichnete Darstellung und die Schlussfolgerungen über den eingangs erwähnten Brand in Nr. 25 vom 20. Juni 1936 des «Hoch- und Tiefbau». Mit dem Verschweigen wichtiger Ursachen des Brandes und schwerer feuerpolizeilicher Unzulänglichkeiten, mit objektiv unrichtigen Angaben über das Verhalten der Baumaterialien bei hohen Temperaturen und mit unhaltbaren «Lehren» ist weder der allgemeinen Bauentwicklung, noch einer einzelnen Bauweise gedient. Zerstörungen durch Feuer sind in jeder Bauweise möglich. Für die Holz- und die Mauerwerksbauten bedarf es eines beispielweisen Hinweises nicht; eine ungeschützte Stahlkonstruktion ist dem Brand in Zofingen zum Opfer gefallen; auch Eisenbetonbauten können durch Feuer vollkommen zerstört werden, wie der im Februar dieses Jahres in der Papierfabrik Genval in Belgien erfolgte Brand beweist; einzig von Gebäuden in geschützter Stahlkonstruktion sind bis heute keine Einstürze bekannt. Da aber in jeder dieser Bauweisen gebaut wird, drängt sich eine eingehendere Behandlung der Frage «Baustoff und Feuersicherheit» auf.

Am Beispiel des Brandes in Zofingen wollen wir die Beurteilung dieser Frage aufbauen. Das Lagerhaus von 144 m Länge und 24 m Breite, also rd. 3500 m² Grundfläche, mit gemauerten Umfassungswänden, Ständern, Dachbindern und Dachpfetten in ungeschützter Stahlkonstruktion und Boden und Dach in Holz mit Oberlichtern aus Drahtglas diente grösstenteils der Lagerung von Stahl- und Metallteilen verschiedenster Art, zum

¹⁾ Der Verfasser ist Geschäftsführer des Verbandes Schweizerischer Brückenbau- und Eisenhochbau-Fabriken. Seine Arbeit ist uns vor der Abhaltung des Holzkongresses in Bern zugegangen.
Red.

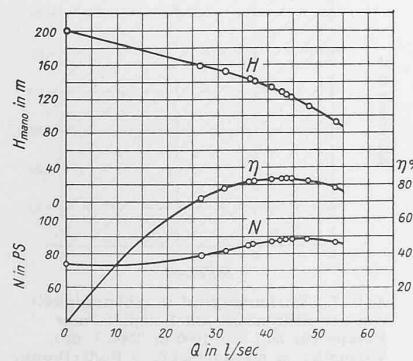


Abb. 11. Zehnstufige Bohrloch-Axialpumpe Nr. 23 K. $n = 1450$ U/min.

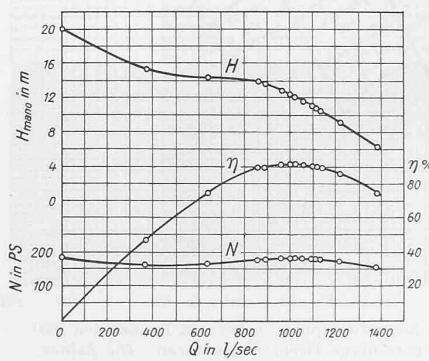


Abb. 12. Einstufige Bohrloch-Axialpumpe Nr. 50 S. $n = 725$ U/min.

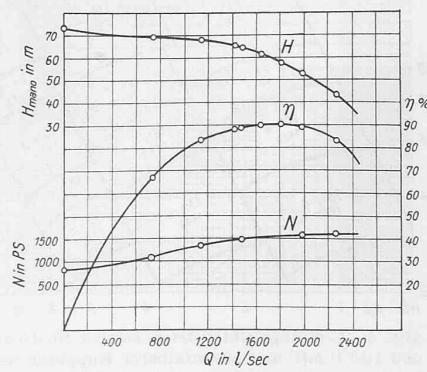


Abb. 13. M-D-Zentrifugalpumpe Nr. 100 df. $n = 680$ U/min.