

Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 86 (1968)
Heft: 32

Artikel: Die Arbeitsweise von Freistrompumpen
Autor: Rütschi, Karl
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-70104>

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: 23.02.2026

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

Die Arbeitsweise von Freistrompumpen

DK 621.671:621.689

Von Dr. Ing. h.c. K. Rüttschi, Brugg

Im Zusammenhang mit der Abwasserreinigung kommt der Förderung von verschmutztem Wasser erhöhte Bedeutung zu. Hiefür sowie für viele andere Zwecke eignet sich die Freistrompumpe (im englischen Sprachbereich «Torque-Flow Pump») besonders gut. Nun zeigt sich aber, dass über deren Arbeitsweise heute vielfache irrige Anschauungen bestehen. Es war daher geboten, die Wirkungsweise durch systematische Untersuchungen zu klären. Dabei ergab sich, dass die Vorgänge denen einer Kreiselpumpe mit offenem Laufrad und grossem seitlichem Wandabstand entsprechen. Die Berechnung lässt sich dabei in analoger Weise wie bei dieser durchführen. Die Druckziffer, das heisst das Verhältnis der Förderhöhe zu der der Rad-Umfangsgeschwindigkeit entsprechenden kinetischen Energie je Masseneinheit ist entgegen bisherigen Verlautbarungen nicht höher, sondern niedriger als bei einer entsprechenden Kreiselpumpe. Vorteile der Freistrompumpe sind aber die Unempfindlichkeit gegen Verstopfung und eine hohe Saugfähigkeit; nachteilig ist der geringe Wirkungsgrad.

Wirkungsweise

Bei Untersuchungen über den Einfluss des seitlichen Spaltspieles von Kreiselpumpen mit einseitig offenem Laufrad zeigte sich, dass die Annahme, wonach der Verlust-Förderstrom und die Verlust-Förderhöhe ungefähr proportional dem Spaltspiel ändern, nur im Bereich kleiner Spaltspiele zutrifft. Eine Ausdehnung der Versuche über die üblichen Spaltspiele hinaus ergab die überraschende Tatsache, dass der Leistungsabfall einen Grenzwert erreicht, von dem aus eine weitere Vergrösserung des Spieles ohne Einfluss bleibt.

C. Pfeleiderer¹⁾ weist daraufhin, dass durch die Verlustströmung um die offene Schaufel nicht nur ein Förderstromverlust, sondern ebenso ein Druckhöhenverlust zu erwarten ist, weil der Schaufeldruck nach dem Spalt zu abfällt. Näherungsweise gibt er Berechnungswerte an, bei denen das Verhältnis der Spaltfläche F zur Durchgangsfläche A des Förderstromes als massgeblich betrachtet wird. Für Radialräder ist:

$$F/A = 2x/(b_1 + b_2)$$

worin x die Spaltweite und b_1 und b_2 die Eintritts- bzw. Austrittsbreite der Radialschaufeln bedeuten.

Im Bereich der üblichen kleinen Spalte können nach vorliegenden Versuchen folgende Verluste angenommen werden:

$$\text{Förderstrom} \quad V_{sp}/V = \alpha F/A \quad \text{mit } \alpha = 0,5$$

$$\text{Förderhöhe} \quad \Delta H/H = \beta F/A \quad \text{mit } \beta = 0,9$$

$$\text{Wirkungsgrad} \quad \Delta \eta/\eta = \gamma F/A \quad \text{mit } \gamma = 0,9$$

Bild 1 zeigt eine einstufige Kreiselpumpe, bei welcher das seitlich offene Laufrad um einen bestimmten Betrag auf der Welle verschoben wurde. Dabei wurde das Spaltspiel x von ursprünglich 0,3 mm schrittweise bis auf 20 mm vergrössert. In Bild 2 sind die entsprechenden Drosselkurven eingetragen, wobei für die Druckhöhe die dimensionslose Druckziffer

$$\psi = 2g H/u_2^2$$

mit H = Förderhöhe und u_2 = Umfangsgeschwindigkeit am Radumfang, eingesetzt ist. Der Förderstrom beim Betriebspunkt mit bestem Wirkungsgrad ist hierbei dimensionslos mit 1 eingesetzt, der Leistungsbedarf mit 100. Man sieht in Bild 2, wie die Förderhöhe mit der Vergrösserung des Spaltspieles zuerst rasch und dann allmählich abnimmt und bei $x = 5$ mm einen unteren Grenzwert erreicht. Eine Ausdehnung der Versuche in den Bereich mit noch grösserer Spaltspiele ergab fast keine Änderung der Förderhöhen; beim Spiel $x = 20$ mm war sogar zum Teil noch ein leichtes Anheben derselben festzustellen. Der Leistungsbedarf des Laufrades mit

¹⁾ Pfeleiderer, C.: Die Kreiselpumpen, 5. Auflage, Seiten 99/100. Berlin, Göttingen, Heidelberg 1961, Springer-Verlag.

einem Austrittswinkel $\beta_2 = 30^\circ$ war bei allen Versuchen unabhängig vom Spaltspiel ungefähr gleichbleibend. Der Wirkungsgrad der Pumpe, dessen Optimalwert bei kleinem Spaltspiel mit 100 angegeben ist, sank aber auf ungefähr $2/3$ dieses Wertes; eine Zahl, die sich später für Freistrompumpen verschiedener Grösse als mittlerer Vergleichswert gegenüber normalen Kreiselpumpen herauschälen sollte. Die Druckziffer änderte beim Förderstrom besten Wirkungsgrades von $\psi = 0,97$ auf 0,69 und beim Nullförderstrom von $\psi = 1,17$ für Radstellung A ($x = 0,3$ mm) auf 0,97 für Radstellung B ($x = 20$ mm).

Den Verlauf der Druckziffer $\psi_{\eta_{max}}$ in Abhängigkeit vom Spaltspiel zeigt Bild 3a. Man sieht hier besonders deutlich den Abfall der Förderhöhe bis zum Spaltspiel $x = 5$ mm, wonach der Einfluss der Spaltweite verschwindet. In Bild 3b ist der Verlauf der Förderhöhen bei V entsprechend η_{max} und des Förderhöhen-Verlustbeiwertes β in Abhängigkeit von x/b_2 aufgetragen. Die Förderhöhe ist dimensionslos beim Spiel 0,3 mm mit 100 angegeben und für das theoretische Spiel $x = 0$ mit dem Wert 103. Aus dem Förderhöhenverlust $\Delta H/H$ ergibt sich der Wert β zu

$$\beta = (\Delta H/H)/(x/b_2).$$

β steigt zuerst leicht an und sinkt dann stetig, weist aber im Bereich zwischen 0,3 bis 1,5 mm Spaltweite entsprechend $x/b_2 = 0,05$ bis 0,25 den Mittelwert 0,9 auf. In diesem Bereich kleinerer Spaltweiten ergaben die Versuche mit einem Rad $(b_1 + b_2)/2 = 6$ mm eine verhältnismässig gute Übereinstimmung mit den Näherungswerten von Pfeleiderer. Im Mittel ergaben sich folgende Beiwerte:

Förderstrom	$\alpha = 0,7$	statt 0,5	} nach Pfeleiderer
Förderhöhe	$\beta = 0,9$	statt 0,9	
Wirkungsgrad	$\gamma = 1,05$	statt 0,9	

Folsom²⁾ hat bereits früher bei Kreiselpumpen den Einfluss des Spaltspieles untersucht und ist dabei zu ähnlichen Ergebnissen gekommen. Er hat aber seine Versuche beim Wert $x/b_2 = 0,60$ abgebrochen, so dass er die Wirkungslosigkeit einer weiteren Vergrösserung des Spaltspieles nicht entdeckte.

Man kann nun diesen, durch das grosse Spaltspiel entstandenen Druckhöhenabfall nach Bild 4 ausgleichen, indem man anstelle eines Rades mit zurückgebogener Schaufelung ein solches mit radialen Schaufeln wählt, wie dies bei den Freistrompumpen meist auch üblich ist. Der Einbau eines solchen Rades C mit dem Austrittswinkel $\beta_2 = 90^\circ$ liess denn auch die Förderhöhe erwartungsgemäss ansteigen. Die Pumpe erreichte mit dieser Radialschaufelung trotz dem grossen Seitenabstand von 20 mm ungefähr die gleiche Drosselkurve wie vorher mit dem Rad $\beta_2 = 30^\circ$ beim Spaltspiel von 0,3 mm. Der Leistungsbedarf für das Rad mit radialen Schaufeln stieg aber von B auf C

²⁾ Folsom, R. G.: Trans. «A.S.M.E.». Vol. 63, (April 1941), No. 3, p. 245.

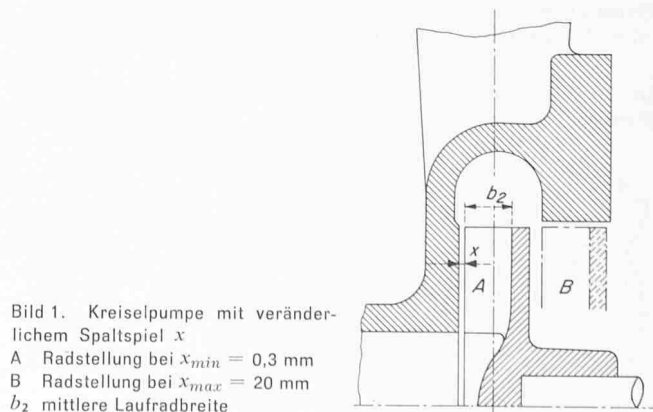


Bild 1. Kreiselpumpe mit veränderlichem Spaltspiel x
A Radstellung bei $x_{min} = 0,3$ mm
B Radstellung bei $x_{max} = 20$ mm
 b_2 mittlere Laufradbreite

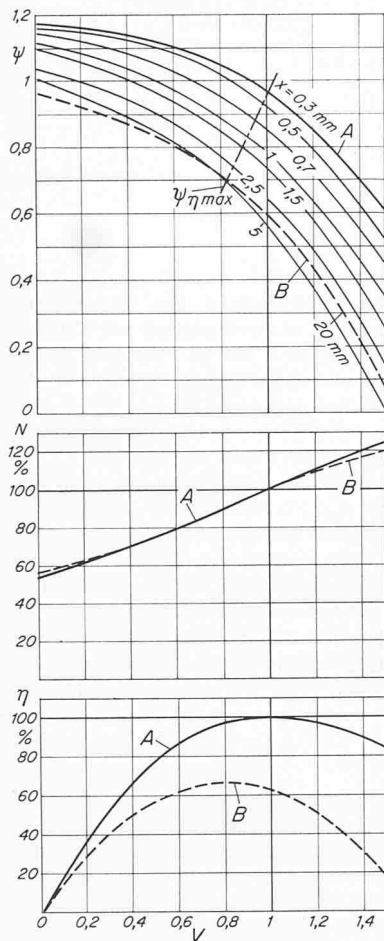


Bild 2. Druckziffer $\psi = 2gH/u_2^2$ für verschiedene Werte von x , Leistungsbedarf N und Wirkungsgrad η in Abhängigkeit vom Förderstrom V . A bei $x = 0,3$ mm; B bei $x = 20$ mm; $\psi_{\eta max} = \psi$ -Werte bei bestem Wirkungsgrad

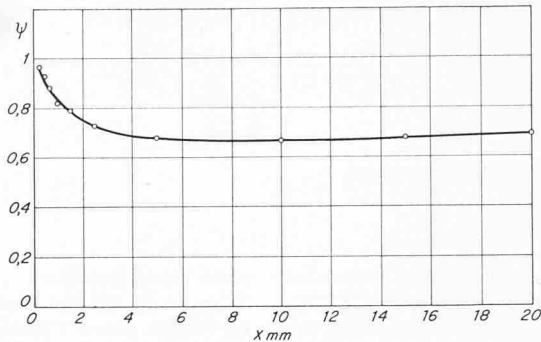


Bild 3a. Druckziffer $\psi_{\eta max}$ in Abhängigkeit vom Spaltspiel x

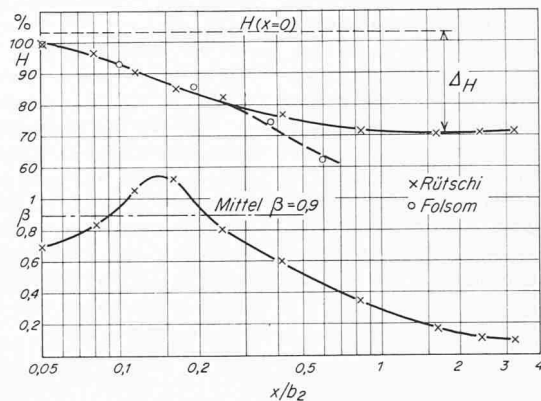
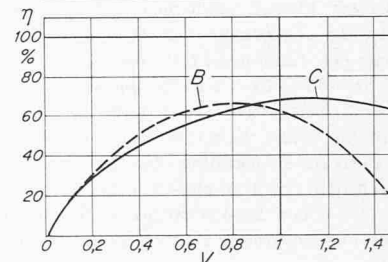
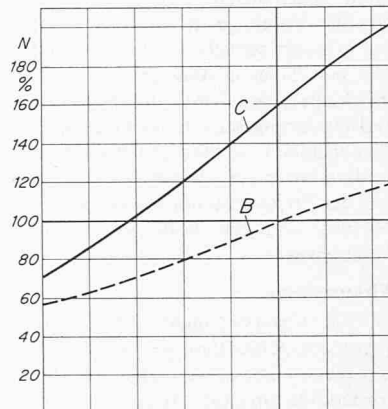
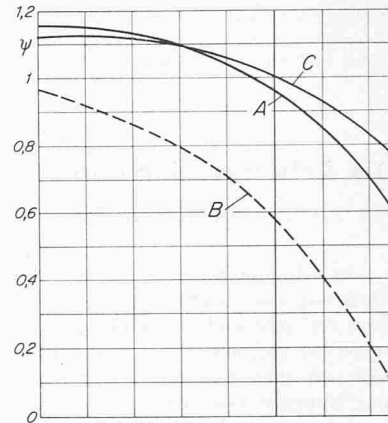


Bild 3b. Förderhöhe H der Versuchspumpe und Erfahrungsgrösse $\beta = (\Delta H / H) / (x / b_2)$ beim Förderstrom $V_{\eta max}$, in Abhängigkeit von x / b_2

Bild 4 (rechts). Druckziffer ψ , Leistungsbedarf N und Wirkungsgrad η in Abhängigkeit vom Förderstrom V für folgende Fälle:

- A Austrittswinkel $\beta_2 = 30^\circ$, $x = 0,3$ mm
- B Austrittswinkel $\beta_2 = 30^\circ$, $x = 20$ mm
- C Austrittswinkel $\beta_2 = 90^\circ$, $x = 20$ mm

In den Bildern 2 und 4 beziehen sich die Grössen N , η und V auf den Betriebspunkt bei bestem Wirkungsgrad, Radstellung A, $\beta_2 = 30^\circ$; das heisst, dass sie für diesen Fall gleich 1 gesetzt wurden



stark an, so dass der Wirkungsgrad wiederum nur ungefähr $2/3$ desjenigen einer Kreiselpumpe mit normalem Spaltspiel erreichte. Zu beachten ist, dass normale Kreiselpumpen mit radialen Laufradschaufeln bei sonst gleichen Abmessungen auch einen grösseren Förderstrom ergeben.

Diese Versuche, bei denen Verlustmessungen des seitlichen Radspaltes über den üblichen Bereich hinaus ausgedehnt wurden, boten erstmals eine Erklärung für die tatsächliche Wirkungsweise der Freistrompumpen. Die Arbeitsweise ist gleich wie bei einer normalen Kreiselpumpe, wobei infolge des grossen Spaltspieles ein Leistungs- und Wirkungsgradabfall des im freien Gehäuseraum drehenden Rades eintritt. Dieses Verhalten kann mit dem eines Schiffspropellers verglichen werden, welcher im offenen Wasser nicht die gleichen Leistungen erzielt, wie in einer Leitvorrichtung mit engem Spiel und zwangsweiser Strömung. Die in verschiedenen Patentschriften über Freistrompumpen geäusserte Annahme einer Drucksteigerung infolge Zirkulationsströmungen, ähnlich wie bei Seitenkanalpumpen,

trifft nicht zu. Leistungskurven von Freistrompumpen haben im Gegensatz zu solchen Verlautbarungen niedrigere Druckziffern als normale Kreiselpumpen mit Laufrädern, deren Schaufeln die gleichen Austrittswinkel von 90° aufweisen.

Zum Vergleich sind Konstruktionen von Seitenkanalpumpen nach den Bildern 5 und 6 herangezogen worden, bei denen tatsächlich eine druckerhöhende Zirkulationsströmung zwischen Laufrad und Seitenkanal eintritt. Die in den Laufzellen umlaufende Flüssigkeit mischt sich mit der im Seitenkanal befindlichen Flüssigkeit und gibt durch Impulsaustausch einen Teil ihrer Energie an diese ab. Dieser Vorgang wiederholt sich während des Durchgangs der Flüssigkeit mehrere Male, wobei der mehrfache Energieaustausch eine wesentliche Drucksteigerung gegenüber Kreiselpumpen gleicher Umfangsgeschwindigkeit zur Folge hat. In Bild 7 sind die Druckziffern solcher Seitenkanalpumpen mit denen von Kreis- und Freistrompumpen verglichen. Hieraus und auch aus den später beschriebenen Versuchen geht eindeutig hervor, dass bei der Freistrompumpe nicht von einer druckerhöhenden Zirkulationsströmung gesprochen werden kann, wie das bei der Seitenkanalpumpe der Fall ist, welche ganz wesentlich höhere Druckziffern aufweist.

So werden bei den Peripheralpumpen entsprechend Bild 5 Druckziffern $\psi = 10$ bis 22 beim Nullförderstrom erreicht (Kurve a in Bild 7) und bei den Seitenkanalpumpen nach Bild 6 solche von $\psi = 4$ bis 7³⁾. Kurve c gilt für eine kleine Kreiselpumpe mit 90° Schaufeln nach Bild 8, welche beim Nullförderstrom eine Druckziffer $\psi = 1,4$ ergibt, gegenüber Freistrompumpen (Kurve d) mit $\psi = 1,0$ bis 1,25, welche Werte bei normalen Kreiselpumpen schon mit Austrittswinkeln $\beta_2 = 30$ bis 40° erreicht werden.

³⁾ Fuchslocher-Schulz: Die Pumpen, 12. Auflage, Berlin 1967, Springer-Verlag, Seiten 211 und 214.

Bild 5. Peripheralpumpe mit Zirkulationsströmung

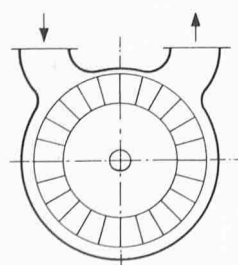
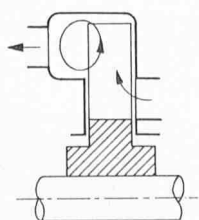


Bild 6. Seitenkanalpumpe mit Zirkulationsströmung



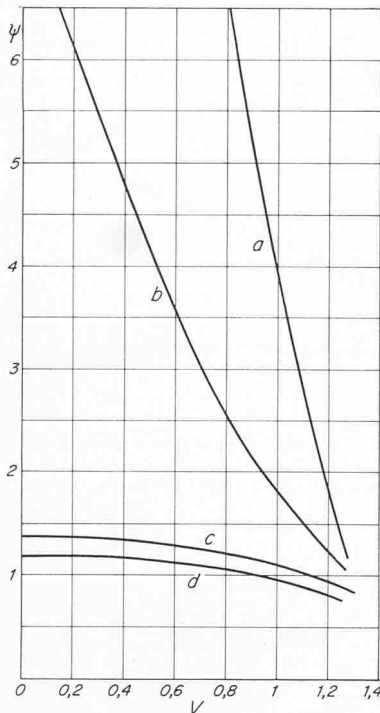


Bild 7. Druckziffer ψ in Abhängigkeit vom spezifischen Förderstrom V

a Pumpe nach Bild 5, b Pumpe nach Bild 6, c Normale Kreiselpumpe nach Bild 8 mit $\beta_2 = 90^\circ$, d wie c mit $\beta_2 = 30^\circ$ oder Freistrompumpe mit $\beta_2 = 90^\circ$

Untersuchte Bauformen

In den letzten Jahren sind verschiedene Bauformen solcher Freistrompumpen auf den Markt gekommen, wobei die Ausführungen nach den Bildern 9a und 9b die bekanntesten sind. Im Januar 1954 wurde beim Los Angeles Sanitär-Departement die erste WEMCO-Freistrompumpe (Torque Flow Solids Pump) installiert, deren Laufrad Bild 9a entspricht. In Europa dürfte jedoch die Egger-Turo-Pumpe nach Bild 9b, welche 1961 zum Patent angemeldet wurde, am verbreitetsten sein. Bei dieser Konstruktion wird als Hauptmerkmal eine stauende konzentrische Begrenzung des Radaustrittes beansprucht. Es wurde vermutet, dass dies eine Zirkulationsströmung erzwingt, die gegenüber normalen Kreiselpumpen eine wesentliche Druckerhöhung und im Vergleich zur WEMCO-Pumpe einen grossen Wirkungsgradgewinn mit sich bringe. In den Bildern 9c und 9d sind zwei neuere Bauformen dargestellt, wobei der schräge Austritt nach 9c ein Verspinnen an der Austrittskante und die Ausführung 9d überhaupt jegliches Verkleben am Austritt verhindern soll. Bei dieser letzteren Bauart ist das Laufrad in den Gehäuseraum vorgezogen. Bei der Bauform 9e (Allis-Chalmers) werden gegen den Austritt hin die Schaufeln wieder an die saugseitige Gehäusewand herangeführt, um so bessere Wirkungsgrade zu erzielen. Das Laufrad hat kleine Schaufelzahlen, damit ein Gegenstand mit einem Durchmesser entsprechend der Stutzenlichtweite an jeder Stelle zwischen den Schaufeln durchtreten kann. Bei einer solchen Pumpe mit einem Förderstrom von 100 l/s und einer Förderhöhe von 16,5 m wurde ein Wirkungsgrad von 58% erreicht.

Zur Prüfung des Betriebsverhaltens dieser verschiedenen Laufradformen wurde eine Versuchspumpe mit einem Laufraddurchmesser von 250 mm nach Bild 10 gebaut, bei welcher eine seitliche konzen-

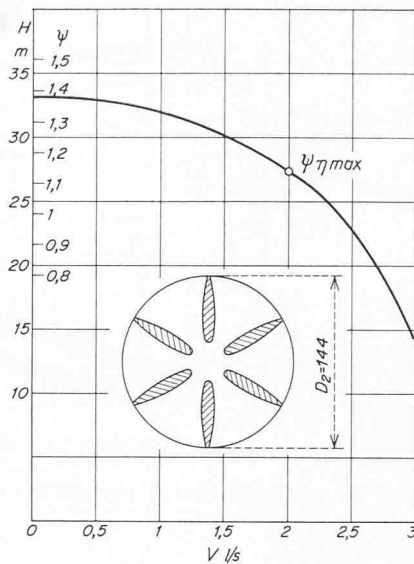


Bild 8. Förderhöhe H in Abhängigkeit vom Volumen-Förderstrom V (Drosselkurve) einer Kreiselpumpe mit $\beta_2 = 90^\circ$ und $D_2 = 144$ mm

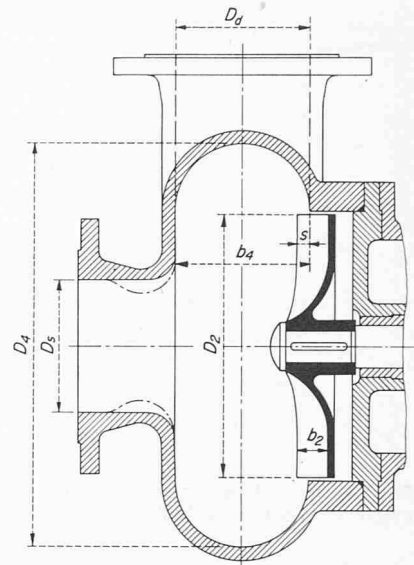


Bild 10. Versuchspumpe mit verschiebbarem Laufrad, mit welcher Untersuchungen ohne und mit stauender konzentrischer Radbegrenzung durchgeführt wurden

trische Gehäusebohrung vorhanden ist, damit auch eine allfällige Zirkulationsströmung hätte untersucht werden können. Gleichzeitig wurden Räder mit unterschiedlichen Schaufelzahlen und Schaufelwinkeln gemäss Bild 11 angefertigt, um Unterlagen für die optimale Gestaltung und die Berechnung solcher Freistromräder zu erhalten. Die Versuche erstreckten sich auch auf verschiedene Bauformen der Eintrittspartie und des Gehäuses. Ebenso wurde das Verhalten der Pumpe beim Zurückdrehen der Laufräder im Durchmesser und in der Breite geprüft und eingehende Untersuchungen über das Kavitationsverhalten angestellt.

Einfluss des seitlichen Abstandes

Zuerst wurde an der Versuchspumpe das Phänomen der Wirkungslosigkeit des Wandabstandes bei grossen Spaltspielen durch stufenweises seitliches Verschieben des Laufrades nachgeprüft. Es ergab sich dabei die überraschende Feststellung, dass eine konzentrische Begrenzung des Laufrades keine Drucksteigerung, sondern sogar eine kleine Drucksenkung mit sich brachte. Die Annahme, dass diese konzentrische Begrenzung eine wirkungsvolle Zirkulationsströmung mit einer Drucksteigerung hervorruft, trifft demnach nicht zu. In Bild 12 ist der Förderhöhenverlauf eines 12schaufeligen Rades mit radialen Schaufeln $\beta_2 = 90^\circ$ beim Abstand $s = 0$ mm und 20 mm miteinander verglichen. Das Rad wurde jeweils um je 5 mm aus der konzentrischen Begrenzung herausgezogen, worauf sich beim Endabstand $s = 20$ mm, das heisst bei freier Ausströmung in den Gehäuseraum, eine grössere Förderhöhe einstellte. Die Druckziffer beim Nullförderstrom ergab beim freien Ausfluss in den Gehäuseraum $\psi = 1,18$, bei konzentrischer Begrenzung aber nur den Wert $\psi = 1,15$. Auch der Wirkungsgradhöchstwert war beim herausgezogenen Rad etwas höher.

Eine Wiederholung dieser Vergleichsversuche mit anderen Laufrädern zeigte durchwegs die gleiche Erscheinung. So erhielt man zum Beispiel beim 6schaufeligen Rad mit $\beta_2 = 90^\circ$ bei direkter Ausströmung in den Gehäuseraum beim Nullförderstrom eine Druckziffer $\psi = 1,10$; bei konzentrischer Begrenzung dagegen sank dieser Wert auf $\psi = 1,06$. Der Wirkungsgrad verminderte sich von $\eta = 49,5\%$ auf 47% .

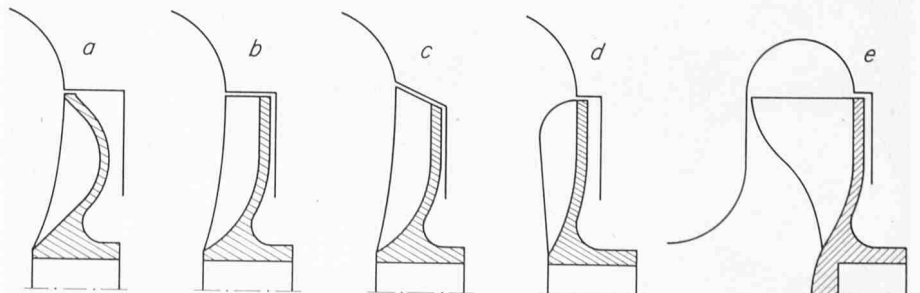


Bild 9. Verschiedene Bauformen von Freistrompumpen

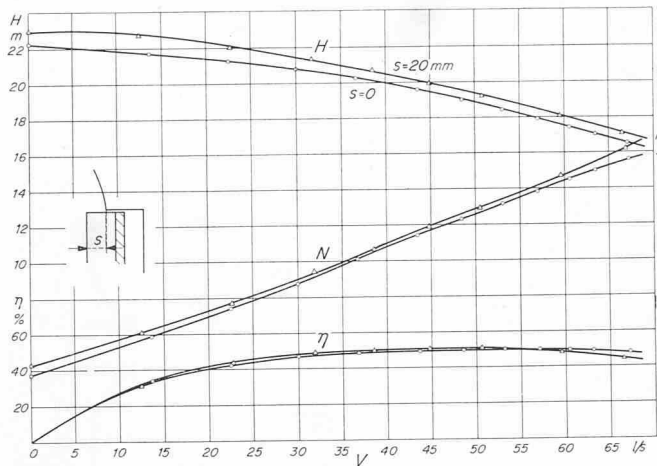


Bild 12. Der Einfluss der konzentrischen Begrenzung (bzw. des seitlichen Abstandes s) bei einem Laufrad mit $z = 12$

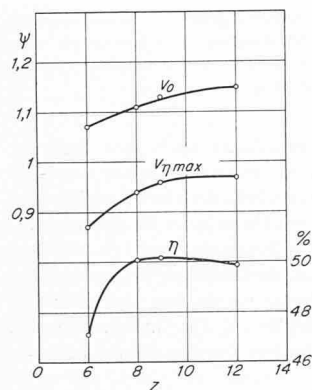


Bild 14 (links). Druckkoeffizient ψ und Wirkungsgrad η in Abhängigkeit von der Schaufelzahl z beim Nullförderstrom V_0 und beim Förderstrom besten Wirkungsgrades $V_{\eta max}$

Bild 15 (rechts). Der Einfluss eines Zurückdrehens des Laufraddurchmessers D_2 . Nach Abdrehen auf $D_2 = 200$ mm wurde ein Einsatzring eingebaut (Kurve 200 E)

Bilder 12, 13, 15, 16, 17. Druckhöhe H und Wirkungsgrad η in Abhängigkeit vom Förderstrom V für verschiedene Werte von s , z , D_2 , b_2 und verschiedene Radformen

Einfluss der Schaufelzahl

Diese Versuche wurden beim Abstand $s = 0$, das heisst bei vollständiger konzentrischer Begrenzung des Laufrades mit dem Zwecke vorgenommen, Berechnungsunterlagen für den Einfluss der Schaufelzahl z zu erhalten. In Bild 13 liegen die Förderhöhenlinien bei $z = 12$; 9 und 8 ziemlich nahe beieinander; ein stärkerer Abfall ergibt sich erst beim Laufrad $z = 6$. Es wurden dabei folgende Wirkungsgrade erreicht:

$z = 12$	9	8	6
$\eta = 49,8$	50,5	50,2	47,1

Den Verlauf der Druckkoeffizient ψ beim Nullförderstrom V_0 und beim Förderstrom besten Wirkungsgrades $V_{\eta max}$ zeigt Bild 14. Wie bei der Kreiselpumpe mit normalem Wandabstand zeigt sich auch hier eine Verringerung von ψ in Abhängigkeit von der Schaufelzahl. Diese ist

$$1 + p = H_{th \infty} / H_{th}$$

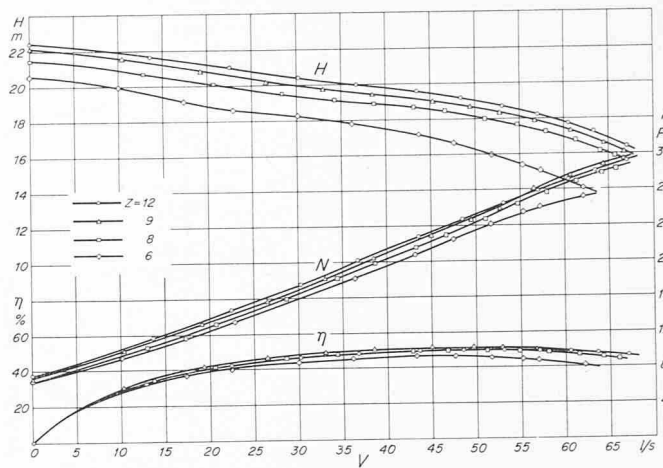
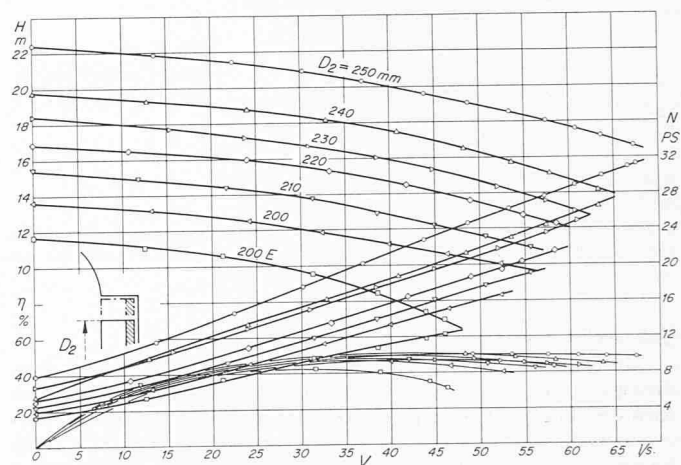


Bild 13. Der Einfluss der Schaufelzahl z bei $s = 0$



Sie stellt das Verhältnis der theoretischen Förderhöhe $H_{th \infty}$ bei unendlicher Schaufelzahl gegenüber H_{th} bei endlicher Schaufelzahl dar. Der «Minderleistungsfaktor» p ist abhängig von der Länge des Schaufelkanals sowie von der Schaufelzahl z . Bei den Versuchen entsprechend Bild 14 an Rädern mit $\beta_2 = 90^\circ$ änderte sich aber der Faktor p nicht umgekehrt proportional zu z , sondern umgekehrt proportional zu \sqrt{z} .

Zurückdrehen des Laufraddurchmessers

Die Freistrompumpen, die ja nichts anderes sind als Kreiselpumpen mit grossem seitlichem Spaltspiel, verhalten sich beim Zurückdrehen der Laufräder⁴⁾ genau gleich wie normale Kreiselpumpen. In Bild 15 sind die Leistungskurven für das volle Rad von 250 mm Durchmesser und für einen um je 10 mm zurückgedrehten Laufraddurchmesser aufgetragen. Die Förderhöhe ändert hierbei wie bei

⁴⁾ In G. Leuschner: Pumpen-Handbuch für Chemie und Technik, Verlag Chemie GmbH, Weinheim, Seite 169, wird die Ansicht vertreten, dass sich Laufräder von Freistrompumpen nicht zurückdrehen lassen.

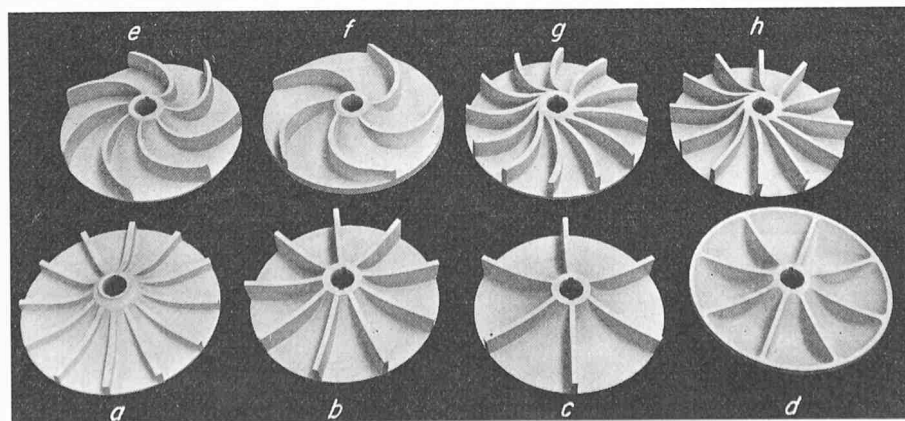


Bild 11. Untersuchte Laufräder

	β_2	β_1	z
a*	90°	90°	12
b	90°	90°	9
c	90°	90°	6
d	90°	90°	8
e	30°	90°	7
f	30°	75°	5
g	112°	30°	12
h	90°	30°	12

* Laufradbreite b_2 nachträglich zurückgedreht

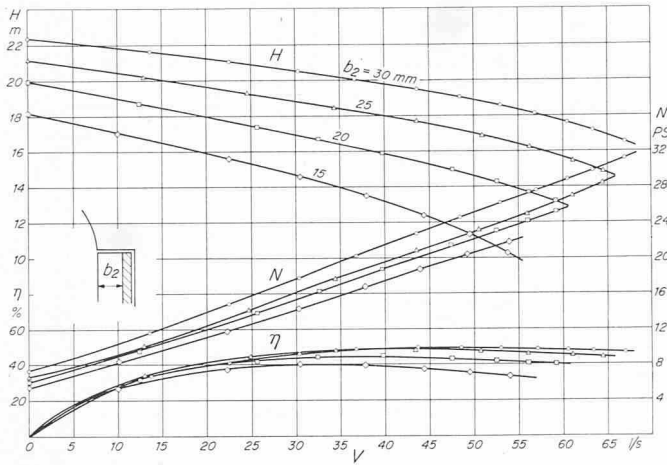


Bild 16. Der Einfluss der Radbreite b_2

normalen Kreiselpumpen im Quadrat und der Förderstrom proportional zum Laufraddurchmesser. Die Druckziffer $\psi = 2 g H/u_2^2$ bleibt ungefähr konstant, was durch die Versuche bestätigt wurde.

D_2	250	240	230	220	210	200	200 E	mm
ψ	1,15	1,11	1,10	1,11	1,12	1,10	0,95	
η	49,8	50	48	49	48	47	42,5	%

Bei den Versuchen wurde die konzentrische Gehäusebohrung von 250 mm Durchmesser belassen, womit ein sich ständig vergrößernder freier Zwischenraum entstand. Beim Versuch 200 E wurde dieser Zwischenraum durch einen Einsatzring ausgefüllt, um wiederum eine konzentrische Begrenzung zu erhalten, wobei aber wider Erwarten Förderhöhe und Wirkungsgrad sich stark senkten. Dies scheint darauf hinzudeuten, dass bei einer Ausführung mit konzentrischer Laufradbegrenzung das anschließende Ringwulstgehäuse in der Festlegung des optimalen Aussendurchmessers enger bestimmt ist als bei freier Ausströmung, bei welcher trotz des unterschiedlichen Radialabstandes zum Gehäusedurchmesser die Druckziffer fast konstant blieb.

Ändern der Laufradbreite

Wie bei normalen Kreiselpumpen ist auch bei der Freistromausführung die Laufradbreite b_2 für den Förderstrom hauptsächlich massgeblich. In Bild 16 ist ersichtlich, wie die Laufradbreite bei einer Freistrompumpe aber auch für die Förderhöhe H mitbestimmend ist, sofern das Gehäuse gleich bleibt.

Bei einer zu geringen Laufradbreite wird der Förderstrom anteilmässig zu klein, was gleichzeitig mit einer Förderhöhe einbusse einhergeht. Eine Laufradbreite von etwa $b_2 = (0,25 \text{ bis } 0,3) D_s$ dürfte im Mittel günstige Wirkungsgrade und Förderhöhen ergeben. Während bei diesem Mittelwert für b_2 eine Vorausberechnung der Freistrompumpe ziemlich exakte Resultate ergibt, sind die Ergebnisse bei zu kleinen Radbreiten noch schwer erfassbar. Die in Patentschriften vertretene Ansicht, dass die Laufradbreite b_2 mit der Schaufelteilung am äussersten Laufradumfang möglichst identisch sein sollte, fand bei diesen verschiedenen Versuchen keine Bestätigung.

Einfluss der Schaufelwinkel

Die in Bild 11 ersichtlichen Laufräder a bis h weisen unterschiedliche Eintritts- und Austrittswinkel auf. Die Laufradbreite b_2 ist dabei überall gleich, das heisst beim Rad a wurde b_2 nachträglich zurückgedreht und beim Rad d entspricht b_2 der grössten Tiefe. Der Förderhöhenverlauf dieser Laufräder ist in Bild 17 verglichen. Die Laufräder a, b, c, mit radialen Schaufeln und unterschiedlicher Schaufelzahl z sind bereits in Bild 13 einander gegenübergestellt worden. Das Rad d mit acht radialen Schaufeln (ähnlich WEMCO-Rad) erreicht eine geringere Förderhöhe als ein Rad gleicher Schaufelzahl mit parallelwandigen, am Umfang offenen Schaufeln (siehe Kurve $z = 8$ in Bild 13). Die muldenförmige Ausbildung des Rades d zusammen mit der geringeren, mittleren Schaufeltiefe verursacht neben dem Förderstrom- auch einen Förderhöhenverlust analog dem Einfluss der Radbreite nach Bild 15. Der Wirkungsgrad von 47,6% ist aber nicht viel niedriger als bei den übrigen Rädern. Die Räder e

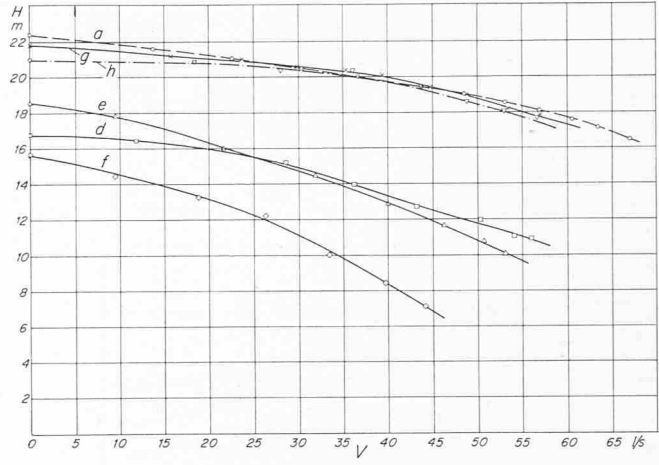


Bild 17. Drosselkurven der Räder a bis h nach Bild 11

Laufrad	a	d	e	f	g	h
β_2	90°	90°	30°	70°	112°	90°
z	12	8	7	5	12	12
η_{max}	49,8	47,6	48	48,4	47,8	49,3

und f mit einem Austrittswinkel $\beta_2 = 30^\circ$ und $z = 7$ und 5 erreichten erwartungsgemäss nicht die gleichen Förderhöhen wie die Räder mit Schaufeln $\beta_2 = 90^\circ$. Der Wirkungsgrad ist mit 48 und 48,4% etwas höher als bei 90° -Rädern gleicher Schaufelzahl. Interessant sind die Leistungen der beiden Räder g und h mit Austrittswinkeln $\beta_2 = 112^\circ$ und 90° und Eintrittswinkeln von je $\beta_1 = 30^\circ$. Trotz des geänderten Eintrittswinkels ist der Förderhöhenverlauf, mit Ausnahme der kleinsten Förderströme, im gesamten Verwendungsbereich praktisch gleich wie beim 12schaufeligen Rad a mit $\beta_1 = 90^\circ$. Der Einfluss des Eintrittswinkels scheint bei einem solchen Wandabstand des Laufrades zurückzutreten, worauf auch die Versuche mit den Rädern e und f mit übertrieben grossen Eintrittswinkeln hindeuten. Nachzutragen ist noch, dass ein weiteres Laufrad mit einem vorwärtsgeschrägten Austrittswinkel $\beta_2 = 120^\circ$ wie erwartet noch eine weitere Drucksteigerung bei einem leicht sinkenden Wirkungsgrad erbrachte. – Die genannten Versuche über den Einfluss der Schaufelwinkel wurden mit konzentrischer Begrenzung, das heisst mit $s = 0$, durchgeführt.

Den höchsten Wirkungsgrad sämtlicher Versuche erreichte mit 52% ein Rad mit 9 radialen Schaufeln, welches um $s = 20$ mm in den Gehäuseaum vorgezogen war. Im übrigen ist es erstaunlich, wie die unterschiedlichsten Ausführungen mit nur etwa $\pm 2\%$ Abweichung um den Wirkungsgrad-Mittelwert von 50% herumpendelten.

Mit Rücksicht darauf, dass die rein radiale Schaufelung mit β_1 und $\beta_2 = 90^\circ$ in der Herstellung die einfachste ist und sich bei diesen Versuchen als die vorteilhafteste erwies, soll bei den weiteren Betrachtungen nur noch diese Radart herangezogen werden.

Saugeinlauf und Gehäuse

In Bild 18 wird der Einfluss des Saugeinlaufes bei einem Rad $z = 9$, β_1 und $\beta_2 = 90^\circ$ untersucht und zwar a mit dem üblichen Saugstutzen, b mit einem Verengungswulst und c mit einem grossen Krümmungsradius am Eintritt. Bei diesen Versuchen, die auch noch mit den verschiedensten Radformen wiederholt wurden, ergab sich bei den Einlaufformen b und c stets eine Verschlechterung des Wirkungsgrades der Förderhöhe und des Saugverhaltens.

Interessante Einblicke über die Wirkungsweise der Freistrompumpe geben die Untersuchungen am Gehäuse. An dessen Umfang wurde nach Bild 21 alle 45° eine Messbohrung angebracht, um den Druckverlauf an der äusseren Gehäusewand zu messen. Die Kurve c zeigt den Druckverlauf des 9schaufeligen Rades mit $\beta_1, \beta_2 = 90^\circ$ beim Förderstrom 46 l/s und einer Förderhöhe von 18,9 m, entsprechend einer Druckziffer 1,0 bei $V_{\eta_{max}}$. Auffällig ist das starke Absinken des Druckes bei der Messstelle 315° . Der Druck fällt hier ungefähr auf einen Wert, wie er zu Beginn des Umschlingungsbogens herrscht. Es ist daraus zu schliessen, dass ein Teil der Flüssigkeit von der äusseren Gehäusewand bei 315° in Richtung des gestrichelten Pfeiles⁵⁾ innerhalb der Gehäusezunge wieder in den Beginn des Rotationsraumes und damit in ein Gebiet niedrigeren Druckes zurückfliesst.

⁵⁾ Kranz, H.: Strömung in Spiralgehäusen, VDI-Forschungsheft 370, Berlin 1937, VDI-Verlag.

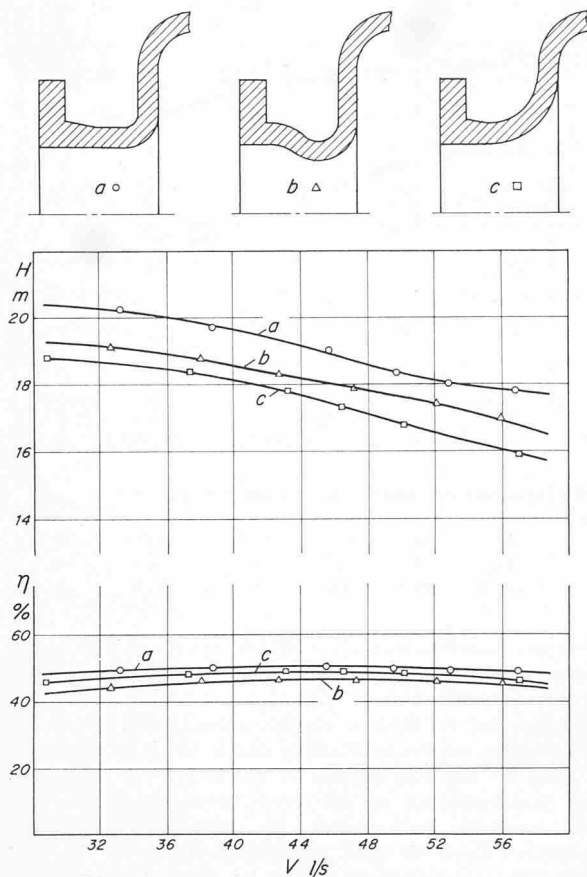


Bild 18. Der Einfluss der Saugelaufform auf Förderhöhe H und Wirkungskreis η

Zum Vergleich ist auch der Druckverlauf von zwei verschiedenen Spiralgehäusen a und b eingezeichnet und zwar zusammen mit normalen Kreiselpumpenrädern $\beta_2 = 30^\circ$. Während bei dem nach dem Drallsatz berechneten Gehäuse a nach Pfeiderer infolge des kleinen Zungenabstandes ein Zurückfließen in den Anfang der Spirale sich nicht feststellen liess, zeigte sich ein ähnliches Verhalten wie bei der Freistrompumpe, beim Stepanoff-Gehäuse b, dessen Spiralenanfang wesentlich grössere Querschnitte aufweist und damit ein Rückfließen eher ermöglicht⁶⁾. Eine weitere Erforschung dieser Vorgänge wäre sicher verdienstvoll.

Ändern der Drehzahl

Freistrompumpen, die ja eigentlich Kreiselpumpen sind, verhalten sich auch bei der Änderung der Drehzahl genau gleich wie

⁶⁾ K. Rüttschi: Der Einfluss der Leitvorrichtungen auf Leistung und Wirkungsgrad von Kreiselpumpen, SBZ 79 (1961), H. 15, S. 233 bis 240.

Bild 20. Kavitationsbilder. Die Pumpe arbeitet trotz beginnender Kavitation ruhig und vibrationsfrei bis $H_s = 9,9$ m

Bild 20a. $V = 40$ l/s (Punkt A, Bild 19) Bild 20b. $V = 50$ l/s (Punkt B, Bild 19)

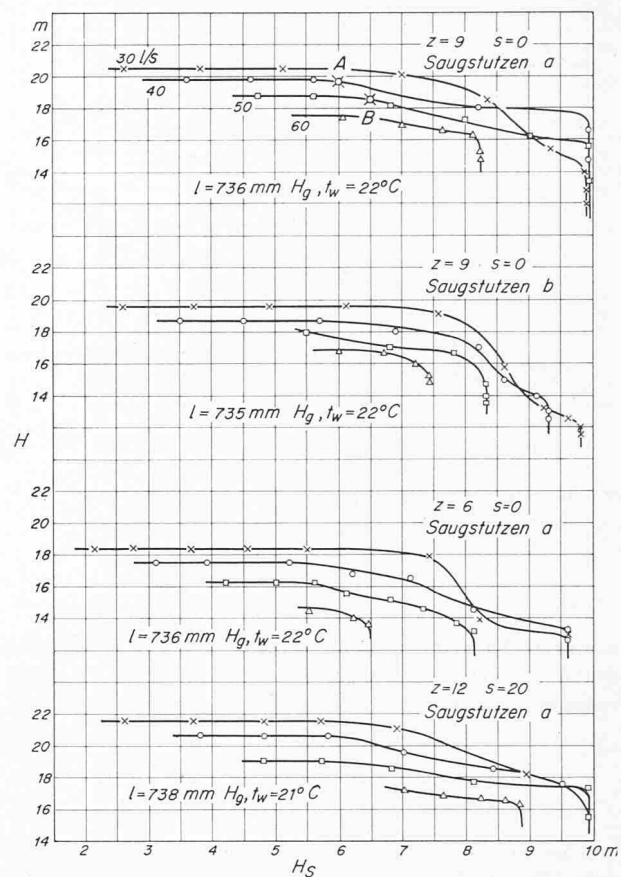


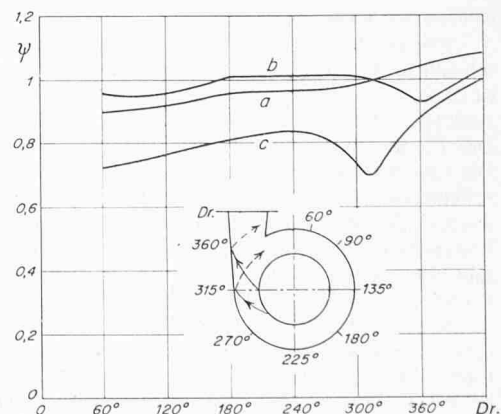
Bild 19. Der Einfluss der Saughöhe H_s auf die Förderhöhe H bei verschiedenen Förderströmen V (30 bis 60 l/s). Die Freistrompumpe erreicht grosse Saughöhen. Der Saugelauf b und niedrige Schaufelzahlen ergeben eine Verschlechterung; der Abstand s bleibt ohne Einfluss

diese. Der Förderstrom ändert sich nach dem Kongruenzgesetz der Kreiselpumpen proportional und die Förderhöhe quadratisch zur Drehzahl. Vergleichsversuche, bei welchen die Förderleistung bei 1490 U/min umgerechnet und mit der kleineren Drehzahl von 980 U/min verglichen wurde, bestätigen diese Annahme.

Kavitationsverhalten

Die Kavitationsversuche mit den verschiedenen Laufradformen, Schaufelwinkeln und Schaufelzahlen ergaben zum Teil ganz aussergewöhnliche Ergebnisse. In Bild 19 sind für einige der wichtigsten Versuche die Messresultate für jeweils gleiche Förderströme von 30, 40, 50 und 60 l/s zusammengestellt. Auch hier zeitigten die Räder mit radialen Schaufeln und $z = 8$ bis 12 die besten Resultate. Bei $z = 6$ zeigte sich bereits eine merkliche Einbusse, die bei rückwärtsgekrümmten Laufrädern noch ausgeprägter war. Ebenso ergab sich

Bild 21. Verlauf der Druckziffer ψ längs des Gehäuseumfanges bei verschiedenen Gehäuseformen. a Spirale nach Drallsatz (Pfeiderer); b Spirale gleicher Geschwindigkeit (Stepanoff); c konzentrisches Gehäuse (Freistrompumpe). Bei 315° findet ein Rückströmen in den Beginn des Rotationsraumes statt.



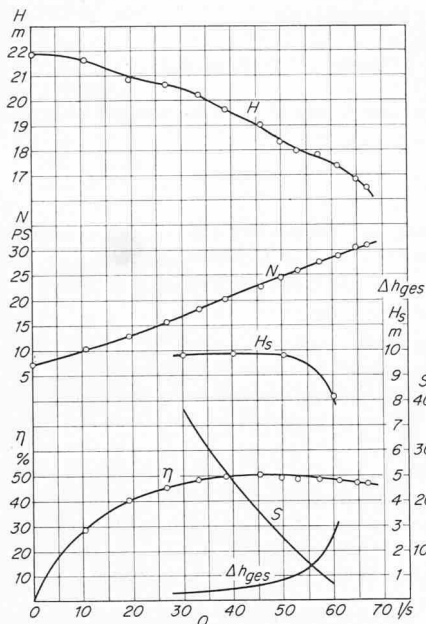


Bild 22. Verlauf der Grössen H , N und η sowie der für das Saugverhalten massgebenden Grössen S , H_s und Δh_{ges} in Abhängigkeit vom Förderstrom V bei der Versuchspumpe mit $z = 9$, $s = 0$ (Bild 19 oben). Für S , H_s und Δh_{ges} wurden die Werte kurz vor dem Steilabfall der Kurven eingesetzt

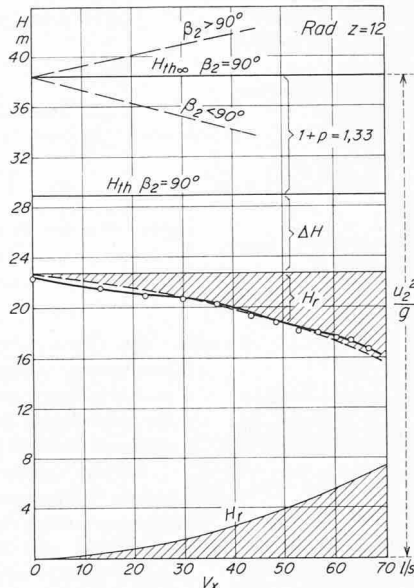


Bild 23a. Berechnete Minderleistung $1 + p = 1,33$ für $z = 12$

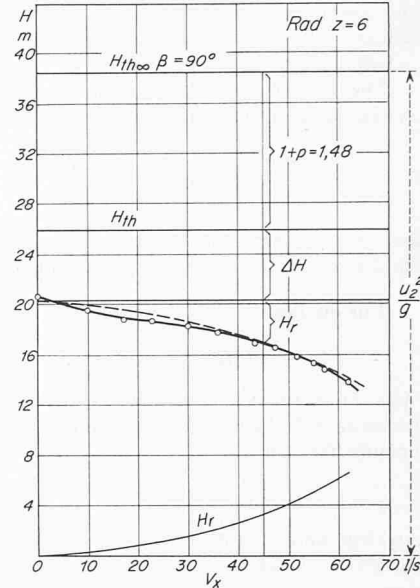


Bild 23b. Berechnete Minderleistung $1 + p = 1,48$ für $z = 6$

bei der Verengung des Saugstutzens nach Bild 18b stets eine Verschlechterung. Bei den oberen drei Vergleichskurven war das Laufrad jeweils im konzentrischen Begrenzungsraum mit $s = 0$ voll eingetaucht; bei den untersten Messwerten mit dem Rad $z = 12$ war das Rad 20 mm aus dem Begrenzungsraum herausgezogen.

Auffällig ist, wie die Förderhöhen nach Erreichen einer Saughöhe von 6 bis 7 m langsam etwas abnehmen, aber erst bei einer vakuummetrischen Saughöhe von etwa 9,9 m rasch absinken. In diesem Zwischenbereich, bei welchem bereits leichte Kavitation auftritt, läuft die Pumpe aber absolut geräusch- und vibrationsfrei. Die stroboskopischen Aufnahmen in Bild 20 zeigen für die Punkte A = 40 l/s und B = 50 l/s beim Rad $z = 9$, $s = 0$, bereits deutlich den Beginn von Ablösungen, ohne dass sich dieser Umstand aber auf die gemessenen Förderhöhen stark auswirkte. Auch kurz vor dem Steilabfall beträgt die Förderhöhen- und Wirkungsgradverminderung lediglich rund 10%, so dass die Pumpe in vielen Fällen in diesem Bereich in Betrieb gehalten werden kann.

Wenn man zur Bestimmung der Saugzahl nach Pfeleiderer

$$S = \left(\frac{n}{100} \right)^2 \frac{V}{k \Delta h_{ges}^{3/2}}$$

mit k = Nabenverengung; für Freistromräder = 1,

für die Gesamthaltdruckhöhe Δh_{ges} (im englischen Sprachbereich NPSH) den Punkt kurz vor dem Steilabfall der Kurve wählt, so ergeben sich ganz ungewöhnliche Saugzahlen. Im Bereich des besten Wirkungsgrades wird nach der Charakteristik von Bild 22 $S = 15$ bis 20 gegenüber $S = 2,5$ bis 3 bei normalen Kreiselpumpen-Laufrädern. Dieses ausgezeichnete Saugverhalten kann den Einsatz der Freistrompumpen erweitern; besonders in Fällen, bei denen die Höhe des Wirkungsgrades gegenüber dem Vorteil grösserer Saughöhen oder niedrigerer Zulaufhöhen zurücktritt.

Berechnung der Freistrompumpe

Die Radberechnung ist verhältnismässig einfach, nachdem die vorliegenden Versuche ergaben, dass eine Ausführung mit radialen Schaufeln $\beta_1 = \beta_2 = 90^\circ$ die besten Ergebnisse zeitigen. Es sind also keine Winkel zu berechnen, sondern lediglich der Raddurchmesser D_2 und die Schaufeltiefe b_2 .

Man kann den Raddurchmesser entweder in der herkömmlichen Art nach Pfeleiderer unter Berücksichtigung der endlichen Schaufelzahl und des seitlichen Wandabstandes berechnen, oder etwas einfacher unter Zugrundelegung von Druckziffer-Erfahrungswerten für verschiedene spezifische Drehzahlen und Schaufelzahlen. Bei der Be-

rechnungswiese nach Pfeleiderer ist zu berücksichtigen, dass für die Bestimmung der Förderhöhen einbusse durch die endliche Schaufelzahl nach den vorliegenden Versuchen für Räder $\beta_1 = \beta_2 = 90^\circ$ an Stelle von

$$p = 2 \frac{\psi'}{z} \frac{1}{1 - (r_1/r_2)^2}$$

gesetzt werden muss:

$$p' = 2 \frac{\psi'}{\sqrt{z}} \frac{1}{1 - (r_1/r_2)^2} k$$

mit $k = 0,28$ bis $0,3$ (zur Korrektur des Wurzelwertes)

$$\text{und } \psi' = 0,6 \left(1 + \frac{\beta_2}{60^\circ} \right) = 1,5.$$

Bei der Bestimmung des hydraulischen Wirkungsgrades

$$\eta_h = \eta \frac{1 + \zeta_{sp}}{1 - (\zeta_r + \zeta_m)}$$

kann für $\eta = 0,40$ bis $0,55$, das heisst im Mittel rund $0,50$ und für den Spaltverlust ζ_{sp} nach Bild 2 näherungsweise $0,20$ bis $0,25$ beim Spalt $x = \infty$ angenommen werden. Für die mechanischen Verluste ζ_m und die Radreibung ζ_r gelten die bekannten Erfahrungswerte, wobei aber beim einseitig offenen Rad für die Radreibung nur die Hälfte einzusetzen ist.

Auf Grund der vorliegenden Versuche kann sogar eine Vorausberechnung der Drosselkurven nach Pfeleiderer vorgenommen werden, wobei sich eine gute Übereinstimmung ergibt, wie die Bilder 23a und 23b für das 12- und das 6schaufelige Rad aus Bild 13 zeigen. Die Rechnung ergibt folgende Werte:

$z = 12$	6
$H = 18,7$	16,8 m
$\eta_h = 0,645$	0,645
$H/\eta_h = H_{th} = 29,0$	26,0 m
$1 + p = 1,33$	1,48
$(1 + p) H_{th} = H_{th\infty} = 38,5$	38,5 m

Für die Bestimmung der Drosselkurve ist der Druckabfall ΔH als Folge des grossen seitlichen Spaltspieles nach den Bildern 2 und 3 zu ungefähr $1/3 H$ eingetragen. Die Reibungsverluste H_r nehmen quadratisch mit dem Förderstrom zu. Stossverluste wie bei den normalen Kreiselpumpen treten wegen der grossen Entfernung des Rades vom

Eintrittsstutzen und den bis zur Nabe hinabgezogenen Schaufeln nicht ein, oder sind sehr gering, was mit einer Ursache für den stabilen Verlauf der Drosselkurven und das gute Saugverhalten ist.

Die Förderhöhe oder der Raddurchmesser können auch überschlagsmässig mit Hilfe der Druckziffer $\psi = 2gH/u_2^2$

$$\text{zu} \quad H = \psi \frac{u_2^2}{2g} \quad \text{oder} \quad u_2 = \sqrt{\frac{2gH}{\psi}}$$

rasch und auf einfachste Weise berechnet werden. Die Werte ψ lassen sich für verschiedene Schaufelzahlen Bild 14 entnehmen.

Für die Bestimmung der Radbreite b_2 gilt näherungsweise

$$b_2 = (0,25 \text{ bis } 0,30) D_s.$$

Zuerst muss für den verlangten Förderstrom V die günstigste Saugstutzenweite D_s bzw. die Saugstutzensgeschwindigkeit c_s mit Hilfe der Einlaufziffer ε zu

$$c_s = c_0 = \varepsilon \sqrt{2gH}$$

festgelegt werden. Für Räder mit Schaufeln $\beta_2 = 90^\circ$ liegt die Einlaufziffer ε etwas höher als für Räder mit zurückgebogenen Schaufeln; es ist

$$\varepsilon = 0,2 \text{ bis } 0,25 \quad \text{für} \quad n_s = 100 \quad \text{oder} \quad n_q = 27,5.$$

Bei anderen spezifischen Drehzahlen wird

$$\varepsilon = (0,2 \text{ bis } 0,25) \left(\frac{n_s}{100} \right)^{2/3} \quad \text{oder} \quad = (0,20 \text{ bis } 0,25) \left(\frac{n_q}{27,5} \right)^{2/3}.$$

Der Saugstutzenquerschnitt wird nun $F_s = V/c_s$, woraus sich die Stutzenlichtweite zu

$$D_s = \sqrt{\frac{4}{\pi} F_s}$$

ergibt. Mit der Bestimmung der Saugstutzenweite sind gleichzeitig auch die übrigen Hauptabmessungen des Gehäuses gegeben. Für die Druckstutzenlichtweite D_d und die Gehäusebreite b_4 gilt (Bild 10):

$$D_d = b_4 = (0,8 \text{ bis } 1) D_s,$$

für den Gehäusedurchmesser $D_4 = D_2 + b_4$. Das Gehäuse wird normalerweise konzentrisch ausgeführt. Eine leichte Spiralförmigkeit, die aber für kleinere und mittlere Grössen bei Schmutzwasserförderung nicht angewendet werden soll, würde die Druckziffer und den Wirkungsgrad erhöhen.

Die vorliegende Veröffentlichung gibt erstmals Einblick in die tatsächliche Wirkungsweise und die Berechnung von Freistrompumpen. Selbstverständlich können weitere Untersuchungen noch wertvolle Erkenntnisse und Erfahrungswerte beitragen, welche bei der konventionellen Kreiselpumpe bereits in reichem Masse vorliegen.

Adresse des Verfassers: Dr. h.c. Karl Rütschi, 5200 Brugg, Herzogstrasse 11.

Führung in der Forschung

DK 061.62

Die Technische Gesellschaft Zürich führte am 5. Februar 1968 unter der Leitung ihres Präsidenten, Dr. O. H. C. Messner, der für den erkrankten Professor Dr. M. Imboden, Basel, einspringen musste, ein Forumgespräch über das im Titel genannte Thema durch, in welchem überaus bedeutsame Meinungen und Gesichtspunkte zur Sprache kamen. Die Gesprächspartner waren: Prof. Max Berchtold, ETH, Zürich; Dr. H. Jucker, Mettler-Analysenwaagen, Greifensee; Dr. F. Kern, Ciba, Basel; Dr. A. Schrafl, Technische Stelle, Holderbank; Prof. Dr. A. Speiser, Brown, Boveri & Cie., Baden; Dr. H. Tiemann, Institut Battelle, Genf. An der Diskussion beteiligten sich unter anderem Dr. h. c. C. Seippel, Vizepräsident des Schweiz. Schulrates, Zürich; Prof. Dr. J. Ackeret, Wädenswil; Dr. G. Heberlein, Industrieller, Wattwil; Oberst E. Giudici, Generalstabs-Abteilung, Bern. Behandelt wurden die drei Fragen, die hier als Untertitel erscheinen.

1. Bedarf die Forschung der Führung?

Diese Frage wurde von allen Teilnehmern bejaht. Bedeutungsvoll waren die Begründungen sowie die Meinungen über die Straffheit der Führung. Wie so oft, ist auch hier ein mittlerer Weg zwischen gegensätzlichen Gesichtspunkten zu suchen: Einerseits beruht Forschung ganz und gar auf den schöpferischen Kräften überragender Einzelner, die in völliger Freiheit, nur der wissenschaftlichen Wahrheit verpflichtet, Erkenntnisse ans Licht bringen. Sie müsste jede Einschränkung ihrer Bereiche als unzulässige, die volle Wahrheit beeinträchtigende Schmälerung und jede Planung als Vorwegnahme der erst zu findenden Ergebnisse empfinden. Andererseits erfordert die Forschung heute einen derart grossen Aufwand an Apparaturen und Kosten, dass sie die Grenze des wirtschaftlich Tragbaren zu überschreiten droht. Die Aufwendungen personeller und finanzieller Art müssen in einem vernünftigen Verhältnis zum wirtschaftlichen Wert der Ergebnisse stehen, was eine zielbewusste Führung erforderlich macht.

Beim Suchen des mittleren Weges, der zu gehen wäre, ist das weite Feld, über das sich die Forschung erstreckt, nach der Führungsbedürftigkeit zu gliedern. Die grösste Freiheit ist der wissenschaftlichen Grundlagenforschung zu gewähren, wie sie hauptsächlich an Hochschulinstituten, aber auch in der Industrie, vor allem in der chemischen, betrieben wird. Man wird durch freie Vereinbarungen unter den verantwortlichen Leitern der Forschungsstellen und durch regen Erfahrungsaustausch eine zweckmässige Zuteilung der Arbeitsgebiete anstreben und Doppelspurigkeiten zu vermeiden suchen.

In einem mittleren Bereich bewegt sich die angewandte Forschung. Sie richtet sich auf die Herstellung bestimmter Erzeugnisse

oder auf die Durchführung erfolgversprechender Verfahren aus und klärt die dabei mitspielenden Naturphänomene ab. Sie liefert dadurch die Grundlagen für Vorausberechnung und Entwurf der Produkte bzw. der Apparaturen zur Produktherstellung. Die angewandte Forschung bedarf eines Programms, das die zu klärenden Fragen um so genauer umschreibt, je mehr sich diese der Ausführung nähern. Sie beruht wesentlich auf der individuellen Initiative kleiner Gruppen, denen im Rahmen der gestellten Aufgaben möglichst viel Freiheit zuzugestehen ist.

Die straffste Führung ist auf den Gebieten der Produktentwicklung, der Konstruktion und der Verfahrenstechnik erforderlich. Auch hier ist dem freien Spiel schöpferischer Kräfte Raum zu lassen, damit sich das Sachgemässe und Zweckdienliche voll ausbilden kann. Aber ebenso sehr sind die Forderungen des Marktes zu berücksichtigen: die Bedürfnisbefriedigung, die Zweckmässigkeit und die Wirtschaftlichkeit der Erzeugnisse, die Gesteungskosten, die Termine. Hinzu kommen die Gegebenheiten technischer, organisatorischer und personeller Art der Ausführung.

Bei der Führungsplanung ist im Auge zu behalten, dass die Grenzen zwischen den genannten Bereichen fließend sind, dass sich gewisse Entwicklungen über das ganze Feld erstrecken und dass ein stetiger Erfahrungsaustausch zwischen ihnen für eine fruchtbare, dem Aufwand entsprechende Arbeitsleistung unerlässlich ist. Bei produktgerichteter Forschung und Entwicklung kommt es immer wieder vor, dass – gewissermassen als nicht beabsichtigte Nebenprodukte – bisher unbekannte Naturerscheinungen aufgedeckt oder neue Herstellungsverfahren gefunden oder neuartige Erzeugnisse geschaffen werden und dass sich hieraus neue Fabrikations- und Verkaufszweige entwickeln lassen. Eine aufgeschlossene Planung wird den für die Entfaltung solcher Zufälligkeiten erforderlichen Spielraum freihalten.

2. Wie kann die Forschung innerhalb eines geschlossenen Aufgabenkreises geführt werden?

Eines der wichtigsten Führungsmittel ist die Festsetzung von Forschungszielen. Dazu gibt es zwei Möglichkeiten: Entweder geht man von einer Analyse der Marktbedürfnisse und der zu erwartenden Umsätze aus und setzt die Bedingungen fest, denen die zu entwickelnden Erzeugnisse zu genügen haben, oder man sucht durch Marktforschung Absatzgebiete für ein bereits vorliegendes Forschungsprodukt. In beiden Fällen kommt dem Studium der Marktbedürfnisse grundlegende Bedeutung zu. Es schafft die Verbindung mit der Welt der Konsumenten und klärt ab, welche Probleme dort in fünf, zehn oder zwanzig Jahren bestehen werden, wodurch dann die Forschung Richtlinien für die Entwicklung von Erzeugnissen erhält, die sich zur Lösung solcher Probleme eignen.