Zeitschrift: Schweizer Ingenieur und Architekt

Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine

Band: 99 (1981)

Heft: 41

Artikel: Neuere Untersuchungen an Halbaxial- und Axialpumpen: Beitrag zur

"C.-Pfleiderer-Gedächtnis-Tagung" in Braunschweig

Autor: Rütschi, Karl

DOI: https://doi.org/10.5169/seals-74569

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: 29.11.2025

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

Neuere Untersuchungen an Halbaxialund Axialpumpen

Beitrag zur «C.-Pfleiderer-Gedächtnis-Tagung» in Braunschweig

Von Karl Rütschi, Brugg

Zahlreiche Experimentalwerte über den Einfluss der Schaufelzahlen und Schaufelwinkel bei Halbaxial- und Axialpumpen erweitern die Kenntnisse zur Vorausberechnung dieser Pumpen. Die Versuchsresultate werden mit der theoretischen Näherungsformel von Pfleiderer zur Bestimmung der Minderleistung der Pumpen infolge endlicher Schaufelzahl verglichen und ergeben eine gute Übereinstimmung.

Neben dem Einfluss von Eintrittsleitrippen und unterschiedlicher Dichtspiele an der Laufradaussenkante finden sich wichtige Kennwerte für das Saugverhalten (Kavitation) und die Wirkungsgradaufwertung.

Während für Kreiselpumpen mit radialen Laufrädern umfangreiches Forschungsmaterial vorliegt, ist dies für Halbaxial- und Axialpumpen weniger der Fall. Neuere Untersuchungen von Schmiedl [1] an einer Halbaxialpumpe (Bild 1) mit 15 verschiedenen Laufradausführungen ergaben wertvolle Unterlagen über den Einfluss der Schaufelzahl und Schaufelwinkel auf die Minderleistungszahl von Pfleiderer [2], deren Kenntnis zur Vorausberechnung einer Pumpe unerlässlich ist. Für die Versuche mit den verschiedenen Laufrädern wurde stets das gleiche Gehäuse verwendet, und die Messungen wurden jeweils mit den Drehzahlen 750, 1000, 1200 und 1400 U/min durchgeführt. Aus Tabelle 1 ist ersichtlich, dass die Wirkungsgradbestpunkte η max, bei den verschiedenen Drehzahlen kaum merklich voneinander abweichen, so dass für die weiteren Ausführungen lediglich die Drehzahl 1200 U/min verwendet

In Tabelle 2 sind für diese Drehzahl als Übersicht die Förderdaten V, H und n sämtlicher Radformen zusammengefasst.Bild 2 zeigt als Beispiel das Kennfeld der Laufradgruppe mit Schaufelwinkel $\beta_{2m} = 30^{\circ}$. Die WirkungsgradBestpunkte sind durch eine punktierte Ortslinie a hervorgehoben, wobei $V_{\eta \text{ max.}}$ sich nur wenig ändert, also weitgehend unabhängig von der Schaufelzahl ist. Während bei der Schaufelzahl z = 3 bis 6 die Wirkungsgradwerte eng beieinander liegen, ist der starke Abfall bei der Schaufelzahl z = 2, der gleichermassen auch bei den Schaufelwinkeln $\beta_{2m} = 20^{\circ}$ und 40° auftritt, besonders auffällig (siehe Tabelle 2).

Auch wenn man diese Schaufelzahl z = 2 weglässt, ergeben die untersuchten Räder einen weiten Verwendungsbereich, der sich durch die spezifische Drehzahl

$$n_q = \frac{n_1 \cdot \sqrt{V}}{H^{3/4}}$$

mit n = Drehzahl/min $H = \text{F\"{o}rderh\"{o}he}[m]$

 $V = \text{Liefermenge} [\text{m}^3/\text{s}]$

ausdrücken lässt und nach Bild 3 von n_a 75 bis n_a 110 reicht. Dies ist besonders beachtlich, indem dieser weite Bereich mit Halbaxialrädern gleicher Meridianschnitte und gleicher Spirale lediglich durch Änderung der Schaufelzahl und Schaufelwinkel bei fast gleichbleibendem Wirkungsgrad erreicht wird.

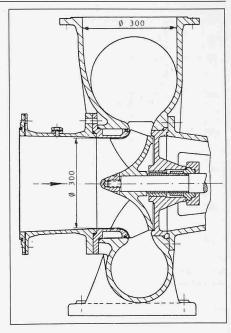


Bild 1. Schnittbild der Versuchspumpe mit halbaxialem Laufrad.

Tabelle 1. Gesamtwirkungsgrade n max

| n [U/min] | 750 | 1000 | 1200 | 1400 | |
|-----------------------------|--------|--------|--------|----------------|--|
| z = 6 | 0,8410 | 0,8535 | 0,8530 | 0,8405 | |
| 5 | 0,8570 | 0,8590 | 0,8635 | 0,8500 | |
| $\beta_{2m} = 20^{\circ} 4$ | 0,8695 | 0,8735 | 0,8605 | 0,8500 | |
| 3 | 0,8420 | 0,8455 | 0,8345 | 0,8335 | |
| 2 | 0,7560 | 0,7600 | 0,7520 | 0,7370 | |
| 6 | 0,8590 | 0,8600 | 0,8610 | 0,8525 | |
| 5 | 0,8430 | 0,8435 | 0,8440 | 0,8440 | |
| $\beta_{2m} = 30^{\circ} 4$ | 0,8355 | 0,8400 | 0,8415 | 0,8440 | |
| 3 | 0,8260 | 0,8280 | 0,8280 | 0,8170 | |
| 2 | 0,7330 | 0,7515 | 0,7160 | 0,6365 | |
| 6 | 0,8230 | 0,8245 | 0,8245 | 0,8260 | |
| 5 | 0,8360 | 0,8405 | 0,8405 | 0,8345 | |
| $\beta_{2m} = 40^{\circ} 4$ | 0,8365 | 0,8370 | 0,8385 | 0,8370 | |
| 3 | 0,8210 | 0,8240 | 0,8270 | 0,8030 | |
| 2 | 0,7300 | 0,7420 | 0,7085 | - - | |

 β_{2m} = Austrittswinkel beim mittleren Stromfaden

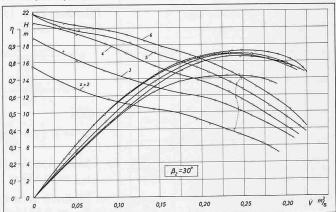
Vergleich mit der Berechnung

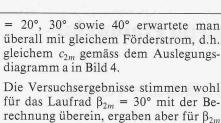
Den Wirkungsgrad-Bestpunkt der Laufräder mit den Austrittswinkeln β_{2m}

Tabelle 2. Förderdaten bei n = 1200 U/min

| Radform | z Schaufel zahl | V _{η max} [m³/s] | H _{η max} [m] | N _{η max} [KW] | η _{max} [-] |
|---------------------------|-----------------------|------------------------------|------------------------|----------------------------|-------------------------|
| | 6 | 0.1970 | 12,54 | 28,410 | 0,8530 |
| | 5 | 0.2040 | 11,94 | 27,674 | 0,8635 |
| $\beta_{2m} = 20^{\circ}$ | 4 | 0,2110 | 10,80 | 25,977 | 0,8605 |
| P2m | 3 | 0,2145 | 8,86 | 22,337 | 0,8345 |
| | 2 | 0,2060 | 6,70 | 18,011 | 0,7520 |
| | 6 | 0.2470 | 14,00 | 39,534 | 0,8610 |
| | 5 | 0.2410 | 13,08 | 36,640 | 0,8440 |
| $\beta_{2m} = 30^{\circ}$ | 4 | 0,2400 | 11,89 | 33,256 | 0,8410 |
| PZM | 3 | 0,2430 | 10,20 | 29,371 | 0,8280 |
| | 2 | 0,2380 | 7,53 | 24,554 | 0,7160 |
| | 6 | 0,2440 | 15,70 | 45,567 | 0,8245 |
| | 5 | 0,2510 | 14,80 | 43,360 | 0,8405 |
| $\beta_{2m} = 40^{\circ}$ | 4 | 0.2570 | 13,20 | 39,691 | 0,8385 |
| P2m | 3 | 0,2600 | 11,48 | 35,414 | 0,8270 |
| | 3 2 | 0,2450 | 8,77 | 29,744 | 0,7085 |

Bild 2. Kennfeld der Laufradgruppe β_2 30°, n=1200 U/min mit verschiedenen Laufschaufelzahlen





Die Versuchsergebnisse stimmen wohl für das Laufrad $\beta_{2m} = 30^{\circ}$ mit der Berechnung überein, ergaben aber für $\beta_{2m} = 20^{\circ}$ und 40° geringere bzw. höhere Werte. Hingegen wiesen alle drei Radformen im Bereich des besten Wirkungsgrades einen einheitlichen Strömungswinkel α_{2m} auf, entsprechend dem für die Auslegung benutzten Wert $\alpha_{2m} = 16,5^{\circ}$. Dies deutet darauf hin, dass die Lage der Bestpunkte durch das für die Räder mit $\beta_{2m} = 30^{\circ}$ berechnete Spiralgehäuse beeinflusst, d.h. in eine bestimmte Strömungsrichtung gezwungen wird, Diagramm b.

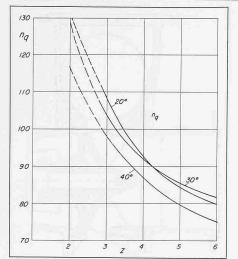
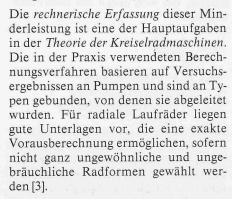


Bild 3. Spezifischer Drehzahl-Bereich n_q der untersuchten Laufräder. Schaufelzahl z=2-6

Die Minderleistung des halbaxialen Rades

Während der Schaufelwinkel β_2 durch die Schaufelkonstruktion des Laufrades festgelegt wird, stellt sich im Betrieb hinter dem Schaufelgitter infolge der endlichen Schaufelzahl ein Strömungswinkel β_3 ein, der kleiner als β_2 ist. Die Strömungsrichtungsänderung bewirkt einen Leistungsabfall, eine Erscheinung, die mit dem Namen Minderleistung bezeichnet wird (Bild 5).



Weniger zahlreich sind Berechnungsunterlagen für Halbaxial und Axialpumpen, so dass für die ersten die Dissertation von Schmiedl [1], insbesondere was die Minderleistungsbeiwerte 1+p anbetrifft, eine Lücke ausfüllt.

Pfleiderer [2, S. 131] definierte die Minderleistungszahl

$$p = \frac{H_{th\infty} - H_{th}}{H_{th}} = \frac{c_{2u}}{c_{3u}} - 1 =$$

$$= \frac{\Psi' \cdot \sqrt{2} m^2}{z \cdot S_m}$$
obei

 $\psi' = k \left(1 + \frac{\beta_2}{60^{\circ}} \right)$

Mittl. Austrittsradius

 $r_{2m} = 0.159 \text{ m}$ Moment der mittl. Flutlinie $S_m = 0.0119 \text{ m}^2$

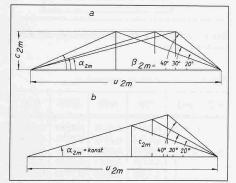


Bild 4. Schaufel-Austrittsdiagramme.
 a) Annahme c_{2m} = konstant für β₂ 20°, 30°, 40°
 b) Versuchsergebnisse α_{2m} konst., beeinflusst durch einheitliches Spiralgehäuse.

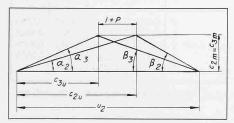
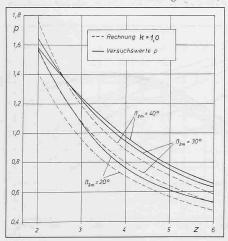


Bild 5. Minderleistungswert 1 + p am Schaufelaustritt

Bild 6. Vergleich der Minderleistungszahlen p nach C. Pfleiderer in Abhängigkeit der Schaufelzahl. ——— Versuchswerte ---- Rechnung mit k = 0,1



Berechnet man die Minderleistungszahl p für die verschiedenen Schaufelzahlen z, so ergibt sich mit k (ang.) = 1,0 ein Verlauf der p-Werte, die in Bild 6 punktiert dargestellt und mit den tatsächlichen Versuchswerten verglichen sind. Diese Werte ermöglichen eine Rückberechnung des Beiwertes ψ' , woraus sich nach Bild 7 für Halbaxialpumpen ein k-Wert = \sim 1,10 ergibt, der damit etwas höher liegt, als bisher in Literaturangaben angenommen wurde.

Kavitationsverhalten

Zur Klärung des Verhaltens der halbaxialen Pumpen bei beginnender Kavitation wurden mit den 15 verschiedenen Laufrädern Saugversuche im offenen Kreislauf durchgeführt. Der Gasgehalt des Wassers wurde nicht gemessen, dagegen wurde durch einen zweistündigen Betrieb vor den Versuchsmessungen genügend Zeit zum Entweichen von Luft und Gasen eingeräumt. Für den Beginn der Kavitation wurde der Grenzpunkt bei einem Förderhöhenabfall von 5 Prozent festgelegt, wogegen heute ein solcher von 3 Prozent üblich ist [4].

Zur Beurteilung der Güte des Saugverhaltens wurde von *Pfleiderer* die Saugzahl S

$$S = \left(\frac{n}{100}\right)^2 \cdot \frac{V}{\Delta_h^{3/2}} \text{ eingeführt,}$$

die von Petermann [5] zur Saugzahl Sq

$$Sq = \frac{n^{x} \cdot \sqrt{V}}{\Delta y^{3/4}}$$

mit $V = [m^{3}/s]$

mit
$$V = [m^3/s]$$

 $n^x = [U/s]$
 $\Delta y = g \cdot \Delta_h$

umgewandelt wurde, wobei Δ_h dem aus der Saughöhe erhaltenen Wert NPSH entspricht (Bild 8).

Die Schaufelzahlen z=5 und 6 ergeben für alle Räder annähernd die gleichen Werte; bei kleinen Schaufelzahlen weichen diese jedoch merklich ab und sind ungünstiger. Auffällig ist die ausserordentlich gute Saugfähigkeit des 20° -Rades mit Sq=0.95 bei z=4. Die gemessenen Saugkennzahlen sind erheblich höher als jene, die in der Literatur für Kreiselpumpen mit guter Saugfähigkeit angegeben werden. So entspricht z.B. der Höchstwert Sq=0.95 der Pfleiderer-Saugzahl S=9.9 gegenüber einem guten Mittelwert S=4.

Ausser den Einwirkungen auf Wirkungsgrad, Minderleistungszahl und Kavitationsverhalten wurden vorgängig der Hauptversuche der Einfluss verschiedener Eintrittsleitbleche sowie die Spaltverluste an seitlich offenen Laufrädern besonders sorgfältig geprüft.

Einfluss von Vorleitblechen auf die Kennlinien

Bei diesen Versuchen mit verschiedenen Laufrädern zeigte sich, dass im Normallastbereich $\phi/\phi_{\eta\,max.}=1$ die Zuströmung ausgeglichen ist, wogegen sich im Teillastbereich wesentliche Unterschiede bei Anordnung mit oder ohne Leitbleche am Saugeinlauf ergaben. Interessant ist, dass schon eine halbe Leitrippe fast die gleichen Resultate ergibt wie ein Rippenkreuz (Bild 9).

Spaltverluste des offenen Laufrades

Neben den üblichen Messungen der mechanischen Verluste sowie der Radreibungsverluste wurden die Spaltverluste auf zwei Wirkungsebenen untersucht, und zwar auf radiales Spiel und zusätzlich auf den Einfluss axialer Verschiebungen, wie sie durch Montageungenauigkeiten oder Temperaturänderungen z. B. bei langen Bohrlochpumpwellen vorkommen.

Pfleiderer hat für die Bestimmung des Spaltverlustes das Verhältnis der Spaltfläche F_{sp} zur Durchgangsfläche A des Förderstromes zugrunde gelegt und setzt für die verhältnismässigen Verluste:

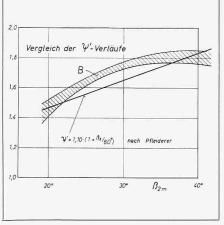
Förderstrom $\Delta V/V = \alpha \cdot F_{sp}/A$ Förderhöhe $\Delta H/H = \beta \cdot F_{sp}/A$ Wirkungsgrad $\Delta \eta/\eta = \gamma \cdot F_{sp}/A$

Für diese Spaltverlustbeiwerte liegen bei radialen und axialen Laufrädern zahlreiche Versuche vor, wogegen sie bei halbaxialen Rädern fehlen.

Bild 10 zeigt das Abfallen der Werte für Förderstrom, Förderhöhe und Wirkungsgrad bei einem halbaxialen Rad $\beta_{2m} = 30^{\circ}$, z = 3, woraus sich je nach Spaltspiel $x/b_2 = F_{sp}/A$ die Verlustbeiwerte α , β und γ für dieses Rad errechnen lassen. In Tabelle 3 finden sich Mittelwerte für radiale und axiale Räder nach Pfleiderer [2], die durch die von Schmiedl gefundenen Versuchswerte für halbaxiale Räder ergänzt werden. Sie bilden eine wichtige Grundlage für die Berechnung der Seitenspaltverluste offener Halbaxialräder, wobei der Förderhöhenverlust einen unerwartet hohen Wert $\beta = 3.9 - 4.6$ erreicht.

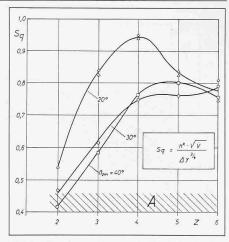
Durch axiale Verschiebung des Laufrades auftretende Verlustwerte

Die halbaxialen Laufräder haben meistens eine Schaufelbegrenzung ähnli-



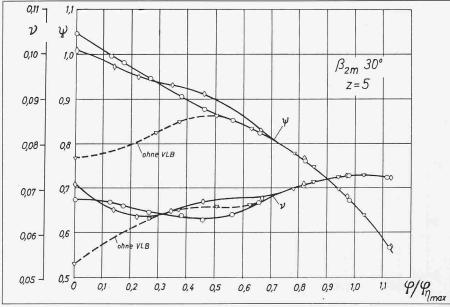
Betwert $\psi' = k \left(1 + \frac{\beta_2}{60^\circ}\right) mit \ k \approx 1,1$

B = Bereich der Messpunkte für z = 2-6



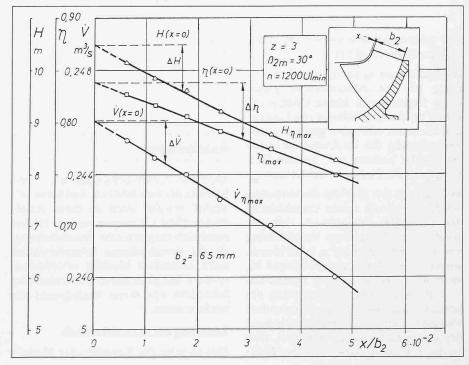
Saugkennzahlen der halbaxialen Laufräder hei n....

A: Bereich von Kreiselpumpen normal guter Saugfähigkeit.



Einfluss der Vorleitbleche O mit Rippenkreuz ♦ 1/2 Leitrippen ∇ ohne Leitblech φ Lieferzahl ψ Druckzahl ν Leistungszahl

Förderverluste in Abhängigkeit von x/b2



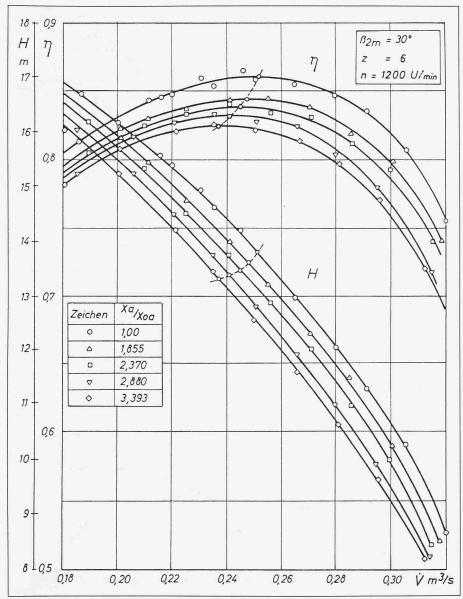


Bild 12. Einfluss der axialen Verschiebung des Laufrades auf die Kennlinien der Pumpe. Konstruktionsspalt $x_0 = 0.4 \text{ mm}, x_{0a} = 0.425$

axialpumpen trotz exakter Bearbeitung der Aussenkontur mittels Schablone bei einer leichten Verschiebung des Läufers ein kräftiger Wirkungsgradabfall eintritt.

| Die Spaltbreite x_0 ist von der Eintritts- |
|--|
| kante bis zur Austrittskante gleich |
| gross. Ergeben sich kleine Ungenauig- |
| keiten bei der Bearbeitung von Laufrad |
| und Gehäuse oder eine geringe axiale |
| |

cher geometrischer Form wie die unter-

suchten Räder (Bild 11).

Verschiebung des Laufrades, so treten zusätzliche Verluste auf, die den Wirkungsgrad der Pumpe verschlechtern.

Bild 12 zeigt den Einfluss des veränderten Spaltes durch axiale Verschiebung des Laufrades. Vergrössert sich der Spalt durch eine geringe Verschiebung von $x_{0a} = 0,425$ mm auf $x_a = 0,850$ mm, wobei $x_0 = 0.4$ mm gleichbleibend ist, so fällt der Wirkungsgrad bereits um ~ 2 Prozent. Diese Veränderung am Schaufelende bewirkt fast den gleichen Verlust wie eine Spaltvergrösserung auf der gesamten Länge der Schaufel. Dies ist die Erklärung dafür, dass bei Halb-

Axialpumpen

Ähnliche Untersuchungen über den Einfluss der Schaufelzahl und Schaufelwinkel wurden auch an einer Axialpumpe (Bild 13) vorgenommen. Hiebei ergab sich insofern eine Vereinfachung, als die verschiedenen Schaufelwinkel nicht besondere Modelle erforderten, sondern lediglich durch Verdrehen der Schaufeln um ihren Mittelpunkt erreicht wurden.

Änderung des Schaufelwinkels

Bild 14 zeigt das Kennfeld der Modell-

| 100 | radial | axial | halbaxial | | |
|------|------------|------------|-----------|--|--|
| nach | Pfleiderer | Pfleiderer | Schmiedl | | |
| α | 0,5 | 0,6 -1 | 0,5-1 | | |
| β | 0,9 | 2,5 -3,0 | 3,9-4,6 | | |
| γ | 0,9 | 2,15-3,0 | 1,9-2,2 | | |

 $\frac{\Delta V}{V} / \frac{F_{sp}}{A} \beta = \frac{\Delta H}{H} / \frac{F_{sp}}{A}$

Tabelle 3. Spaltverlustbeiwerte radialer, axialer und halbaxialer Laufräder

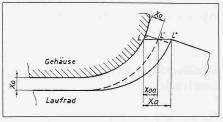


Bild 11. Änderung der Spaltweite bei axialer Verschiebung des Laufrades. $x_0 = Konstruktionsspalt$ breite, x_{0a} = axiale Spaltbreite, x_a = axiale Spaltbreite verschoben

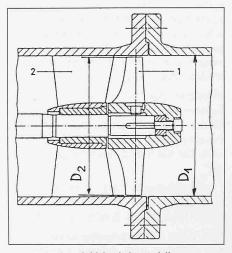


Bild 13. Schnittbild durch die Modellpumpe = 200 mm 1: Laufrad 2: Leitrad (Modellpumpe K. Rütschi AG, Brugg)

pumpe $D_2 = 200 \text{ mm}$ mit der Schaufelzahl z = 3 und dem Winkel $\beta_{1a} = \beta_{2a}$ = 9,2° bei 1800-2600 U/min. In Bild 15 sind für das Rad z = 3 die Drosselkurven bei verschieden eingestellten Winkeln $\beta_2 = 9^\circ$ bis 21° für 2400 U/min. eingezeichnet, womit das Leistungsfeld einen weiten Bereich umfasst. Noch umfangreicher wird dieses, wenn man nach Tabelle 4 für das gleiche Rad noch die Schaufelzahl ändert, womit sich der Verwendungsbereich für spez. Drehzahlen $n_q = n \cdot \sqrt{V}/H^{3/4}$ von 190 bis 312 erstreckt.

Die Fördermengen V₂ besten Wirkungsgrades ändern bei diesen Versuchen ziemlich genau mit dem Tangens des Einstellwinkels β_2 (siehe Bild 16).

Auch Schlimbach [6] ist schon früher zu gleichen Ergebnissen gekommen. Aus Bild 17 ergibt sich auch hier, dass die Fördermengenwerte V₁ gut mit der Tangenslinie von Bild 16 übereinstimmen. Interessanterweise ist bei seinen Versuchen die Förderhöhe im Punkt von max. η über den ganzen Bereich konstant geblieben, wogegen in Bild 15 ein langsames Ansteigen von $H_{\eta \, max}$ mit steilerem Winkel festzustellen ist.

Änderung der Schaufelzahl

Im Bild 18 sind für $\beta_2 = 9.2^{\circ}$ und n = 2400 U/min die Drosselkurven für z = 2.3 und 4 eingezeichnet, bei der der Einfluss der Schaufelzahl auf die Förderhöhe nach der Minderleistungsmethode von *C. Pfleiderer* nachgeprüft werden soll.

Es ist

$$H_{th \infty} = H_{th} \cdot (1 + p)$$

mit $H_{th} = H/\eta_h$

Bei η_h konst. ändert bei verschiedenen Schaufelzahlen H mit 1 + p, wobei nach Pfleiderer [2, S. 314]

$$p = 0.16 \,\psi' \, \frac{t/L}{\sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2}}$$

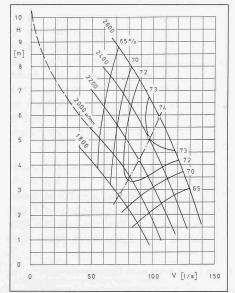


Bild 14. Kennfeld der Axialpumpe $D_2 = 200 \ mm$ $z = 3, \ \beta_{1a} = \beta_{2a} = 9,2^{\circ}$

Bild 16. Bei Änderung des Einstellwinkels β_2 ändert sich $V_{\eta max}$ entsprechend tg β_2

| В | | -14 |
|----------------|------------|-----|
| 8 | | 14 |
| | Schlimbach | -12 |
| 5 | o Rütschi | -10 |
| v ₂ | | 8 |
| 4 200 | tan B | |
| 150 | | - 6 |
| 2 100 | | - 4 |
| 50 | | - 2 |
| | | |

oder mit $\beta_1 = \beta_2 = \beta$

$$p = \frac{0.16 \, \psi'}{\sin \beta} \cdot t / L$$

t = Teilung

L = Profillänge der Schaufel

Mit
$$\psi' = 1, 1 \left(1 + \frac{\beta_2}{60}\right)$$

ist bei gleichem Winkel β_2 demnach die Minderleistung p nur von der Schaufelzahl bzw. t/L abhängig.

Die gemessenen Förderhöhen nach Bild 18 entsprechen ziemlich genau den errechneten Verhältniswerten 1+p nach Tabelle 5. Sie stimmen auch gut mit den Versuchen von *Petermann/Diedrich* [7] überein, die für verschiedene Schaufelzahlen z=2 bis 12 (bei gleichem Austrittswinkel und gleicher Drehzahl) Verhältniswerte der Druckzahlen ψ/ψ_0 veröffentlichten, wobei in Bild 19 für die Schaufelzahl z=12 der Wert 1,0 eingesetzt ist.

Wenn also von einer vorhandenen Schaufelzahl z₀ auf eine andere Schau-

| β_2 | 9° | 12° | 15° | 18° | 21° |
|-------------|------------|-----|-----|-----|-----|
| $n_q z = 2$ | 265 | 284 | 296 | 298 | 312 |
| $n_q z = 3$ | 214 | 229 | 239 | 240 | 252 |
| $n_q z = 4$ | <u>190</u> | 203 | 212 | 213 | 224 |

Spezifische Drehzahl n_q für $\beta_2 = 9^\circ-21^\circ$ und z = 2, 3, 4

Tabelle 4. Verwendungsbereich für spezielle Dreh-

felzahl z übergegangen wird, so verhalten sich die Druckzahlen ψ , die Förderhöhen sowie die Minderleistungsbeiwerte 1 + p wie folgt:

$$\frac{\psi_0}{\psi} = \frac{H_0}{H} = \frac{1+p}{1+p_0}$$

Die Untersuchungen nach Tabelle 5 ergeben eine gute Übereinstimmung der Rechenwerte mit den Messwerten und zeigen, dass das Minderleistungs-Rechenverfahren nach *Pfleiderer* auch für Axialräder zutrifft. Die im Bild 19 mit den Werten von *Petermann/Diedrich* erweiterten Vergleichswerte bieten eine übersichtliche Grundlage für die Um-

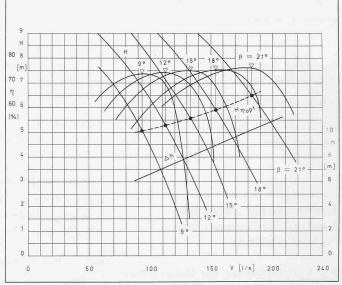


Bild 15. Kennlinien für $\beta_2=9$, 12, 15, 18, 21° z=3 n=2400 U/min $n_q=190$ –312 – --- Ortslinie der Bestpunkte H_{nopt} : Δ H Haltedruck (NPSH)

Bild 17. Kennlinien bei verschiedenen Neigungswinkeln β . z=5, $D_2=500\,\text{mm}$, $n=650\,\text{U/min}$ (nach Schlimbach)

80 0/0 200 400 500 800 1000 1200 U/sek 1500

10 H

8

m

6

2

0

50

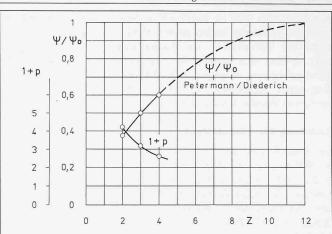


Bild 18. Förderhöhen bei veränderter Schaufelzahl. Die Versuchswerte folgen nach Tab. 5 dem Verhältnis t/L bzw. der Pfleiderer-Minderleistungszahl 1 + p

100

Bild 19. Minderleistungszahl 1 + p und Druckzifferverhältnis ψ/ψ_0 für verschiedene Schaufelzahlen

Tabelle 5. Berechnete Verhältniswerte 1 + p

| z | t/L $\frac{0.16 \psi'}{\sin \beta}$ | | p 1 + p | | H_{Rechg} | $H_{ m Versuch}$ |
|---|---------------------------------------|------|---------|------|-------------|------------------|
| 2 | $\frac{314}{119} = 2,64$ | 1,28 | 3,38 | 4,38 | 2,8 m | 3,85 m |
| 3 | $\frac{209}{119} = 1,76$ | 1,28 | 2,25 | 3,25 | 5,1 m | 5,1 m |
| 4 | $\frac{157}{119} = 1,32$ | 1,28 | 1,69 | 2,69 | 6,16 m | 6,0 m |

V [1/s]

= 9,2°

n = 2400 [U/min]

rechnung der Förderhöhen von einer Schaufelzahl auf eine andere.

Nachzutragen ist noch, dass in der Praxis je nach spez. Drehzahl n_q folgende Schaufelzahlen üblich sind:

Spez. Drehzahlen $n_q \approx 105$ 165 220 275 400 $\sim z$ 6 5 4 3 2

Kennwerte für Drehzahl, Laufraddurchmesser und Nabenverhältnis

Zur Vorbestimmung der Hauptabmessungen des Laufrades helfen Kennwerte, die auf Grund von Versuchen ermittelt wurden. Sie dienen vor allem als vorläufige Grundlage für die Hauptabmessungen, wonach aber das Laufrad noch exakt nach der Minderleistungsmethode oder der Tragflügeltheorie berechnet werden muss.

Drehzahl

Als erstes muss bei der Pumpe die Drehzahl unter Rücksichtnahme auf das Kavitationsverhalten festgelegt werden, worauf sich auf Grund des Förderstromes und der Förderhöhe die spez. Drehzahl n_q ergibt, welche für einzelne Kennwerte massgeblich ist.

E. Kasperowski [8] gibt nach Bild 20 Werte für Drehzahlen und Nennweiten in Abhängigkeit vom Förderstrom V

der Pumpe an, wie sie für vertikale Schöpfwerkpumpen üblich sind. Die Nennweiten ergeben bereits Anhaltspunkte über den Laufraddurchmesser, da bei Axialpumpen der Eintrittsdurchmesser D_1 und der Laufraddurchmesser D_2 identisch sind.

Laufraddurchmesser

Bild 21 dient zur Ermittlung der Umfangsgeschwindigkeit u_2 mit Hilfe des von der spez. Drehzahl n_q abhängigen

Experimental-Koeffizienten K_{u2} .

$$u_2 = K_{u2} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H}$$

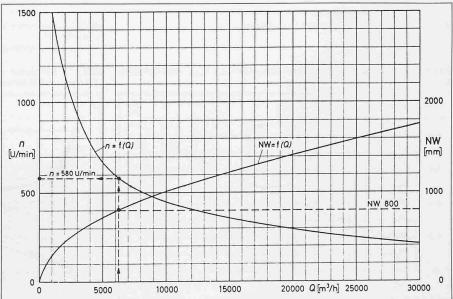
woraus sich nach Einsetzen der Drehzahl der vorläufige Laufraddurchmesser

$$D_2 = \frac{60 \cdot u_2}{\pi \cdot n}$$

Die ausgezogene Linie in Bild 21 entspricht Mittelwerten [9], wobei sich je nach Schaufelwinkel und Schaufelzahl gewisse Abweichungen ergeben. So zeigt eine Auswertung der Förderwerte beim besten Wirkungsgrad $\eta_{\rm max.}$ aus Bild 15 und Tab. 4 für verschiedene Schaufelwinkel und Schaufelzahlen einen Verlauf der $K_{u\,2}$ -Werte innerhalb des schraffierten Feldes.

Laufräder mit kleinerem Austrittswinkel benötigen gleich wie bei Radialrädern für eine bestimmte Förderhöhe grössere Laufraddurchmesser und damit höhere $K_{u\,2}$. Obschon sich bei den Versuchen von *Schlimbach* beim Ver-

Bild 20. Drehzahlen und Nennweiten in Abhängigkeit vom Förderstrom nach Kasperowski (KSB)



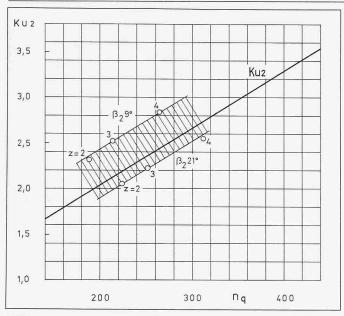


Bild 21. Bestimmung des Laufraddurchmessers D2a nach Experimental-Koeffizient K_{U2} . $U_2 = K_{U2} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H}$

Ausgezogene Mittelwerte nach Troskolanski. Punktierte Linie a, Werte aus Bild 15. Punktierte Linie b, Werte nach Schlimbach Bild 17. Schraffiertes Feld aus Versuch nach Bild 15 und Tab. 4

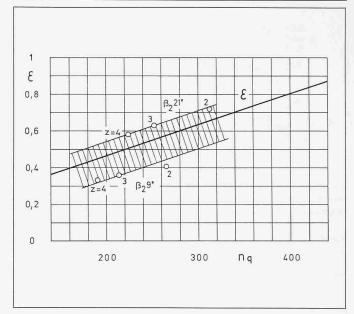


Bild 22. Bestimmung des Laufraddurchmessers D_{1a} nach Eintrittskoeffizient ε $c_{ml} = \varepsilon \cdot \sqrt{2 \cdot g h}$

Ausgezogene Mittelwerte nach Stepanoff. Punktierte Linie a, Werte aus Bild 15. Schraffiertes Feld nach Versuchen Rütschi

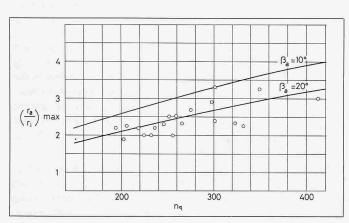


Bild 23. Nabenverhältnis (r_a/r_i) max. – Maximalwerte nach Pfleiderer O Werte ausgeführter Pumpen β_a = 10°-20°

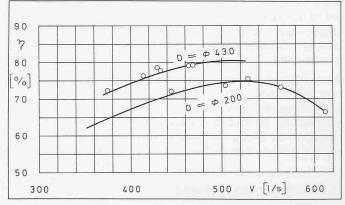


Bild 24. Wirkungsgradaufwertung von Modellpumpe a mit D = 200 mm und Ausführung D = 430 mm

stellen der Schaufelwinkel im Gegensatz zu Bild 21 keine Änderung der Förderhöhe und damit ein konstanter K_{u2} -Wert über den gesamten Versuchsbereich ergab, zeigt die Auswertung auch hier, dass bei kleineren Austrittswinkeln K_{u2} über und bei grösseren Winkeln unter den Mittelwerten für die entsprechende spezifische Drehzahl n_a liegt.

Da Ein- und Austrittsdurchmesser bei der Axialpumpe gleich sind, können für die Bestimmung des Laufraddurchmessers auch Erfahrungswerte für die Eintrittsabmessungen beigezogen werden. Hiezu dient der Eintrittskoeffizient ε, wobei für den Eintritt gilt:

$$\frac{\mathbf{V}}{\mathbf{F}_1} = c_{m1} = \varepsilon \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H}$$

Durch Auswertung bei ausgeführten Pumpen errechnet sich der Eintrittskoeffizient

$$\varepsilon = c_{m1} / \sqrt{2 \cdot g \cdot H}$$

dessen Mittelwert nach Stepanoff [10] Bild 22 zeigt.

Auch hier gelten die Werte der ausgezogenen Linie für eine erste Annäherung, weil wiederum veränderliche Schaufelwinkel nicht berücksichtigt sind. So zeigt als Ergänzung das schraffierte Feld den Verlauf von ε für die Schaufelwinkel 9° und 21° aus Bild 15 und Tab. 4, wobei der kleinere Schaufelwinkel mit niedrigerem ε auch eine geringere Eintrittsgeschwindigkeit c_{ml} ergibt und damit einen grösseren Eintrittsdurchmesser (Austrittsdurchmesser) bedingt. Pfleiderer [2] gibt für den Eintrittskoeffizienten ε den Wert

$$\varepsilon = 0.0341 \left[(n_q / \sqrt{k}) \operatorname{tg} \beta_{0a} \right]^{2/3} \operatorname{an},$$

wo $k = 1 - (r_i / r_a)^2$

noch das Nabenverhältnis berücksichtigt.

Bei einer Nachprüfung für das Laufrad nach Bild 15 mit dem Nabenverhältnis $r_i / r_a = 0,425$, $D_a = 200$ mm, z = 3, n

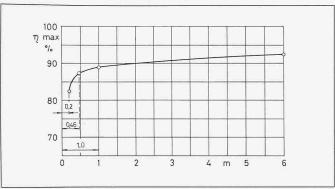
= 2400 U/min erhält man für die beiden extremen Werte

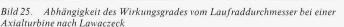
$$\beta_2 = 9^{\circ}$$
 21°
Rechnung $\epsilon = 0.372 \ 0.74$
Versuch $\epsilon = 0.356 \ 0.63$

was in der Tendenz mit Bild 22 übereinstimmt.

Nabenverhältnis

Mit Rücksicht auf Kavitation soll der Nabendurchmesser möglichst klein sein, womit sich aber der Schaufelwinkel an der Nabe z. T. unzulässig vergrössert. Bild 23 zeigt Nabenverhältnisse r_a / r_i ausgeführter Pumpen mit Austrittswinkeln β_a zwischen 10° und 20°, wobei die Versuchswerte aber etwas tiefer liegen als die theoretischen Werte mit einem maximal zulässigen Schaufelwinkel an der Nabe [2]. Pfleiderer hat deshalb selbst in seinem Berechnungsbeispiel für $n_a = 300$, $\beta_a 10^\circ$ anstelle des





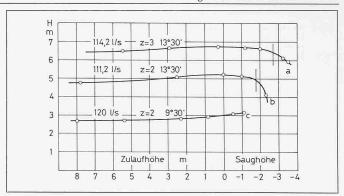


Bild 26. Kavitationsversuche an den Modellpumpen a, b, c bei 2400 U/min

Tabelle 6. Nenndaten bei Modell und Ausführung

| | Modellpumpe | | | | Ausführung | | | | | |
|---|---------------------|------------|-----------------|--------------|------------|-----------|---------------------|------------|----------|--------------|
| | D ₂ [mm] | V [l/s] | <i>H</i> [m] | n [U/min] | z | β_a | D ₂ [mm] | V [l/s] | H [m] | n [U/min] |
| a | 200 | 124,6 | 5,4 | 2400 | 3 | 13°30′ | 430 | 500 | 4,1 | 970 |
| b | 200 | 124,6 | 3,97 | 2400 | 2 | 13°30′ | 430 | 500 | 3,0 | 970 |
| С | 200 | 119,9 | 2,53 | 2400 | 2 | 9°30′ | 820 | 2000 | 2,5 | 580 |

theoretischen Wertes $r_a / r_i = 3.3$ den Wert 2,4 gewählt, damit auch am inneren Durchmesser eine genügende Auseinanderstellung der Schaufeln und ein günstiger Schaufelwinkel an der Nabe erreicht wird.

Abschliessend sind damit die wichtigsten Richtwerte zur Erreichung guter Wirkungsgrade gegeben, wobei die Ausführung je nach besonderen Verhältnisse von diesen Durchschnittswerten leicht abweichen dürfen.

Wirkungsgradaufwertung

Die Versuche nach Bild 14-18 mit verschiedenen Schaufelzahlen und Schaufelwinkeln wurden an einer Pumpe mit 200 mm Laufraddurchmesser vorgenommen, die gleichzeitig als Modellpumpe für zwei grössere Ausführungen von $D_2 = 430$ und D_2 820 mm diente (Tabelle 6).

Bild 24 zeigt den Verlauf der gemessenen Wirkungsgrade der Pumpe a bei 200 mm und 430 mm Laufraddurchmesser. Der Förderstrom ist dabei auf den Durchmesser 430 mm umgerechnet.

In Abweichung der üblichen Aufwertungsformeln ergab sich für diesen Durchmesserbereich ein unerwartet hoher Aufwertungsexponent $\alpha = 0.39$.

Es ist
$$\frac{1 - \eta}{1 - \eta_{v}} = \left(\frac{Re_{v}}{Re}\right)^{\alpha} \text{ mit } Re = \frac{u_{1a}D_{1a}}{v}$$

$$\frac{1 - 0,805}{1 - 0,75} = \left(\frac{5,02 \cdot 10^{6}}{9,39 \cdot 10^{6}}\right)^{\alpha} \quad \alpha = 0,39$$

Dieser Exponent a ist neben den Grössenverhältnissen auch abhängig von Rauhigkeitseinflüssen. Sowohl Modell als auch Ausführungen wiesen gleiche absolute Rauhigkeit, d.h. einen Verputzgrad, auf, wie er wirtschaftlich vertretbar und in der Praxis üblich ist.

Da es sich bei diesem hohen Aufwertungsexponenten nicht um einen Vergleich des hydraulischen Wirkungsgrades η_h , sondern um den absoluten Wirkungsgrad η handelt, können natürlich die unterschiedlichen mechanischen Verlustanteile den Aufwertungsexponenten verfälschen. Das gleiche dürfte auch beim Vergleich mit den älteren Versuchen von Lawaczeck [11] nach Bild 25 zutreffen. Der Wirkungsgrad der beiden ähnlich grossen Räder 200 mm und 460 mm Durchmesser ändert von 82,5 Prozent auf 87,5 Prozent, woraus sich sogar der Exponent $\alpha = 0.4$ errechnet und damit wesentlich höher liegt als bei Aufwertungsformeln mit α = 0,1-0,25. Auch hier zeigt sich, dass bei kleineren Pumpen und gar noch bei kleinen Leistungen die Wirkungsgrade mit wachsendem Durchmesser stärker ansteigen, als wenn man von etwas grösseren Modellpumpen ausgeht.

Kavitationsverhältnisse

Bild 26 zeigt Kavitationsversuche an der Modellpumpe D = 200 mm mit verschiedenen Schaufelzahlen und Schaufelwinkeln nach Ausführung a, b und c. Bei diesen Versuchen ist analog zu den Ergebnissen bei Halbaxialpumpen bei höherer Schaufelzahl das Kavitationsverhalten günstiger, d.h., es werden dabei grössere Saughöhen erreicht. Für die Messwerte bei Zulaufhöhen wurde eine Zubringerpumpe vorgeschaltet.

Leider konnte beim Versuch c mit niedrigerem Schaufelwinkel $\beta_2 = 9^{\circ} 30'$ kein exaktes Ergebnis erzielt werden, weil bei einer Gesamtförderhöhe der Pumpe von ca. 2,5 m und einer Druckhöhe von 1,4 m über Laufradmitte die maximal erreichbare Saughöhe 1,1 m beträgt und deshalb ein Versuch mit grösseren Saughöhen nicht möglich war. Auch bei den Versuchen a und b konnte die Saughöhe nur soweit gemessen werden, als es die Gesamtförderhöhe abzüglich ca. 1,4 m Druckhöhe zuliess.

Bei sämtlichen Versuchen ergab sich vor Eintritt der Kavitation ein Anstieg der Gesamtförderhöhe, eine Beobachtung, die auch andernorts gemacht wurde. Allerdings ging damit eine leichte Wirkungsgradsenkung einher, sobald bei der Pumpe die Zulaufhöhe in Saugbetrieb umschlug.

Obwohl die Saughöhen nicht ausgefahren werden konnten, wurden bei diesen Kavitationsversuchen Pfleiderer-Saugzahlen von S = 3,0-3,7 erreicht, womit diese etwas höher liegen als die im Fachschriftentum angegebenen mittleren Werte von $S \approx 2,4$.

Literatur

- [1] Schmiedl, E.: «Untersuchungen an einer halbaxialen Spiralgehäusepumpe mit Laufrädern verschiedener Schaufelzahl und Austrittswinkel». Dissertation TU Braunschweig, 1971
- [2] Pfleiderer, C.: «Die Kreiselpumpen für Flüssigkeiten und Gase». 5. Auflage. Springer Verlag, Berlin 1961
- Welz, E.: Schweizer Archiv, 1966: 144
- [4] NPSH bei Kreiselpumpen. Europump-Broschüre
- [5] Petermann: VDI-Z, 1963: 595/6
- Schlimbach, A.: Mitt. Forsch.-Anst. Gute Hoffn.-Konzern, Okt. 1935, S. 54
- [7] Petermann/Diedrich: «Über die Förderhöhe von Axialpumpen bei geänderter Laufschaufelzahl». VDI-Z, 1. Febr. 1957
- Kasperowski, E.: KSB-Mitteilungen, Nr.
- [9] Troskolanski, A.T.: «Kreiselpumpen», S. 249. Birkhäuser-Verlag, Basel
- [10] Stepanoff: «Radial- und Axialpumpen». S. 62. Springer-Verlag, Berlin 1959
- [11] Lawaczek: «Turbinen und Pumpen». S. 91. Springer-Verlag, Berlin 1932

Adresse des Verfassers: Dr. h.c. K. Rütschi, K. Rütschi AG, Pumpenbau, 5200 Brugg.