

<b>Zeitschrift:</b>	Schweizerische Bauzeitung
<b>Herausgeber:</b>	Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
<b>Band:</b>	78 (1960)
<b>Heft:</b>	12
<b>Artikel:</b>	Die Pfleiderer-Saugzahl als Gütegrad der Saugfähigkeit von Kreiselpumpen
<b>Autor:</b>	Rütschi, K.
<b>DOI:</b>	<a href="https://doi.org/10.5169/seals-64855">https://doi.org/10.5169/seals-64855</a>

### 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>**

## Die Pfleiderer-Saugzahl als Gütegrad der Saugfähigkeit von Kreiselpumpen

Von Dr. h. c. K. Rütschi, Brugg

DK 621.671

### A) Die grösstmögliche Saughöhe

Sinkt in der Pumpe der Wasserdruck an irgendeiner Stelle auf den der Wassertemperatur entsprechenden Dampfdruck, so tritt Dampfbildung, d. h. Loslösung des Wassers von der Wand ein. Infolge Fehlen eines dämpfenden Zwischenstückes trifft das Wasser an solchen Hohlraumstellen schlagartig auf die Wand, wobei neben starkem Geräusch und Wirkungsabfall Anfressungen des Materials die unangenehmsten Folgen sind. Zur Vermeidung der Kavitation darf eine grösste zulässige Saughöhe  $H_s$  nicht überschritten werden, wobei gesetzt wird

$$H_s = e_s + Z_s + \frac{c_s^2}{2g}$$

Hierin bezeichnen (nach den VDI-Leistungsregeln DIN 1944)

$e_s$  die statische Saughöhe, d. h. den senkrechten Abstand der Welle vom Saugwasserspiegel,

$Z_s$  die Widerstandshöhe in der Saugleitung und

$c_s$  die Geschwindigkeit am Saugstutzen der Pumpe.

Es ist zu beachten, dass der kleinste Druck des Einlaufbereiches am höchst gelegenen Punkt des Laufrades, also bei waagrechter Welle bei B (siehe Bild 1) zu suchen ist, so dass dieser Höhenunterschied insbesondere bei grösseren Pumpen zu berücksichtigen ist; dabei tritt an Stelle der genormten Saughöhe  $H_s$  die «gesamte Saughöhe»

$$H'_s = H_s + \frac{D_1}{2}$$

Die grösstmögliche erreichbare Saughöhe  $H'_{s\ max}$  sollte eigentlich entsprechend dem Druck  $A$  der äusseren Atmosphäre und der zur Flüssigkeitstemperatur gehörenden Dampf-Spannung  $H_t$  sein

$$H'_{s\ max} = A - H_t$$

wobei aber in Wirklichkeit diese theoretische Saughöhe nie erreicht wird, weil vorher infolge Drucksenkungen im Laufrad Kavitation auftritt. Es muss also am Radeintritt ein Drucküberschuss  $\Delta h$  über dem Verdampfungsdruck zur Verfügung stehen, damit im Innern der Pumpe Kavitation vermieden wird. Man bezeichnet diesen Drucküberschuss  $\Delta h$  als «Haltdruck» oder «Mindestzulaufhöhe», d. i. der Mindestbetrag, um den die absolute Druckhöhe am Eintritt in die Schaufelkanäle grösser sein muss, als die zur Temperatur der Flüssigkeit gehörende Dampfdruckhöhe.

Als grösstmöglichen Wert der gesamten Saughöhe erhält man somit

$$H_s = A - H_t - \Delta h$$

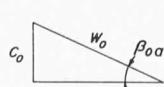
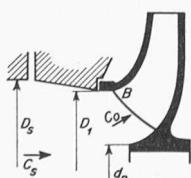


Bild 1. Radialrad mit Geschwindigkeitsdreieck am Eintritt

$D_s$  = Saugstutzendurchmesser  
 $D_1$  = Eintrittsdurchmesser  
 $d_n$  = Nabendurchmesser  
 $c_s$  = Geschwindigkeit im Saugstutzen

$c_0$  = Geschwindigkeit kurz vor den Schaufeln  
 $w_0$  = Relativgeschwindigkeit  
 $u_{1a}$  = Umfangsgeschwindigkeit im Punkt B  
 $\beta_{0a}$  = Eintrittswinkel im Punkt B

Man ist bestrebt, im Pumpenbau diese Mindestzulaufhöhe möglichst gering zu halten, und es ist im Verlauf der letzten Jahre gelungen, durch konstruktive Massnahmen beim Radeintritt und Wahl optimaler Geschwindigkeiten den Wert  $\Delta h$  wesentlich zu senken.

### Kavitationsbeiwert $\sigma$ nach Thoma

Hat man durch die Erfahrung für eine Radform einen Wert

$$\Delta h = A - H_t - H_s$$

gefunden, so ist nach Thoma<sup>1)</sup> für modellähnliche Räder, d. h. solche mit gleicher spezifischer Drehzahl  $n_q$ , ein bestimmtes Verhältnis

$$\sigma = \frac{A - H_t - H_s}{H} = \frac{\Delta h}{H}$$

festgelegt. Mit diesem Thomaschen Kavitationsbeiwert  $\sigma$  kann man nun für eine gegebene Saughöhe  $H_s$  entweder die grösstmögliche Förderhöhe  $H$  oder für eine gegebene Förderhöhe die höchsterreichbare Saughöhe  $H_s$  festlegen. Ein bestimmter Wert  $\sigma$  gilt dabei nur für modellähnliche Ausführungen, ist also eine Funktion der spezifischen Drehzahl und nimmt mit wachsender Schnellläufigkeit zu.

Die Verwendung des Thomaschen Kavitationsbeiwertes  $\sigma$  bürgerte sich zuerst im Turbinenbau und etwas später auch im Pumpenbau ein. C. von Widdern<sup>2)</sup> veröffentlichte 1936 Werte über den Verlauf von  $\sigma$  in Abhängigkeit der spezifischen Drehzahl, die auch heute noch für marktgängige Ausführungen zutreffen. Im Gegensatz jedoch zu den bisherigen Anschauungen, wonach  $\sigma$  bei Modellähnlichkeit unveränderlich sei, haben Reihenversuche des Verfassers an Pumpen<sup>3)</sup> gezeigt, dass  $\sigma$  auch von der Reynoldsschen Zahl und der Güte der Ausführung abhängig ist.

Pfleiderer<sup>4)</sup> hat deshalb für diesen Kavitationsbeiwert den hydraulischen Wirkungsgrad  $\eta_h$  mit einbezogen und kommt in Abhängigkeit der spezifischen Drehzahl  $n_q$  auf

$$\sigma = \frac{\Delta h}{H} = \frac{k_5}{\eta_h^\gamma} n_q^{4/3}$$

Bild 2 zeigt  $\sigma$ -Werte über der spezifischen Drehzahl  $n_q$  in Abhängigkeit des hydraulischen Wirkungsgrades, wobei sich bei den erwähnten Reihenversuchen  $k_5 = 7,5 \cdot 10^{-4}$  und der Exponent  $\gamma = 3$  ergab. Die kräftig ausgezogene Linie bei  $\eta_h = 0,85$  stimmt mit der Veröffentlichung von C. von Widdern überein.

### Saugzahl $S$ nach Pfleiderer

Die Grösse der erreichbaren Saughöhe ist in erster Linie vom Betrag des Haltdruckes abhängig, der so klein wie möglich zu halten ist. Dieser Haltdruck, d. h. die Druckhöhensenkung am Schaufeleintritt, wurde bisher direkt am Saugstutzen der Pumpe gemessen, wogegen nach neueren Anschauungen<sup>5)</sup> für den Druck am Saugstutzen der Gesamtdruck, also statischer Druck + Staudruck  $c_s^2/2g$

1) D. Thoma, «VDI-Z» 1925, S. 232.

2) «Escher Wyss Mitteilungen» Nr. 1, 1936.

3) «Schweizer Archivs» Nr. 2, Februar 1951: «Untersuchungen an Spiralgehäusepumpen verschiedener Schnellläufigkeit».

4) C. Pfleiderer: Die Kreiselpumpen für Flüssigkeiten und Gase, 4. Auflage, Berlin, Göttingen, Heidelberg 1955, Springer-Verlag.

5) Siehe demnächst erscheinende 5. Auflage: C. Pfleiderer: Die Kreiselpumpen für Flüssigkeiten und Gase, Springer-Verlag.

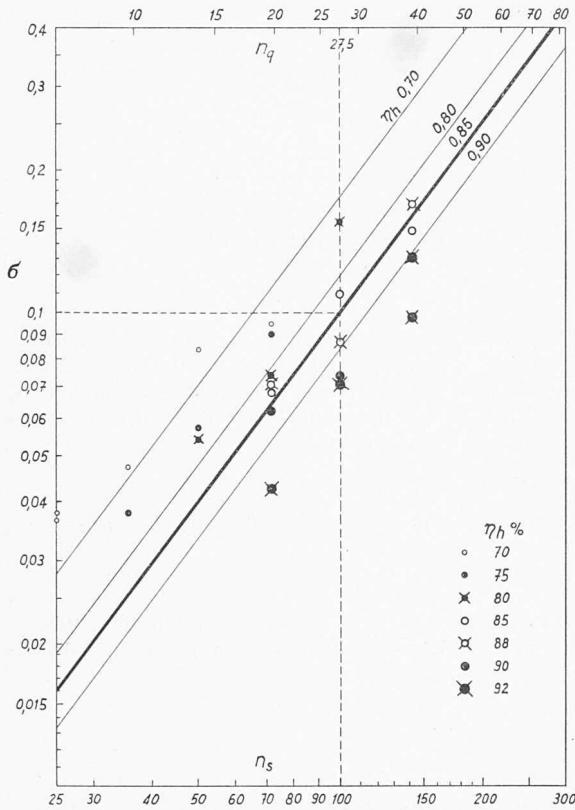


Bild 2. Thomascher Kavitationsbeiwert

$\sigma = (A - H_t - \Delta h)/H$  in Abhängigkeit der spez. Drehzahl  $n_s$  oder  $n_q = n_s/3,65$ . Die kräftig ausgezogene Linie für Pumpen  $\eta_h = 0,85$  entspricht den Versuchen von C. von Widdern<sup>2)</sup>

$$\sigma = \frac{7,5 \cdot 10^{-4}}{\eta_h^3} n_q^{4/3}$$

zu nehmen ist, denn beide Anteile tragen zur Ermöglichung des Eintrittes des Wassers in die Schaufelkanäle bei.

Es ergibt sich dabei ein ideeller Haltedruck, den wir *Gesamthalteindruckhöhe*<sup>6)</sup>  $\Delta h_{ges}$  nennen, welcher gegenüber dem am Saugstutzen gemessenen Haltedruck um den Betrag des Staudruckes  $c_s^2/2g$  höher ist. Es ist also

$$\Delta h_{ges} = \Delta h + c_s^2/2g = A - H_t - H_s + c_s^2/2g$$

Mit  $\Delta h_{ges}$  wird die Saugfähigkeit der Beschaufelung erst richtig wiedergegeben, weil dieser Wert gleich bleibt, unabhängig davon, an welchem Querschnitt des Saugstutzens der Saugdruck gemessen wird.

Erst damit sind eindeutige Vergleiche über die Saugfähigkeit von Pumpenlaufrädern möglich, wogegen der am Saugstutzen gemessene Wert  $\Delta h$  ohne Berücksichtigung des Staudruckes, je nach dem gewählten Durchmesser des Saugstutzens, beim gleichen Laufrad beliebige Werte ergeben könnte. In den nachfolgenden Ausführungen wird deshalb überall die Gesamt-Halteindruckhöhe  $\Delta h_{ges}$  verwendet. Sie setzt sich dabei wie folgt zusammen:

$$\Delta h_{ges} = \lambda_1 \frac{w_0^2}{2g} + \lambda_2 \frac{c_0^2}{2g}$$

d. h. dem Anteil der relativen Geschwindigkeitshöhe und dem Anteil der absoluten Geschwindigkeit, gemessen im Saugmund vor der Saugkante der Laufschaufel.  $\lambda_1$  und  $\lambda_2$  sind Erfahrungszahlen, welche die Drucksenkung infolge der im Laufkanal auftretenden Uebergeschwindigkeiten über  $w_0$  und die zusätzliche Druckabnahme infolge Erzeugung von  $c_0$  und Reibung berücksichtigen. Pfleiderer gibt für  $\lambda_1$  einen Mittelwert von 0,3 an und für  $\lambda_2 = 1,2$  also einen etwas grösseren Wert als 1,0, wie er häufig einfachheitsshalber eingesetzt wird. Da diese Verlusthöhen geschwin-

<sup>6)</sup> Im englischen Sprachbereich NPSH (Net positive Suction Head).

digkeitsabhängig sind, verändern sie sich entsprechend der absoluten Geschwindigkeit  $c_0$  und der relativen Geschwindigkeit  $w_0$ .

Es muss also das Optimum aus einem möglichst kleinen  $c_0$ , d. h. einem grossen Eintrittsdurchmesser  $D_1$  des Rades, und anderseits einem möglichst kleinen  $w_0$  gesucht werden, was umgekehrt einem kleinen Raddurchmesser entsprechen würde. Pfleiderer kommt nun durch theoretische Ueberlegungen zu folgendem Optimalwert:

$$\frac{c_0}{w_0} = \operatorname{tg}(\beta_{0a})_{opt} = \sqrt{\frac{1}{2} \frac{\lambda_1}{\lambda_1 + \lambda_2}}$$

wobei  $\operatorname{tg}(\beta_{0a})_{opt} = 0,316 = 17^\circ 32'$  wird, bei Annahme von  $\lambda_1 = 0,3$  und  $\lambda_2 = 1,2$ .

Dabei konnte gleichzeitig eine Beziehung gefunden werden, welche das Kavitationsverhalten der Pumpen von der Thomaschen Kavitationsziffer  $\sigma$ , bzw. von der spezifischen Drehzahl unabhängig macht, indem

$$\frac{n^2 V}{k \Delta h_{ges}^{3/2}} = \frac{30^2}{\pi} \left( \frac{2g}{(\cos^2 \beta_{0a} \sin \beta_{0a})^{2/3} + \lambda_2 \operatorname{tg}^{4/3} \beta_{0a}} \right)^{3/2}$$

entspricht. Die rechte Seite dieser Gleichung ist also nur von  $\beta_{0a}$  und den Beiwerten  $\lambda_1$  und  $\lambda_2$  abhängig und ist konstant, falls  $\beta_{0a}$  und die  $\lambda$ -Werte als gleichbleibend angenommen werden. Um grössere Zahlen zu vermeiden, setzen wir auf der linken Seite  $n/100$  statt  $n$  und nennen diesen Ausdruck

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

wobei  $n$  = Drehzahl per Minute

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

$\Delta h_{ges}$  = Drucksenkung in m

$k$  = Naberverengungsgrad  $1 - (d_n/D_1)^2$

Der Verlauf der Saugzahl  $S$  für  $\lambda_1 = 0,3$  und  $\lambda_2 = 1,2$  ist in Bild 3 in Abhängigkeit von  $\beta_{0a}$  dargestellt und ergibt beim optimalen Eintrittswinkel  $17^\circ 32'$  einen Wert von 2,61.

Die Saugzahl  $S$  ist also für alle Radformen unveränderlich, solange der Eintrittswinkel  $\beta_{0a}$  ungefähr gleich bleibt und sich auch die  $\lambda$ -Werte nicht ändern. Diese können aber je nach Schaufelzahl, Kopfform, Schaufelbelastung und Modellgrösse abweichen und hängen von weiteren in ihrer Auswirkung noch nicht voll erkannten Einflüssen ab. Damit wird die Saugzahl gleichzeitig eine *Güteziffer* zur Beurteilung des Erfolges der in der Hand des Herstellers liegenden Massnahmen zur Verbesserung der Saugfähigkeit, unabhängig von der spezifischen Schnellläufigkeit des Rades.

In Abweichung der bei marktgängigen Pumpen üblichen Mittelwerte von  $\lambda_1 = 0,3$  und  $\lambda_2 = 1,2$  wird in einem Bei-

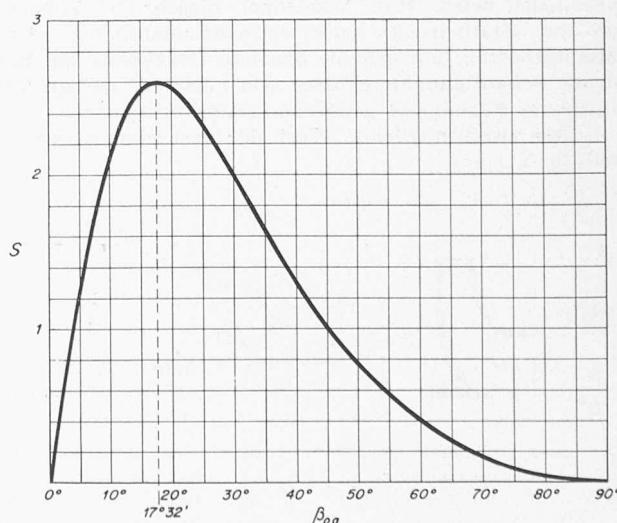


Bild 3. Saugzahl  $S$  in Abhängigkeit von Zuströmwinkel  $\beta_{0a}$  für  $\lambda_1 = 0,30$  und  $\lambda_2 = 1,20$

trag von Krisam<sup>7)</sup> berichtet, dass bei einer Pumpe für einen Förderstrom  $V = 1650 \text{ m}^3/\text{h}$  bei der Drehzahl 950 U/min die Mindestzulaufhöhe  $\Delta h$  mit 1,68 gemessen wurde, woraus sich eine Saugzahl  $S = 22,8$  und ein Wert  $\lambda_1 = 0,055$  ergab. Die Haltedruckhöhe  $\Delta h = 1,68 \text{ m}$  entspricht nun allerdings der direkten Messung am Saugstutzen. Unter Zugrundelegung einer Saugstutzen-Geschwindigkeit  $c_s = 3 \text{ m/s}$  erhöht sie sich auf eine Gesamthaltdruckhöhe

$$\Delta h_{ges} = \Delta h + c_s^2/2g = 1,68 + 0,46 = 2,14 \text{ m}$$

so dass die angegebene Saugzahl auf  $S = 15,9$  zu korrigieren ist.

Um nachzuprüfen, welche Saugzahlen  $S$  den in Bild 2 eingezeichneten  $\sigma$ -Werten zugrundeliegen, bedienen wir uns der Umrechnungsformel

$$\sigma = \left( \frac{n_q}{100} \right)^{4/3} \frac{1}{(k S)^{2/3}}$$

und erhalten eine Übersicht (Bild 4), welche den Einfluss hoher Saugzahlen auf das Saugvermögen, bzw. den Thomaschen Kavitationsbeiwert  $\sigma$  darstellt.

Für die Nabenvorengung ist ein Verhältnis  $d_n/D_1 = 0,5$  angenommen worden, so dass in obiger Gleichung  $k = 1 - (d_n/D_1)^2 = 0,75$  eingesetzt wird. In der Praxis schwankt dieser Wert aber zwischen 0,7 und 0,9, weshalb die Linien dieser Bild 4 als Durchschnittswert zu gelten haben. Beim Vergleich mit Bild 2 ist auch noch zu berücksichtigen, dass den dortigen  $\sigma$ -Werten die niedrigere Haltedruckhöhe  $\Delta h$  zugrundeliegt und nicht  $\Delta h_{ges}$ , wie dies für zukünftige Vergleiche notwendig ist. Der in Bild 2 kräftig ausgezogene Durchschnittswert von C. von Widdern ergäbe in Bild 4 eine Saugzahl  $S = 3,15$ . Nimmt man aber ein ungefähres Verhältnis  $\Delta h_{ges}/\Delta h = 1,3$  an, so wird die nach dem neuen Begriff bestimmte Saugzahl um  $(\Delta h_{ges}/\Delta h)^{3/2} = 1,45$  mal kleiner, im vorliegenden Falle also  $S = 3,15/1,45 = 2,18$ .

Damit liegen die von C. von Widdern festgestellten durchschnittlichen Kavitationsverhältnisse, bzw. die sich hieraus ergebende Saugzahl  $S = 2,18$  etwas unter dem von Pfleiderer für  $\lambda_1 = 0,3$  und  $\lambda_2 = 1,2$  berechneten Optimalwert  $S = 2,61$ .

Ein Vergleich von Bild 4 mit Bild 2 zeigt ferner, dass bei höheren Wirkungsgraden bzw. grösseren Abmessungen sich auch höhere Saugzahlen einstellen. Allerdings gehen die neuesten  $S$ -Werte weit über das hinaus, was man auf Grund von Bild 2 erwarten durfte. Es müssen deshalb andere, stärkere Einflüsse vorhanden sein, welche die Saug-

<sup>7)</sup> F. Krisam Neue Erkenntnisse im Kreiselpumpenbau, «VDI-Z» vom 15. April 1953.

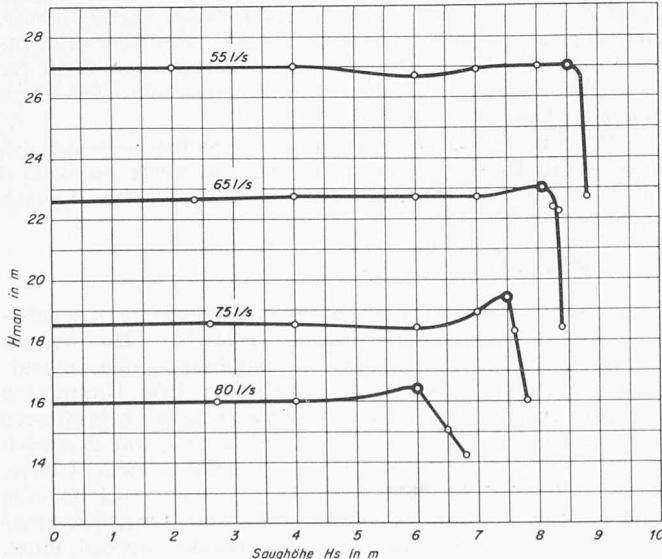


Bild 5. Saugversuche mit «Fiscalin»-Rad nach Bild 5. Als max. Saughöhe  $H_s$  wird jeweils der Punkt kurz vor dem Steilabfall der Kurve betrachtet. Atmosphärendruck  $A = 9,9 \text{ m}$

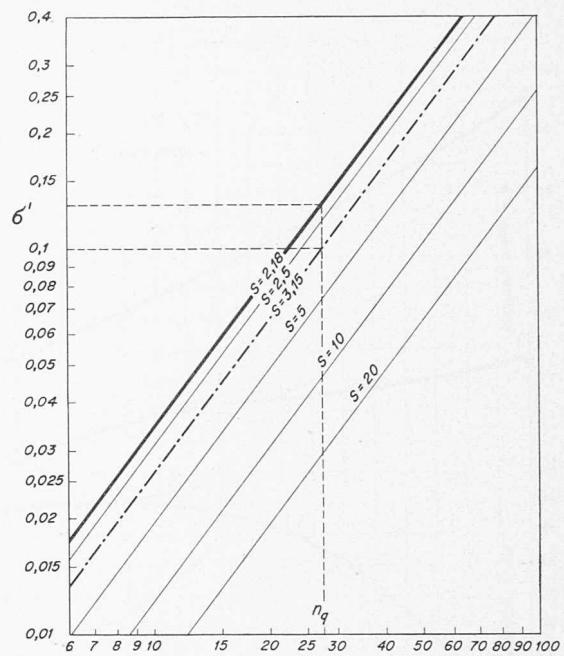


Bild 4. Thomascher Kavitationsbeiwert  
 $\sigma = (A - H - \Delta h_{ges})/H$  und Pfleiderer-Saugzahl  $S$  in Abhängigkeit der spez. Drehzahl  $n_q$ . Die kräftig ausgezogene Kurve aus Bild 2 entspricht den Werten C. von Widdern oder einer Pfleiderer-Saugzahl  $S = 2,18$  beim Nabenvorengungsgrad  $k = 0,75$  und  $\Delta h_{ges}/\Delta h = \sim 1,3$ . Für eine bestimmte spez. Drehzahl  $n_q$  sind je nach Saugzahl  $S$  beliebige  $\sigma$ -Werte möglich

ziffer  $S$  bzw. den Beiwert  $\lambda_1$  beeinflussen, wobei bekannt ist, dass niedrige Schaufelbelastung, Vergrösserung der Austrittsbreite  $b_2$  und weit in den Eintritt vorgezogene Schaufeln die Saugfähigkeit verbessern.

## B) Das Fiscalin-Rad

Die Firma Pumpenbau Brugg hat Versuche mit einer neuen Radform unternommen, welche nach dem Erfinder als «Fiscalin-Rad» bezeichnet wird. Dabei ergaben sich unerreicht hohe Saugziffern, die  $S = 20$  noch übertreffen. Bild 6 zeigt das Rad einer einstufigen Pumpe, bei welchem die Schaufeln stark in den Einlauf vorgezogen sind. In Bild 5 sind die Saugversuche bei verschiedenen Teillastverhältnissen dargestellt. Für die höchst zulässige Saughöhe ist jeweils die Stelle kurz vor dem Steilabfall der Kurve angenommen worden. Die Versuche wurden so durchgeführt,

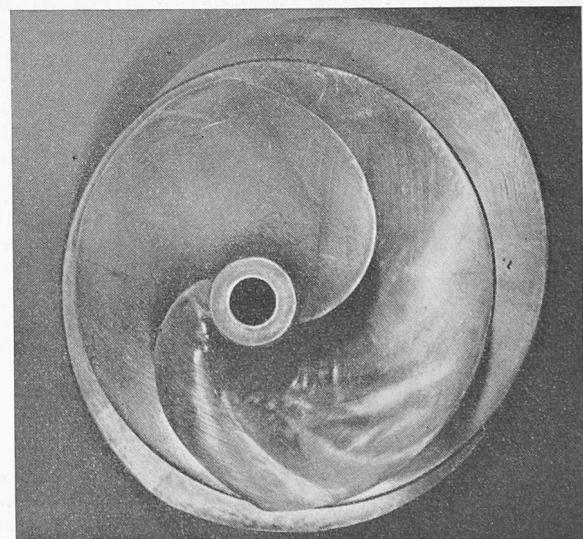


Bild 6. «Fiscalin»-Rad für höchste Saugfähigkeit. Versuchsergebnisse siehe Bilder 6 und 7

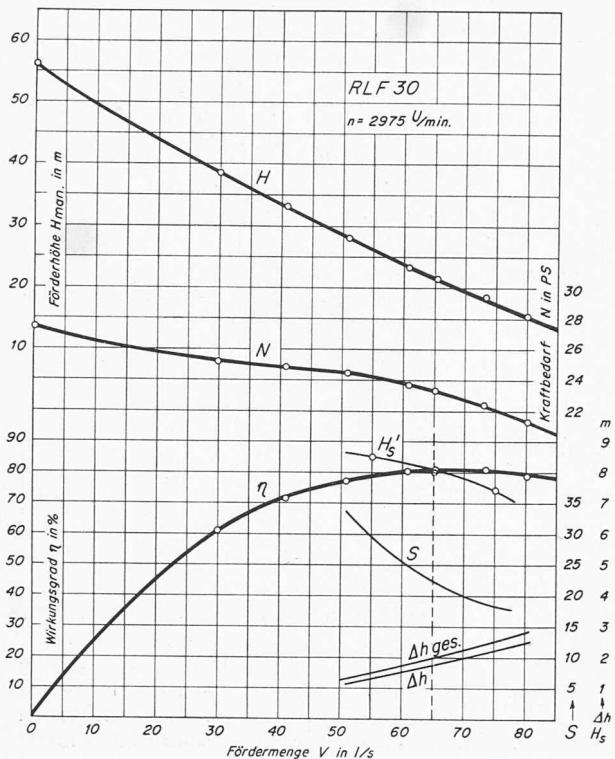


Bild 7. Leistungsversuche mit Rad nach Bild 6. Die  $H'_s$ -Kurve wurde aus Bild 5 erhalten.

$$\Delta h = A - H_t - H_s; \Delta h_{ges} = A - H_t - H_s + c_s^2/2g; A = 9,9 \text{ m}; H_t = 0,15 \text{ m}; V = 65 \text{ l/s}; S = 22,2; \lambda_1 = 0,046$$

dass bei der Wassermessvorrichtung jeweils eine konstante Menge eingehalten und dabei die zugehörige Druckhöhe beobachtet wurde. Auf dem ganzen Verlauf des Betriebsfeldes wurde eigentümlicherweise kurz vor Kavitationsbeginn eine Erhöhung der Druckhöhe sowie des Wirkungsgrades festgestellt, welche Erscheinung bei Pumpen auch anderweitig schon beobachtet wurde.

In Bild 7 sind die Betriebsverhältnisse der Pumpe wiedergegeben sowie der Verlauf der Gesamthalitedruckhöhe  $\Delta h_{ges}$  bei  $A - H_t = 9,75 \text{ m}$  und der Saugzahl  $S$ . Die Saughöhe  $H'_s$  wurde am Saugstutzen gemessen und in der Höhenlage auf Punkt B in Bild 1 bezogen. Für die Gesamthalitedruckhöhe  $\Delta h_{ges}$  wurde zum Wert  $\Delta h = A - H_t - H'_s$  der Staudruck  $c_s^2/2g$  hinzugezählt, wobei sich  $c_s$  aus  $V$  und dem Saugstutzenquerschnitt von  $D_s = 200 \text{ mm}$  berechnet. Eine Bestimmung des  $\lambda_1$ -Wertes ergab den überaus niedrigen Betrag von  $\lambda_1 = 0,046$  gegenüber dem von Krisam veröffentlichten Niedrigstwert von  $\lambda_1 = 0,055$  oder dem bei marktgängigen Pumpen vorherrschenden Durchschnittswert von  $\lambda_1 = 0,30$ .

Die beim vorstehend beschriebenen Rad gewonnenen Erkenntnisse erlaubten, die gleiche Berechnungsweise auch auf normale Radialräder zu übertragen. Hierbei wurde die Aufgabenstellung insofern erschwert, als verlangt wurde, in eine normale Serienpumpe ein «Fiscalin»-Rad einzubauen, an welches gleichzeitig folgende Forderungen des modernen Pumpenbaues gestellt wurden:

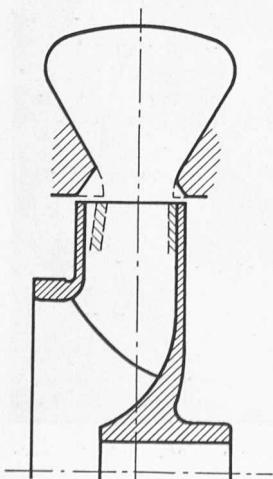


Bild 8. Einbau eines «Fiscalin»-Rades in eine Serienpumpe. Entsprechend der grösseren Laufraudaustrittsbreite musste das Spiralgehäuse behelfsmässig ausgedreht werden.

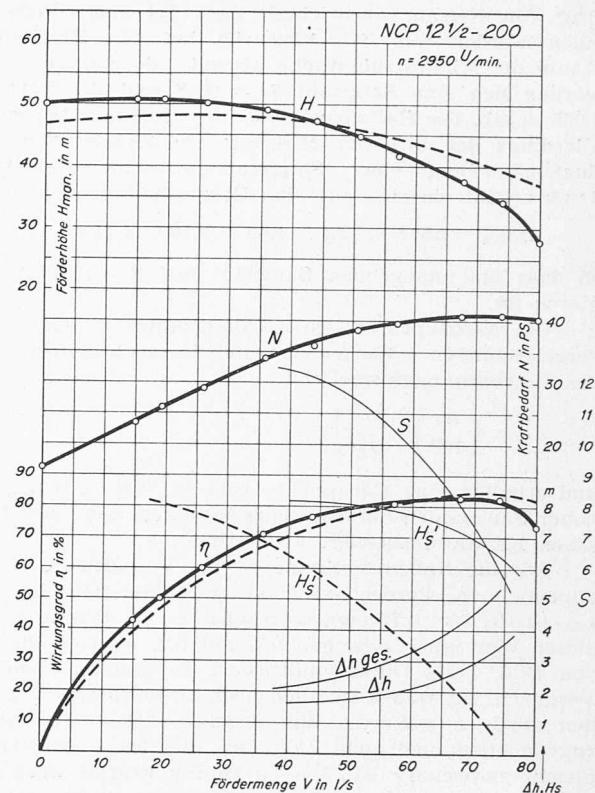


Bild 9. Leistungskurve mit Rad nach Bild 8. Die ursprüngliche Saughöhe des Normalrades konnte stark verbessert werden; gleichzeitig wurde die Stabilität erhöht.  $V = 67, S = 8, \lambda_1 = 0,109$

1. Vergrößerung der Saugfähigkeit bzw. der Saugzahl  $S$
2. möglichst stabile Drosselkurve
3. Beibehaltung des hohen Wirkungsgrades

Erschwerend kam noch hinzu, dass diese Forderungen möglichst mit einfach gekrümmter Schaufelung zu erfüllen waren, um komplizierte Modelle und Abgüsse, besonders bei Kleinpumpen, zu vermeiden. Bild 8 zeigt die Änderung des Rades und der Gehäusespirale gegenüber der punktiert gezeichneten Normalausführung, wobei das Gehäuse lediglich auf die skizzierte Art ausgedreht wurde. Mit einem passend zum Laufrad konstruierten Spiralgehäuse wären mit Sicherheit noch bessere Ergebnisse zu erwarten. In Bild 9 sind die Leistungskurven eingetragen, wobei die punktierten Werte der ursprünglichen Ausführung entsprechen. Man sieht, dass neben der Stabilität der Drosselkurve ganz besonders das Saugvermögen stark verbessert werden konnte. Die beim normalen Rad festgestellte Saugzahl  $S = 2,28$  für  $V = 67,5 \text{ l/s}$  konnte auf  $S = 8$  erhöht werden und stellt für diese Pumpengröße und für einfache gekrümmte Schaufeln eine ganz besondere Leistung dar.

Um die Auswirkung solch hoher Saugzahlen auf den praktischen Betrieb darzulegen, sind die Werte aus Bild 4 für bestimmte Drehzahlen und Liefermengen von Pumpen nach der Gleichung

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

umgerechnet worden, wobei die Nabenvorverengung  $k$  wiederum zu 0,75 angenommen wurde (Bild 10). Die oberste Kurve mit  $S = 2,5$  entspricht ungefähr guten marktgängigen Pumpen bei der Drehzahl  $n = 2900 \text{ U/min}$ . Bei gleicher Drehzahl werden die notwendigen Zulaufhöhen entsprechend der Gesamthalitedruckhöhe  $\Delta h_{ges}$  um so niedriger, je höhere Saugzahlen mit den Pumpen erreicht werden. Gleichzeitig sind für die selben Fördermengen bei höheren Saugzahlen auch höhere Betriebsdrehzahlen möglich, ohne dass die Gesamthalitedruckhöhe vergrößert werden muss, wobei

$$\frac{n_1}{n_2} = \sqrt{\frac{S_1}{S_2}}$$

wird. Wenn also bei gleicher Saughöhe  $H_s$  mit der Saugzahl  $S = 10$  eine doppelt so hohe Betriebsdrehzahl als bisher mit  $S = 2,5$  gewählt werden darf, so können die Pumpen entsprechend kleiner und billiger gebaut werden. Diese mögliche Erhöhung der Pumpendrehzahl und damit der Leistungen wird z. B. besonders bedeutungsvoll beim Bau von Raketen, deren Förderaggregate höchste Drehzahlen mit grossen Leistungen bei kleinsten Gewichten aufweisen müssen, was nur mit solch hohen Saugzahlen  $S$  möglich ist.

Umgekehrt ist bei gleicher Drehzahl und gleicher Saughöhe mit einer Pumpe hoher Saugzahl eine Vergrösserung der Liefermenge im Verhältnis

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{S_1}{S_2}$$

möglich; also mit  $S = 10$  kann gegenüber bisherigen Pumpen mit der Saugzahl  $S = 2,5$  eine vierfach grössere Menge gepumpt werden.

Ebenso wichtig ist diese Verbesserung der Saugzahl  $S$  bei Förderung von Flüssigkeiten, die an der Grenze des Verdampfungsdrukkes stehen. War bisher z. B. bei einer Kesselspeisepumpe für  $V = 100 \text{ m}^3/\text{h}$  die notwendige Mindest-Zulaufhöhe  $\Delta h_{ges} = 5,4 \text{ m}$  bei  $S = 2,5$  und  $n = 2900 \text{ U/min}$ , so kann diese Zulaufhöhe bei  $S = 10$  und gleicher Drehzahl nach der Gleichung

$$\frac{\Delta h_{ges2}}{\Delta h_{ges1}} = \left( \frac{S_1}{S_2} \right)^2$$

auf  $\Delta h_{ges} = 2,1 \text{ m}$  oder bei  $V = 30 \text{ m}^3/\text{h}$  von 2,4 auf 0,95 m verringert werden.

Hier wirkt sich nun der Begriff der Gesamthalitedruckhöhe insofern vorteilhaft aus, als

$$\Delta h_{ges} = \Delta h + \frac{c_s^2}{2g} = H_{z geod} - H_{rs}$$

ist, so dass die geodätische Mindest-Zulaufhöhe  $H_{z geod}$  nach Kenntnis der Rohrverluste  $H_{rs}$  in der Zuleitung sofort ermittelt werden kann.

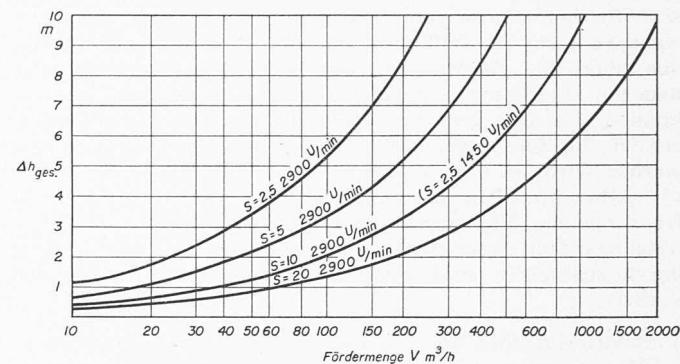


Bild 10. Gesamthalitedruckhöhe  $\Delta h_{ges}$  in Abhängigkeit der Fördermenge für  $S = 2,5, 5, 10$  und  $20$  bei  $2900 \text{ U/min}$

Die durch hohe Saugzahlen  $S$  mögliche Verminderung der notwendigen Zulaufhöhe auf wesentlich niedrigere Werte ist neben Heisswasserbetrieb auch in der Kälte- und Vakuumtechnik von grösstem Vorteil, weil dabei z. B. das Aufstellen der Pumpe in einem tieferen Stockwerk dahinfällt und so die ganze Apparatur samt Pumpe in einer Blockbauart vereinigt werden kann.

Damit sind einige Möglichkeiten gezeigt, welche die Verbesserung der Saugzahl  $S$  mit sich bringt, und gleichzeitig werden dem Ingenieur, welcher mit hydraulischen Maschinen zu arbeiten hat, die Notwendigkeit und die Vorteile der Benützung der Saugzahl  $S$  und des neueren Begriffes der Gesamthalitedruckhöhe  $\Delta h_{ges}$  näher gebracht.

Die mit dem neuen «Fiscalin»-Rad unternommenen Versuche werden noch weiter ausgedehnt, und es soll anhand von Reihenversuchen insbesondere auch der Einfluss der Modellgrösse auf die Saugzahl  $S$  noch näher untersucht werden, worüber in einem späteren Beitrag berichtet wird.

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

## Bemerkungen zur Ausnützungsziffer

Von Dr. iur. Rudolf Kappeler, Rechtsanwalt, Zürich

DK 711.644

Schluss von Seite 191

### 3. Möglichkeit der ersatzlosen Aufhebung anderer Eigentumsbeschränkungen?

In Architektenkreisen begegnet man verschiedentlich der Hoffnung, die Einführung der Ausnützungsziffer ermögliche die Aufhebung anderer Eigentumsbeschränkungen, insbesondere der Grenz- und Gebäudeabstände, sowie Geschosszahl- und Gebäude längenmaxima, ohne dass eine übermässige Ausnützung des Bodens zu befürchten sei.

Wären nun allerdings die Abstandsvorschriften nichts anderes als ein Mittel zur Ausnützungsbegrenzung, dann erschiene deren Ersetzung durch Ausnützungsziffern zum vornehmesten gerechtfertigt; denn jene eignen sich zum genannten Zwecke weit weniger als diese. Die Grenzabstände verfolgen nun aber darüber hinaus noch mannigfaltige andere Ziele, z. B. die Verhinderung ungünstiger Einwirkungen eines Gebäudes auf die Nachbarliegenschaften<sup>10)</sup> und die Sicherung einer genügenden unbebauten Fläche um das Gebäude herum auf dem eigenen Grundstück<sup>11)</sup>.

Dass der Gebäudeabstand vorweg der Erhaltung von genügend Licht und Luft dient, bedarf keiner weiteren Darlegung. Hebt man die Grenz- und Gebäudeabstände einfach auf, so gibt man damit — auch wenn gleichzeitig die Ausnützungsziffer eingeführt wird — alle diese durchaus legiti-

timen Zielsetzungen der Willkür der Bauenden preis. Dies wäre zweifellos ein Rückschritt gegenüber der bisherigen Ordnung. Die Aufhebung der Grenz- und Gebäudeabstandsvorschriften kommt deshalb nur in Betracht, wenn neben der Ausnützungsziffer noch weitere Eigentumsbeschränkungen ins Recht aufgenommen werden. Zu denken ist insbesondere an Lichteinfallsbestimmungen, welche aber schwer zu handhaben sind<sup>12)</sup>.

Entsprechendes gilt bezüglich der Geschosszahl- und Gebäude längenmaxima. Diese beiden Vorschriften bezeichnen ebenfalls nicht nur eine Beschränkung der Ausnützungintensität. Sie verfolgen vielmehr in beträchtlichem Masse auch ästhetische Ziele. Deren Verwirklichung vermag jedoch durch die Ausnützungsziffer allein niemals gesichert zu werden. Die Ausnützungsziffer ist sogar ästhetisch ausgesprochen neutral. Eine Aufhebung der Geschosszahl- und Gebäude längenmaxima ist nur dann ohne Nachteil für den Städtebau möglich, wenn diese ästhetische Zielsetzung durch zusätzliche neue Eigentumsbeschränkungen übernommen werden kann. Zu denken ist insbesondere an ver-

10) z. B. durch Licht-, Luftentzug, zu grosse Nähe von Lärm-, Erschütterungs- und Geruchquellen, Einsichtnahme. Die Verhinderung dieser Unannehmlichkeiten liegt keineswegs nur im privaten Interesse des Nachbarn, sondern auch in demjenigen der Öffentlichkeit, und wäre es nur deshalb, weil damit die Möglichkeit von Streitigkeiten zwischen Nachbarn herabgesetzt wird.

11) Damit die Feuerwehr leicht — ohne Niederreissen von Einfriedungen — zu allen Teilen des Gebäudes gelangen kann, keine engen vernachlässigen Schläuche zwischen Parzellengrenze und Hausmauer entstehen, stets ausreichend Platz für das Abstellen von Motorfahrzeugen vorhanden ist usw. Gerade letzterer Umstand lässt die Grenzabstände heute wieder als besonders aktuell erscheinen.

12) Es ist denn auch bezeichnend, dass bisher keine Zürcher Bauordnung, darunter solche, die von erfahrenen Planungsfachleuten ausgearbeitet wurden, ganz auf die Grenz- sowie Gebäudeabstände verzichtete und sie durch Ausnützungsziffern ersetzt. Dabei bietet das kantonale Baugesetz schon seit 1943 in § 68 Absatz 2 hiefür eine einwandfreie rechtliche Grundlage.