

**Zeitschrift:** Schweizerische Bauzeitung  
**Herausgeber:** Verlags-AG der akademischen technischen Vereine  
**Band:** 109/110 (1937)  
**Heft:** 6

**Artikel:** Ueber den Wirkungsgrad von Zentrifugalpumpen  
**Autor:** Rutschi, K.  
**DOI:** <https://doi.org/10.5169/seals-48989>

### **Nutzungsbedingungen**

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften auf E-Periodica. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Zeitschriften und ist nicht verantwortlich für deren Inhalte. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern beziehungsweise den externen Rechteinhabern. Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen sowie auf Social Media-Kanälen oder Webseiten ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. [Mehr erfahren](#)

### **Conditions d'utilisation**

L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. La reproduction d'images dans des publications imprimées ou en ligne ainsi que sur des canaux de médias sociaux ou des sites web n'est autorisée qu'avec l'accord préalable des détenteurs des droits. [En savoir plus](#)

### **Terms of use**

The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. Publishing images in print and online publications, as well as on social media channels or websites, is only permitted with the prior consent of the rights holders. [Find out more](#)

**Download PDF:** 16.01.2026

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

INHALT: Ueber den Wirkungsgrad von Zentrifugalpumpen. — Der Bau des Unterwassertunnels für die Kühlwasserversorgung des Elektrizitätswerkes in Dublin. — Schallschutz im Hochbau. — Birsfelder Rhein- und Landesplanung. — Mitteilungen: Lastspitzen öffentlicher Kraftwerke. Zum rumänischen Stadtbau. Erfahrungen an Löfflerkesseln.

Luftheizung der Münchner Flugzeughalle. Platten aus Granit und Gneis. Druckextraktion der Steinkohle. Herstellung von Edgips im Elektro-Ofen. Der Internat. Verband für Wohnungswesen. Arch. Prof. W. Gropius. — Mitteilungen der Vereine. — Sitzungs- und Vortrags-Kalender.

## Band 109

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

Nr. 6

## Ueber den Wirkungsgrad von Zentrifugalpumpen

Von K. RÜTSCHI in Firma Müller & Co., A. G., Brugg

In einer hier kürzlich erschienenen Abhandlung von J. Lalive<sup>1)</sup> wurde betont, wie wichtig die Kenntnis aller Einzelverluste und deren Geringhaltung zur Erreichung von Wirkungsgrad-Höchstwerten sei. Im folgenden sollen nun diese Verluste in ihre Hauptwerte zergliedert und in eine leicht fassliche Form gebracht werden. Damit wird eine richtige Beurteilung von Wirkungsgradangaben nicht nur bei Grosspumpen, sondern auch bei den weit häufiger vorkommenden Kleinpumpen ermöglicht.

Die Verluste der Kreiselpumpen lassen sich in folgende zwei Hauptgruppen einteilen: a) *Radreibung, Spaltverlust und Lagerreibung* [Reibung der Laufradseitenwände (auch der Entlastungsscheibe) im Wasser; Undichtheiten in Laufraddichtungsspalt, Stopfbüchse und Entlastungsscheibe (nur bei hydraulischem Achsschubausgleich); mechanische Gleitflächenverluste in Lager, Stopfbüchse und Zwischendichtungen]; b) *Druckhöhen- oder hydraulische Verluste* (Kanalreibung, Querschnitts- oder Richtungsänderungen, Umsetzungs- sowie Stoss- und Austauschverluste). Bei der ersten Hauptgruppe lassen sich die Verluste ziemlich genau vorausberechnen. Werkversuche, die zur Verkleinerung der hydraulischen Verluste namhaft beitragen können, bringen hier keine wesentlichen Erfolge, weil für jede bestimmte Pumpenkonstruktion diese Verluste zum Voraus gegeben sind. Dagegen ist eine Kenntnis der Höhe dieser in Kauf zu nehmenden Verluste bei der Wahl der günstigsten Drehzahl oder der Stufenunterteilung wertvoll. Leider sind die vielen Arbeiten über Einzelverluste meistens dem Anschauungskreis des Konstrukteurs zu wenig angepasst. Die nachfolgenden Auswertungen möchten in vereinfachter Form nur das Wesentlichste festhalten.

Für die *Radreibungsverluste*  $N_r$  gilt die Näherungsgleichung von Pfeleiderer<sup>2)</sup>

$$N_r = 0,0012 \cdot u_2^2 D_2^2 \quad \text{PS}$$

( $u_2$  = Umfangsgeschw. in m/sec,  $D_2$  = Raddurchm. in mm), die den üblichen Verhältnissen bei Kreiselpumpen mit seitlich nicht besonders geglätteten Laufrädern und einem grössten Wandabstand von  $0,05 D_2$  bei einer Wassertemperatur von  $20^\circ \text{C}$  entspricht. Abb. 1 veranschaulicht diesen Zusammenhang erstens für einige Hauptdrehzahlen, zweitens für die Umfangsgeschwindigkeit  $u_2 = 35 \text{ m/sec}$ . Bei gleichbleibender Drehzahl wächst  $N_r$  mit der fünften, bei gleichbleibender Umfangsgeschwindigkeit mit der zweiten Potenz des Laufrad-Durchmessers. Da nach der bekannten Näherungsgleichung

$$H = v \frac{u_2^2}{2g}$$

( $v$  = Druckhöhenziffer,  $g$  = Erdbeschleunigung) die Umfangsgeschwindigkeit  $u_2$  durch die Förderhöhe  $H$  [m] bestimmt ist, können die Radreibungsverluste statt als Funktion von  $u_2$  und  $D_2$  auch als Funktion von  $H$  und  $D_2$  oder von  $H$  und der Drehzahl  $n$  aufgefasst werden. Aus der gestrichelten Kurve Abb. 1 erhellt, bei vorgeschriebener Förderhöhe, der Vorteil kleiner Raddurchmesser, d. h. hoher Drehzahlen.

<sup>1)</sup> J. Lalive: «Ueber den Wirkungsgrad von Zentrifugalpumpen», Bd. 108, Nr. 19, S. 201\* (7. Nov. 1936).

<sup>2)</sup> C. Pfeleiderer: «Die Kreiselpumpen». Zweite Auflage, 1932.

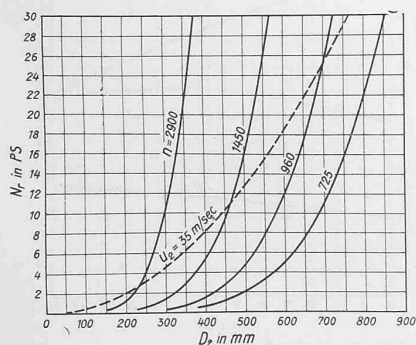


Abb. 1. Radreibungsverluste  $N_r$ , Drehzahl und Umfangsgeschwindigkeit.

Das Verhältnis

$$\xi_{rn} = \frac{N_r}{N_n} 100 \quad \%$$

der Radreibungsverluste zu der Nutzleistung  $N_n = 1000 QH/75$  ( $Q$  = sekundl. Fördervolumen [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]) hängt von  $n$ ,  $H$  und  $N_n$  ab. Es ist proportional dem Quotienten  $u_2^2/n^2 N_n$ , oder auch dem Quotienten  $1/v^{5/2} n_s^2$ , bei Einführung der spezifischen Drehzahl

$$n_s = n N_n^{1/4} / H^{3/4}$$

$$\xi_{rn} = \frac{745}{n_s^2 v^{5/2}} \cdot 100 \quad \%$$

Der Sammelkoeffizient 745 gründet sich auf den Beiwert 0,0012 der Näherungsgleichung für die Radreibung und kann natürlich je nach dem Rauigkeitsgrad der Laufräder oder der umgebenden Gehäuseseitenwände, der Reynolds'schen Zahl, sowie des seitlichen und radialen Wandabstandes etwas ändern<sup>3)</sup>.

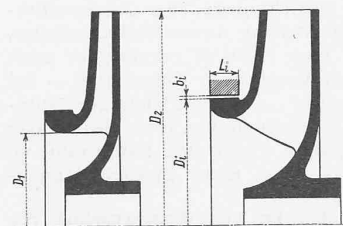


Abb. 2. Laufräder verschiedener spez. Schnellläufigkeit  
links  $n_s = \text{rd. } 60$ , rechts  $n_s = \text{rd. } 140$ .

Die beiden Laufräder Abb. 2 haben gleichen Durchmesser, also, bei gleicher Drehzahl, gleiche Radreibungsverluste. Die Nutzleistung des rechten Laufrades, von höherer spezifischer Schnellläufigkeit, ist jedoch grösser.

Abb. 3 (unten), in der die Radreibung als Verlustteil der Nutzleistung  $N_n$  in Abhängigkeit der spezifischen Drehzahl aufgetragen ist, zeigt, wie stark der Pumpenwirkungsgrad von der Radreibung beeinflusst wird. Die ausgezogene Kurve a gilt für die Druckhöhenziffer  $v = 1$ , während der punktierten Kurve b ein linearer Abfall der Druckhöhenziffer von  $v = 1,15$  bei  $n_s = 50$  bis  $v = 0,83$  bei  $n_s = 200$  zu Grunde gelegt ist. Bei Achsschub-Ausgleich mittelst hydraulischer Entlastungsscheiben treten zusätzliche Radreibungsverluste auf.

Eine weitere wesentliche Verlustquelle entsteht bei Kreiselpumpen an den Abdichtungsstellen des Laufrades, wo eine Rückströmung in den Saugraum erfolgt, die als *Spaltverlust* bezeichnet wird. Er berechnet sich zu

$$Q_{sp} = \mu_i F_i \sqrt{2g H_{pi}} = \mu_i D_i \pi b_i \sqrt{2g H_{pi}} \quad [\text{m}^3/\text{sec}]$$

Hierbei ist der Ausflusskoeffizient  $\mu_i$  für Spalte ohne Nuten nach Abb. 2, sowie die Druckhöhe  $H_{pi}$  am innern Spalt nach Pfeleiderer<sup>2)</sup>

$$\mu_i = \frac{1}{\sqrt{\frac{\lambda L_i}{2 b_i} + 1,5}}$$

und

$$H_{pi} = \frac{1}{2g} \left[ \frac{3}{4} u_2^2 + \frac{1}{4} u_1^2 - (u_2 - c_3 u)^2 \right]$$

( $c_3 u$  = Umfangskomponente der absoluten Austrittsströmung). Bei Annahme von  $\lambda = 0,04$ , welcher Durchschnittswert durch

<sup>3)</sup> Vergl. Gibson und Ryan: Minut. Proc. Inst. civ. Engr., Bd. 179, Teil I (1909/10); Pfeleiderer, l. c., S. 49.

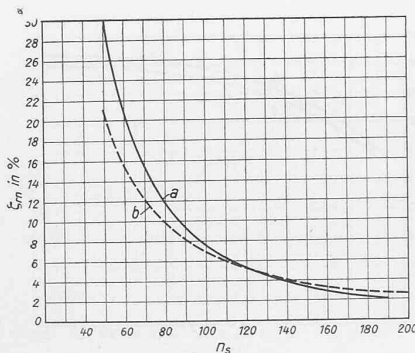


Abb. 3. Radreibung als Verlustteil der Nutzleistung  
— für Druckhöhenziffer  $v = \text{konst. } 1$ ,  
- - - für Druckhöhenziffer  $v = 1,15 \text{ bis } 0,83$   
( $n_s = 50 \text{ bis } 200$ ).

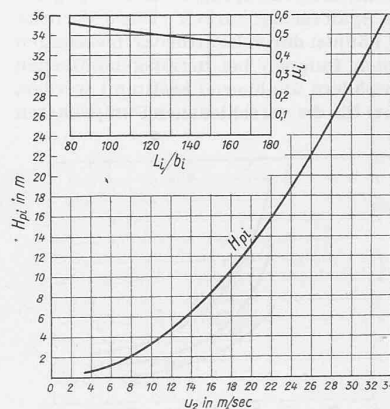


Abb. 4. Ausflusskoeffizient  $\mu_i$  für Spalte ohne Nuten nach Abb. 2 und Spaltdruck am innern Spalt.

die Reynolds'sche Zahl, sowie die Exzentrizität des Spaltes beeinflusst werden kann, wird  $\mu_i$  lediglich eine Funktion von  $L_i/b_i$ . Für die bei Kreiselpumpen üblichen Werte  $L_i/b_i = 80$  bis 180 ist  $\mu_i$  in Abb. 4 graphisch dargestellt. Dasselbst ist auch  $H_{pi}$  in Abhängigkeit der Umfangsgeschwindigkeit  $u_2$  für Laufräder mit dem Durchmesser Verhältnis  $D_2/D_1 = u_2/u_1 = 2$ , bei konstant angenommenem Verhältnis  $u_2/c_3 u = 1,75$  aufgetragen. Bei andern Abmessungen von Radialrädern ändert  $H_{pi}$  nur unwesentlich, weil in der bezüglichen Gleichung  $u_2$  vorherrscht und schwache Abweichungen bei der Spaltwasserberechnung zudem noch unter dem Wurzelzeichen erscheinen.

Die Berechnung der prozentualen Spaltverluste (in % der Nutzfördermenge) in Abhängigkeit der spezifischen Drehzahl wird durch die Verschiedenheit der Verhältnisse  $D_i/D_2$ ,  $D_i/b_i$  und  $L_i/b_i$  bei den verschiedenen Pumpenkonstruktionen kompliziert. Wenn auch das zu einer bestimmten spezifischen Drehzahl gehörige Durchmesser Verhältnis  $D_i/D_2$  annähernd bestimmt werden kann, so ändern die Abmessungen  $D_i/b_i$  und  $L_i/b_i$  nicht nur von Fabrikat zu Fabrikat, sondern auch von Gross- zu Klein-Ausführungen. In Abb. 5 ist für Laufräder mit einseitigen Spalt nach Abb. 2 und für Spaltabmessungen, wie sie durchschnittlichen Erfahrungswerten entsprechen, das Verhältnis

$$\xi_{sp} = \frac{Q_{sp}}{Q} 100 \quad \%$$

über der spezifischen Drehzahl aufgetragen. Das bei Kleinpumpen notwendige Mindestspiel  $b_i$  bewirkt gegenüber Grossausführungen eine wesentliche Verschlechterung dieses Verlustanteiles. Das spezifisch schnellerläufige Rad (Abb. 2, rechts), ist auch hinsichtlich der Spaltverluste im Vorsprung: Diese sind — bei ungefähr gleicher absoluter Grösse — im Vergleich zur Nutzfördermenge bedeutend kleiner als beim linken Rad. Besitzt das Laufrad mehrere Abdichtungsspalten gegen den Saugraum, so ist die Spaltverlustrechnung auf jeden Spalt gesondert anzuwenden.

Dem Spaltverlust wesensgleich ist der Wasserverlust für hydraulischen Ausgleich des Achsschubes oder *Entlastungswasserverlust*, der je nach der hierzu gewählten Vorrichtung stark auseinandergehende Werte erreicht. Dieser Verlust ist wieder bei Kleinpumpen, sowie geringen spezifischen Drehzahlen verhältnismässig am grössten und kann von der Grössenordnung des Spaltverlustes werden. Bei mehrstufigen Pumpen, bei denen diese Vorrichtung z. T. noch angewendet wird, ist im Gegensatz zu den Verhältnissen beim Laufradspalt das Druckgefälle nicht nur einer Stufe massgebend, sondern die Summe der Stufendruckgefälle. Diese Entlastungswasserverluste können sehr leicht gemessen werden, sodass von einer rechnerischen Behandlung abgesehen wird. Ueber ihre Grössenordnung orientieren beispielsweise die folgenden Messergebnisse. Sie beweisen das Interesse solcher Konstruktionen, die diese hydraulischen Achsschub-Ausgleichsvorrichtungen durch Michell- oder Kugeldrucklager ersetzen.

Entlastungswasserverluste einer Kleinpumpe für  $Q = 1,3$  l/sec, Stufendruck  $H = 14,2$  m,  $n = 2900$  U/min,  $b_n =$  Radialspiel der Entlastungsscheibennabe

	Totaldruck $H$	$Q_E$ für $b_n = 0,1$ mm	$\xi_E$ %	$Q_E$ für $b_n = 0,15$ mm	$\xi_E$ %
5-stufig	71 m	0,1 l/sec	7,7 %	0,18 l/sec	13,8 %
7-stufig	99 m	0,13 l/sec	10 %	0,22 l/sec	16,8 %
9-stufig	128 m	0,15 l/sec	11,5 %	0,25 l/sec	19,2 %

Die mechanischen *Gleitflächenverluste* in Lager, Stopfbüchse und Zwischendichtungen treten gegenüber der Radreibung und dem Spaltverlust zurück. Diese Verluste  $N_m$  können durch Kraftbedarfsmessungen an den Pumpen bei herausgenommenen Laufrädern annähernd bestimmt werden, wobei für die verschiedenen Pumpenarten

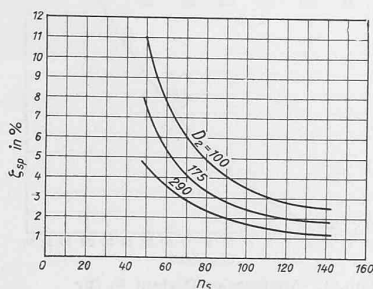


Abb. 5. Spaltverlust in Abhängigkeit der spez. Drehzahl und der Laufradgrösse.

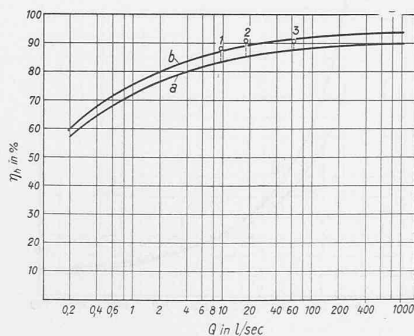


Abb. 6. Hydraul. Wirkungsgrad u. Fördermenge  
a) für Leitradpumpen bis  $n_s = 120$ ,  
b) f. Spiralgehäuse-, Halbaxial- u. Axialpumpen.  
Ausgezogene Kurven «Gute» Pumpen.  
Punkte 1 bis 3 «Müller» Höchstleistungspumpen.

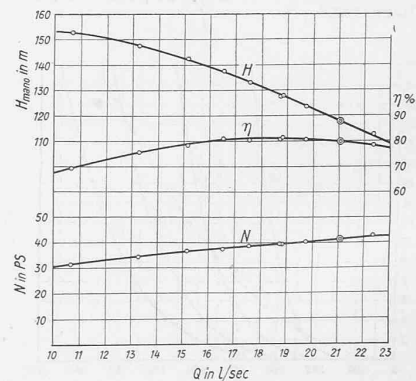


Abb. 7. Versuchskennlinie einer «Müller»-Kleinpumpe für 18 l/sec, 9-stufige Leitradpumpe H. Z. P. 15  $n = 1460$ ,  $n_s = 96$ .

und Grössen von jeder Firma die eigenen Erfahrungswerte gesammelt werden. Aber auch hier ist der Verlustanteil bei den Kleinpumpen wieder verhältnismässig grösser, in vermehrtem Masse bei niedrigen Drehzahlen.

Bei gegebenen Radabmessungen und spezifischer Drehzahl weichen die Verluste der bisher behandelten Verlustgruppe a), von den Entlastungswasserverlusten abgesehen, nicht stark voneinander ab. Anders verhält es sich mit der zweiten Verlustgruppe b), welche die hydraulischen Verluste umfasst: Je nach der Durchbildung der Pumpe können verschiedene Förderhöhen erreicht, d. h. durch geschickte Formgebung die Verluste verkleinert werden.

Bei der Betrachtung der einzelnen Verluste dieser Gruppe können die *Stoss- und Austauschverluste*, die bei Teillieferung wesentliche Anteile ausmachen, vernachlässigt werden, weil sie im Bereich des besten Wirkungsgrades praktisch verschwinden. Einen namhaften Beitrag liefern dagegen die *Reibungsverluste*  $H_r$ , die z. T. von der Rauigkeit der Wände und dem Verhältnis des Förderquerschnittes zu seinem Umfang abhängig sind. Auch hier ist wieder die kleine Pumpe benachteiligt, weil mit grösserer Reynolds'scher Zahl  $Re$  der von der Strömung in Rohren bekannte Reibungsbeiwert  $\lambda$  kleiner wird.

Wohl die grössten Unterschiede der hydraulischen Verluste dürften aber bei den einzelnen Fabrikaten die *Umsetzungs- und Krümmungsverluste*  $H_u$  erreichen. Spiralgehäusepumpen ergeben meistens etwas bessere Wirkungsgrade als Leitschaufelpumpen. In Amerika und Deutschland werden deshalb heute wieder vielfach die mehrstufigen Pumpen statt mit Leitschaufeln mit Spiralgehäusen in den einzelnen Stufen ausgeführt.

Eine Vorausberechnung der Kanalreibung einschliesslich Krümmungs- und Umsetzungsverluste ist sehr schwierig durchzuführen, sodass für die normale Wassermenge diese Verlustarbeit  $H_r + H_u$  statt durch Einzelrechnung aus dem hydraulischen Wirkungsgrad  $\eta_h$  bestimmt wird.

$$H_r + H_u = (1 - \eta_h) H_{th}$$

( $H_{th}$  = spezifische Schaufelarbeit =  $H/\eta_h$ ). In der Praxis wird dieser Wirkungsgrad unter Berücksichtigung der Radreibung, der Spaltverluste und der mechanischen Lagerreibungsverluste aus dem durch den Versuch bestimmten Gesamtwirkungsgrad  $\eta = N_n/N$  ( $N$  = mechanische Antriebsleistung) ermittelt, wobei sich  $\eta_h$  nach Pfleiderer zu

$$\eta_h = \frac{1 + \xi_{sp}}{1 - (\xi_r + \xi_m)} \eta$$

ergibt, wobei

$$\xi_{sp} = \frac{Q_{sp}}{Q}, \quad \xi_r = \frac{N_r}{N} \quad \text{und} \quad \xi_m = \frac{N_m}{N}$$

Es ist dabei zu beachten, dass anstelle von  $\xi_{rn} = N_r/N_n$  nun  $\xi_r = N_r/N = \xi_{rn} \eta$  tritt, und dass ein allfälliger Entlastungswasserverlust durch hydraulischen Achsschub  $\xi_E = Q_E/Q$  neben  $\xi_{sp}$  gesetzt werden muss.

Die auf diese Art vorgenommene Nachrechnung einer grossen Zahl ausgeführter Gross- und Kleinpumpen ergaben Unterlagen für den Verlauf der in Abb. 6 dargestellten  $\eta_h$ -Kurven.

Bereits früher hat Busse<sup>4)</sup> versucht, auf ähnliche Art den hydraulischen Wirkungsgrad für beliebige Räder anzugeben, wobei er als Basis statt der Wassermenge den hievon abhängigen Laufradinnendurchmesser  $D_1$  wählte. Seine (den Einfluss der endlichen Zahl der Laufschaufeln nicht berücksichtigenden) Kurven verlaufen ähnlich wie in Abb. 6.

Der mit grösser werdenden Abmessungen ansteigende hydraulische Wirkungsgrad nähert sich asymptotisch einem von

<sup>4)</sup> Zeitschrift für das gesamte Turbinenwesen, 1909.



der Pumpenkonstruktion, Art der Leitvorrichtung und Wand-  
rauhigkeit abhängigen Höchst-  
wert. Für gute Leitradpumpen  
mehrstufiger Bauart (bis  $n_s =$   
120) ergibt sich bei  $Q_\infty$  ein  
höchster hydraulischer Wirk-  
ungsgrad  $\eta_h$  von rd. 90,5 %  
(Kurvenlinie a), für Spiral-  
gehäuse-, Halbaxial- und Axial-  
pumpen ein solcher von rd.  
94,5 % (Kurvenlinie b).

Bei jeder beliebigen Wasser-  
menge  $Q$  ist der zugehörige hy-  
draulische Wirkungsgrad durch

$$\eta_h Q = \eta_h Q_\infty \frac{1}{\left(1 + \frac{0,25}{\sqrt{Q}}\right)} \quad (Q \text{ in l/sec})$$

gegeben.

Auf diese Weise kann für irgend eine Bauart und für jede  
Fördermenge, nachdem vorerst der zugehörige hydraulische Wir-  
kungsgrad  $\eta_h$  bestimmt wurde, der Gesamtwirkungsgrad

$$\eta = \frac{\eta_h [1 - (\xi_r + \xi_m)]}{1 + \xi_{sp}}$$

ziemlich genau vorausberechnet und umgekehrt auf Grund der  
Abb. 6 beurteilt werden, ob eine Pumpe die Bezeichnung «gut»  
verdient.

Rechnet man nun bei den in der Zuschrift von Lalive<sup>1)</sup> sorg-  
fältig ausgewählten Pumpen, deren Wirkungsgrade als Höchst-  
werte bezeichnet werden, auf die angegebene Weise den hydrau-  
lischen Wirkungsgrad  $\eta_h$  nach, so zeigt sich, dass sowohl bei den  
beiden reinen Leitradpumpen der dortigen Abb. 8 und 9, als auch  
bei den in der Zahl überwiegenden schnellläufigen Spiralgehäuse-  
und Halbaxialpumpen die Punkte ( $Q, \eta_h$ ) mit grosser Genauig-  
keit auf die zugehörigen Kurven a und b unserer Abb. 6 fallen.

Die nachfolgend erwähnte Hochdruck-Kreiselpumpe der Firma  
A. Müller & Co., Brugg muss als ausserordentlich bezeichnet wer-  
den, wenn man Bauart, spezifische Drehzahl und die kleine För-  
derleistung von 18 l/sec dieser Serienpumpe berücksichtigt. Der  
aus den Kennlinien der Abb. 7 ersichtliche Wirkungsgradhöchst-  
wert von 81 % rückt in die rechte Beleuchtung, wenn unter Aus-  
scheidung von Spaltverlust, Rad- und Lagerreibung der hydrau-  
lische Wirkungsgrad  $\eta_h = 90,7\%$  berechnet wird. Der entspre-  
chende Punkt in Abb. 6 liegt über der Kurvenlinie b der Spiral-

Gesamtwirkungsgrad, Einzelverluste und hydraulischer Wirkungsgrad

Nr.	Pumpentyp	$Q$ l/sec	$H$ m.	$n$ Umdr./min	$n_s$	$\eta$	$\xi_{sp}$ <sup>2)</sup> %	$\xi_r + \xi_m$ <sup>3)</sup> %	$\frac{1 + \xi_{sp}}{1 - (\xi_r + \xi_m)}$	$\eta_h$ %
1	H. Z. P. 8 3 stufig <sup>4)</sup>	9,5	$\frac{89,5}{3}$	2900	81	75,5 %	3	7,4 + 4,1	1,165	88
2	H. Z. P. 15 9 stufig	18,0	$\frac{131}{9}$	1460	96	81 %	1,8	5,9 + 3,2	1,12	90,7
3	H. Z. P. 20 4 stufig <sup>5)</sup>	62,8	$\frac{103}{4}$	1470	118	82,5 %	1,3	4,4 + 3	1,095	90,5

<sup>2)</sup> Diese Verlustanteile sind auf Grund der genauen Radabmessungen berechnet.

gehäusepumpen. Die Wirkungsgradbestimmung dieser Pumpe  
erfolgte im hydraulischen Laboratorium der E. T. H. Zürich unter  
persönlicher Leitung von Prof. R. Dubs; die Wirkungsgrade des  
Antriebsmotors wurden in der Abteilung für Elektromaschinenbau  
unter Leitung von Prof. E. Dünner nachgeprüft. Uebrigens weisen  
die normalen Serienpumpen der Firma Müller alle, jede in ihrem  
Bereich, den heute erreichbaren Höchstwert auf. In der oben-  
stehenden Zusammenstellung sind noch zwei weitere bereits  
früher<sup>5)</sup> in dieser Zeitschrift erwähnte Pumpen miteinbezogen.  
Ihre hydraulischen Wirkungsgrade liegen in Abb. 6 gleichfalls  
über der den Leitradpumpen zugehörigen Kurvenlinie a.

Alle drei Pumpen sind mehrstufige Leitradpumpen mit Achs-  
schubaufnahme durch Kugeldrucklager, sodass keine Entlastungs-  
wasserverluste zu berücksichtigen sind.

Zur Verlustrechnung ist noch nachzutragen, dass kleinere  
Abweichungen der berechneten Werte gegenüber Versuchsmes-  
sungen oder ausführlichen Einzelberechnungen eintreten können.  
Der Hauptzweck dieser Ausführungen war jedoch, dem Konstruk-  
teur in übersichtlicher Weise die einzelnen Verlustanteile und  
deren Kleinhaltung zu zeigen, wobei jedoch bei der Wahl mög-  
lichst schnellläufiger Räder sehr vorsichtig zu verfahren ist, um  
nicht in den Kavitationsbereich zu geraten. Ferner sollte weitem  
Kreisen dargelegt werden, dass Pumpenwirkungsgrade nicht allein  
nach ihrem absoluten Wert beurteilt werden können, sondern  
dass Art und Grösse der Pumpen neben der spezifischen Dreh-  
zahl in diese Beurteilung miteinbezogen werden müssen.

<sup>5)</sup> Vergl. A. Stingelin und K. Rüttschi: Hochdruck-Zentrifugalpumpe von  
hohem Wirkungsgrad, «SBZ», 1935, Bd. 106, Nr. 19, S. 224\*.

<sup>6)</sup> Ueberströmstück und Wirkungsgrad bei mehrstufigen Kreiselpum-  
pen, «SBZ», 1936, Bd. 108, No. 6, S. 66\*.

## Der Bau des Unterwassertunnels für die Kühlwasserversorgung des Elektrizitätswerkes in Dublin

Von Dipl. Ing. ERWIN SCHNITTER, G. E. P., S. I. A., Oberingenieur der Neuen Baugesellschaft Wayss & Freytag A. G., Frankfurt a. M.

(Fortsetzung von Seite 51.)

Der Bau der Wasserfassung begann mit dem Verlegen der  
Caisson-Schneiden der beiden Fundament-Caissons schon wäh-  
rend der Absenkung des Trockendocks. Diese zwei rechteckigen  
Eisenbetonkörper von  $12 \times 6$  m Grundfläche wurden gleichzeitig  
hergestellt (Abb. 9). Sie waren als Schwimmkörper konstruiert,  
die 4 m hohen Aussenwände und die Wände der 1,9 m hohen  
Arbeitskammer waren 18 cm stark; sie schwammen bei wasser-  
gefüllter Arbeitskammer mit 3,1 m Tiefgang. Hierzu war vor

dem Dock ein Kanal auszuheben und durch Spundwände zu  
sichern. Die beiden Caissons wurden bei geeignetem Wasserstand  
gemeinsam ausgeschwommen (Abb. 10) und bei Ebbe durch Ka-  
belwinden von der Dienstbrücke aus gegen hölzerne Führungen  
gehalten, in plangemässer Lage auf den schlammigen Meeres-  
grund abgesetzt. Die Betonfüllung der Caissons erfolgte unter  
Wasser mittels Trichter. Bei Ebbe wurden die Rundenisen zur  
Verankerung des Aufbaues versetzt und eine saubere Deckschicht  
aufgebracht, die ein gleichmässiges Aufsetzen des oberen Cais-  
sons gewährte. Der östliche Caisson wurde unter Druckluft abge-  
senkt, bis seine Oberkante in die Tiefe der benachbarten Caisson-  
Schneide zu liegen kam. Dann musste in den westlichen Caisson  
hinüber gewechselt werden, der in einem Zuge die 10 m Senkung  
durchmachen konnte (Abb. 11), wozu zehn Tage gebraucht  
wurden. Nach Ausbetonierung seiner Arbeitskammer wurde der  
östliche Caisson auf volle Tiefe gebracht; die Oberkante der fertig  
versenkten Caissons lag 5,5 m unter dem Meeresboden. Der  
Absenkrichter schloss sich zum Teil rasch von selbst, zum Teil  
wurde das Gelände vor dem Einschwimmen des oberen Caissons  
künstlich eingefüllt.

Für diese Arbeiten wurde eine Druckluft-Schleuse verwendet,  
die so konstruiert war, dass sie mit dem normalen Wolff-Turmdrehkran ge-

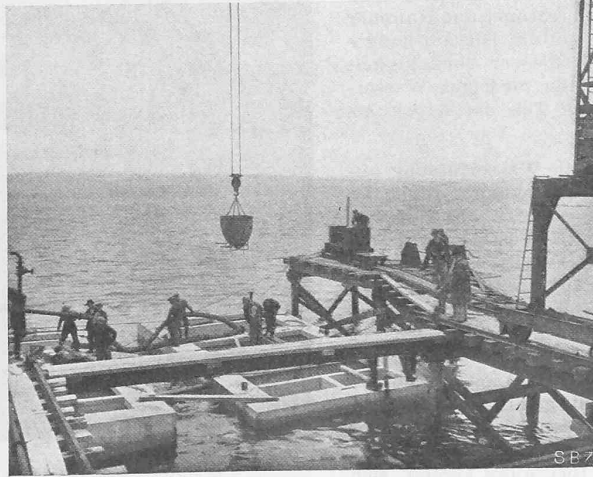


Abb. 11 Absenkung des westlichen,

Abb. 10 Einschwimmen beider Fundament-Caissons d. Wasserfassung.