

BEITRAG ZUM EINFLUSS DES EINTRITTS DURCHMESSERS DER PUMPENLAUFRÄDER AUF DIE PUMPENKENN- WERTE

Von

Á. SZABÓ, A. VERBA und M. MARIK

Lehrstuhl für Wasserkraftmaschinen, Technische Universität, Budapest

(Eingegangen am 20. April 1966)

Vorgelegt von Prof. Dr. J. VARGA

Einleitung

Der Einfluß des Eintrittsdurchmessers auf die Pumpenkennwerte wurde am Lehrstuhl für Wasserkraftmaschinen der Technischen Universität Budapest im Rahmen einer Versuchsserie untersucht.

Die Untersuchungen begannen an einem halboffenen Laufrad ohne Deckscheibe mit einem Außendurchmesser von $D_2 = 155$ mm und konstanter Laufradbreite. Dieses Rad hatte einen Eintrittsdurchmesser von $D_1 = 46$ mm, der in vier Stufen auf die Werte von $D_1 = 62, 78, 94$ und 110 mm ausgedreht wurde. Die Laufschaufeln hatten die Form einer logarithmischen Spirale, so daß der Eintrittswinkel $\beta_1 = 15^\circ$ trotz der Änderungen des Eintrittsdurchmessers bei allen Rädern gleich blieb. Für die Versuche wurde eine Schaufelzahl $z = 3$ gewählt, damit die 2 mm dicke Schaufel beim Eintrittsdurchmesser von $D_1 = 46$ mm keine zu große Schaufelverengung verursache. Die niedrige Schaufelzahl wirkt sich bei einem Durchmesser von $D_1 = 110$ mm nachteilig aus, da bei diesem von Schaufelkanälen kaum noch die Rede sein konnte.

Der Meridianschnitt der Pumpe ist in Abb. 1 dargestellt. Die Eintrittskante ist achsenparallel, d. h. nicht vorgezogen, so daß vom Laufrad schon vorweg keine besondere Saugfähigkeit erwartet werden konnte. Die Wirkung der vorgezogenen Eintrittskante soll in einer weiteren Versuchsreihe untersucht werden. Zusammen mit den Laufradschaufeln wurde auch die Eintrittsmündung der saugseitigen Platte in der in Abb. 1 angegebenen Weise stufenweise erweitert. Dadurch wurde die Flüssigkeit dem Laufrad zwischen dem Saugstutzen und dem Laufradeintritt bei den Laufraddurchmessern von $D_1 = 46, 62$ und 78 mm durch einen Konfusor, bei $D_1 = 94$ mm durch ein zylindrisches Rohrstück und bei $D_1 = 110$ mm durch einen Diffusor mit einem kleinen Öffnungswinkel zugeführt.

Die skizzierte Anordnung und die stufenweise Vergrößerung des Eintrittsdurchmessers am sonst unveränderten Laufrad haben die zur Herstellung der Meßanlage erforderliche Zeit und die Kosten wesentlich herabgesetzt. Hydraulisch erwies es sich also als vorteilhaft, daß sich die sonstigen Abmes-

sungen nach dem Ausdrehen der Laufräder auf verschiedene Eintrittsdurchmesser nicht änderten. Andererseits wirkte es sich nachteilig aus, daß das Verhältnis der Fläche des Mündungsquerschnitts

$$f_0 = \frac{D_0^2 \pi}{4}$$

zum Eintrittsquerschnitt

$$f_1 = D_1 \pi b$$

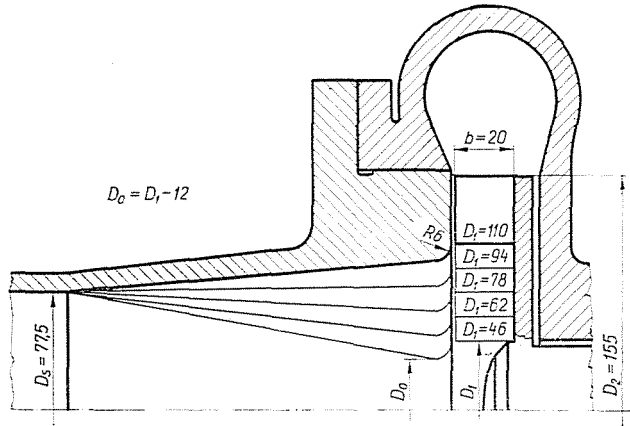


Abb. 1

nicht konstant blieb, sondern sich nach Tabelle 1 änderte.

Tabelle 1

D_1	46	62	78	94	110
f_1/f_0	3,12	1,96	1,43	1,11	0,91

Nach den am Lehrstuhl früher durchgeführten Untersuchungen hatte sich bei einem Verhältnis von $f_1/f_0 = 1,5$ der günstigste Wirkungsgrad ergeben [1].

Die Messungen wurden auf einem in offenem Kreislauf arbeitenden Prüfstand des Lehrstuhls für Wasserkraftmaschinen vorgenommen. Eine ausführliche Beschreibung des Prüfstandes findet sich in [2].

Bezeichnungen

- b Laufradbreite
- c_s mittlere Geschwindigkeit im Saugstutzen
- D Laufraddurchmesser
- f Durchströmfläche

	g	Erdbeschleunigung
	H	Förderhöhe
	H^*	Förderhöhe im kavitationsfreien Betrieb
	ΔH	dreifacher Meßfehler der Förderhöhe
$h_s =$	$\frac{p_A - p_s}{\gamma}$	manometrische Saughöhe
NPSH =	$\frac{p_s - p_t}{\gamma} + \frac{c_s^2}{2g}$	Saughöhe [†]
	Δh	Halterdruckhöhe
	Δh^*	Halterdruckhöhe im kavitationsfreien Betrieb
	n	Drehzahl
$n_q =$	$\frac{n\sqrt{Q}}{H^{3/4}}$	spezifische Drehzahl
	p	Druck
	p_A	atmosphärischer Luftdruck
	p_{\min}	kleinster Druck im Laufradkanal
$p_s = \gamma h_s -$	p_A	statischer Druck im Saugstutzen
	p_t	Siededruck
	Q	Förderstrom
$u =$	$\frac{D\pi n}{60}$	Umfangsgeschwindigkeit
	z	Schaufelzahl
	γ	Wichte
	η	Wirkungsgrad
$z =$	$\frac{2g\Delta h}{u_3^2}$	Kavitationszahl
	$\sigma = \frac{\Delta h}{H^*}$	Kavitationsbeiwert nach Thoma
$\gamma =$	$\frac{Q}{D_1 \pi n b_1 u_1}$	Lieferzahl
	$\psi = \frac{2gH}{u_3^2}$	Druckzahl
$\psi^* =$	$\frac{2gH^*}{u_3^2}$	Druckzahl im kavitationsfreien Betrieb

Indizes: 0	bezogen auf die Eintrittsmündung
1	bezogen auf den Eintrittsdurchmesser
2	bezogen auf den Austrittsdurchmesser
kr	kritischer Wert für die Kavitation
opt	bezogen auf den optimalen Wirkungsgrad
z	zulässiger Wert für die Kavitation.

Meßergebnisse

Im Laufe der Messungen wurden die Kennlinien $H = f(Q)$ und die Kavitationskennlinien $H = f(h_s)$ der einzelnen Laufräder bestimmt. Die Messungen wurden bei mehreren verschiedenen Drehzahlen innerhalb des Bereiches von 1200 bis 2200 U/min durchgeführt. Während der Aufnahme der Kavitationskennlinien wurden der Förderstrom und die Drehzahl ständig gehalten. Nähere Informationen über die gemessenen Kennlinien vermitteln die

[†] In der angelsächsischen Literatur als Net Positive Suction Head bekannt.

Tabelle 2a u. 2b. $H-Q$ bedeutet die Kennlinien von $H = f(Q)$, $Q = 2, 4, 6$ usw. jene Förderströme, bei denen die Kavitationskennlinien aufgenommen wurden.

Tabelle 2

D_1	n_q	n	Kennlinien											
46	23	1600	$Q-H$, $Q = 1,5$	2,5	3,5	4,5	5,5	6,5						
		1800	$Q-H$, $Q = 2,0$	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0						
		2000	$Q-H$, $Q = 1,5$	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0			
		2200	$Q-H$, $Q = 4,5$	5,5	6,4	7,3								
62	27	1200	$Q-H$, $Q = 2,0$	3,0	4,0	5,0	6,0	6,4	7,0	8,0				
		1400	$Q-H$, $Q = 1,0$	2,0	3,0	4,0	5,0	5,5	6,4	7,0	8,0			
				8,5	9,0									
		1600	$Q-H$, $Q = 1,5$	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5			
				6,0	6,5	7,5	7,5	8,0	8,5	9,0	9,5	10,0		
				10,5										
		1800	$Q-H$, $Q = 1,0$	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0			
				10,0	11,0	12,0								
		2000	$Q-H$, $Q = 1,0$	2,0	3,0	3,5	8,0	9,0	10,0	11,0	12,0			
		2000	$Q-H$, $Q = 4,5$	8,0	8,5	9,0	10,0	11,0	12,0	13,0				
78	31	1200	$Q-H$, $Q = 1,0$	1,5	8,0	8,5								
		1400	$Q-H$, $Q = 1,0$	1,5	9,0	9,5								
		1600	$Q-H$, $Q = 1,5$	2,0	10,0	10,5	11,0							
		1800	$Q-H$, $Q = 1,0$	2,0	3,0	10,0	11,0	12,0						
		2000	$Q-H$, $Q = 1,0$	2,0	3,0	4,0	11,0	12,0	13,0	14,0				
		2200	$Q-H$, $Q = 1,0$	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	7,5	8,0			
				13,0	14,0	15,0	15,5							

In Abb. 2 sind die Kennlinien bei $n = 1600$ U/min. dargestellt. Die Kennlinien folgen im kavitationsfreien Bereich dem Affinitätsgesetz. Die Kennlinie des Laufrades mit dem Eintrittsdurchmesser von $D_1 = 46$ mm (im weiteren kurz $D_1 46$ bezeichnet) hat einen sehr scharfen Kavitationsabfall. Für den Zusammenhang $H = f(Q)$ erwies sich $D_1 62$ als das geeignetste Rad, da seine Kennlinie am höchsten verläuft. Eine gegebene Förderaufgabe läßt sich also mit diesem Laufrad beim kleinsten Außendurchmesser lösen. Die Kennlinien der anderen Räder haben einen zunehmend niedrigeren, derjenigen der Axialpumpen ähnlichen Verlauf.

Tabelle 2

D_1	n_q	n	Kennlinien														
94	34	1200	$Q-H$, $Q = 1,0$	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0							
		1600	$Q-H$, $Q = 1,0$	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0							
				9,0	10,0	11,0											
		1800	$Q-H$, $Q = 1,0$	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0							
				9,0	10,0	11,0	12,0										
		2000	$Q-H$, $Q = 1,0$	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0							
		9,0	10,0	11,0	12,0	13,0	14,0										
		2200	$Q-H$, $Q = 1,0$	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0							
				9,0	10,0	11,0	12,0	13,0	14,0	15,0							
110	39	1200	$Q-H$, $Q = 1,0$	2,0	3,0	3,25	4,0	4,90	5,0	6,0							
				7,0	7,10												
		1400	$Q-H$, $Q = 3,8$	5,7	8,2												
		1600	$Q-H$, $Q = 1,0$	2,0	3,0	4,0	4,35	5,0	6,0	6,5							
				7,0	8,0	9,0	9,45	10,0									
		1800	$Q-H$, $Q = 4,5$	7,4	10,6												
		2000	$Q-H$, $Q = 1,0$	2,0	3,0	4,0	5,0	5,45	6,0	7,0							
				8,0	8,2	9,0	10,0	11,0	11,80	12,0							
		2200	$Q-H$, $Q = 1,0$	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0							
				9,0	10,0	11,0	12,0	13,0	14,0								

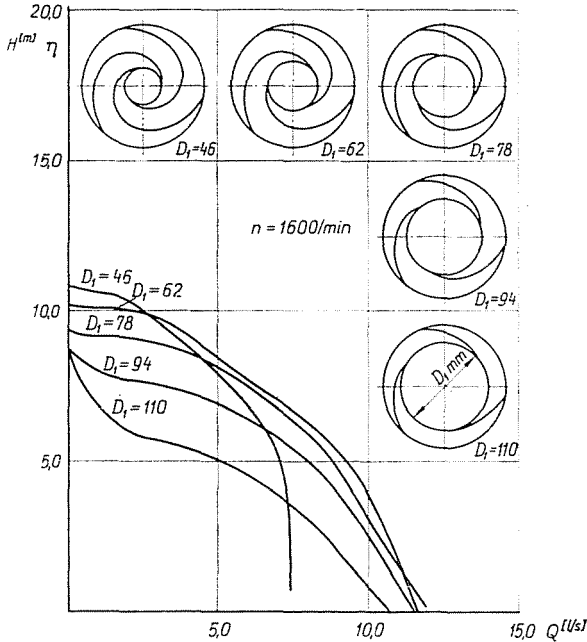


Abb. 2

In Abb. 3 sind die optimalen Wirkungsgrade und die n_q -Werte der verschiedenen Räder in Abhängigkeit von D_1 aufgetragen. Wie ersichtlich, liegt der für den Wirkungsgrad optimale Eintrittsdurchmesser bei ungefähr $D_1 = 70$ mm, zwischen den D_1 -Werten von 62 und 78.

Die verschiedenen Kavitationskennlinien sind der Abb. 4 zu entnehmen. In der Abbildung ist auch der Zusammenhang zwischen Wirkungsgrad im kavitationsfreien Betrieb und H aufgetragen. Die manometrische Saughöhe ist

$$h_s = \frac{P_A - P_s}{\gamma}$$

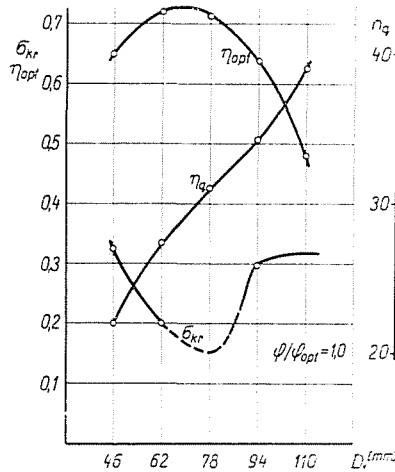


Abb. 3

d. h. der Unterschied zwischen der atmosphärischen und der im Saugstutzen herrschenden Druckhöhe.

Die Saugfähigkeit des Rades ist um so besser, je größer der h_s -Wert, bei dem die Kurve abfällt, bzw. bei dem die Änderung des H -Wertes gegenüber dem kavitationsfreien Betrieb eintritt. Unser Prüfstand ließ eine maximale Saughöhe von ungefähr $h_s = 8,00$ m erzielen. Bei größeren Saughöhen trat im Saugrohr eine erhebliche Luftausscheidung auf und auch in der Meßleitung des saugseitigen Manometers riß die Wassersäule ab.

Die kritische Saughöhe h_{skr} ist jene höchstzulässige Saughöhe, bei der die Pumpe ohne Verschlechterung der hydraulischen Kennwerte, ohne Schwingungen und Kavitationsgeräusche sowie ohne bedeutende Verkürzung ihrer Lebensdauer in Betrieb gehalten werden kann. Die richtige Bestimmung der kritischen Saughöhe bildet ein altes ungelöstes Problem der Kavitationsforschung.

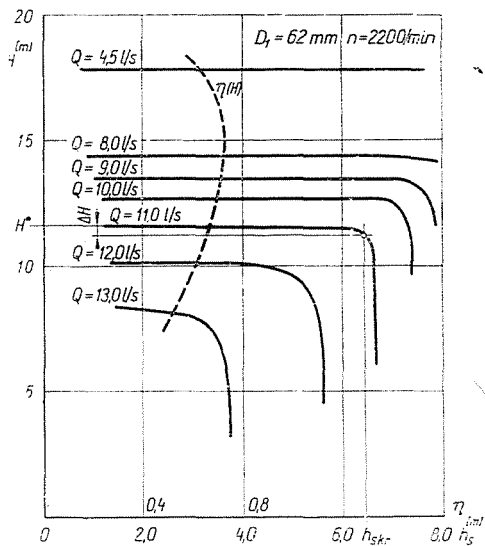
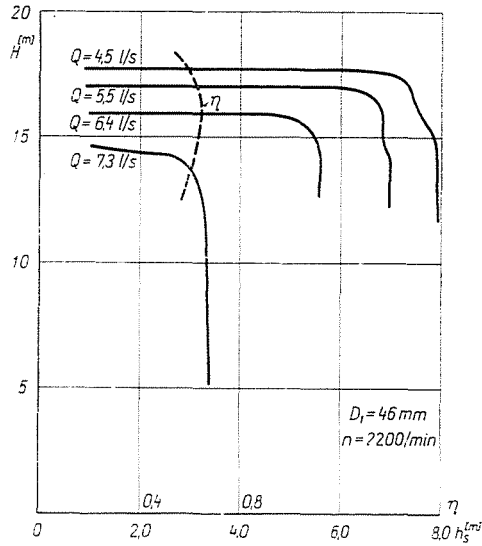


Abb. 4a, 4b

Üblicherweise bestimmt man die kritische Saughöhe auf Grund der Kavitationskennlinien, doch gibt es auch hierfür keine einheitliche Praxis. Üblicherweise legt man der Bestimmung die 2- oder 3%ige Verminderung von H oder η zugrunde.

Die Verfasser verfahren nach folgender Methode. Es ist klar, daß die Änderung der Förderhöhe nur dann gemessen werden kann, wenn sie größer ist als der Meßfehler bei der Bestimmung von H . Es sei H^* die Förderhöhe im

kavitationsfreien Betrieb, ΔH der dreifache Wert des Meßfehlers (Abb. 4 b) und h_{skr} die Saughöhe, bei der

$$H = H^* - \Delta H.$$

Bei mehreren Betriebszuständen ergaben sich Kavitationskennlinien, die von der Kennlinie der Förderhöhe des kavitationsfreien Betriebes nicht abweichen. Für diese Betriebspunkte ist die kritische Saughöhe größer als 8 m, d. h. sie liegt über der oberen Meßgrenze der Anlage.

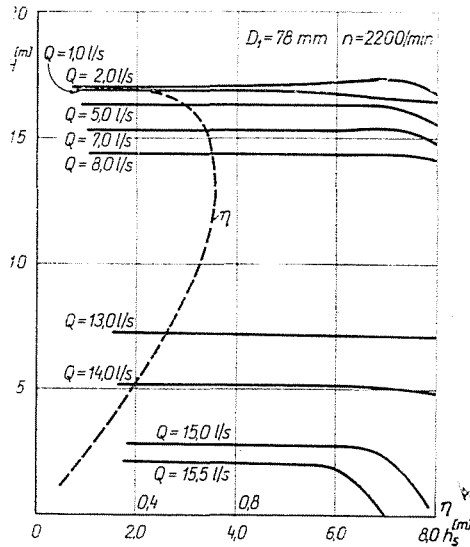


Abb. 4c

Für die Räder D_1 46 und D_1 62 ist der steile Abfall der Kennlinien charakteristisch (Abb. 4a und 4b). Die optimale Saughöhe ist einer kleineren Wassermenge zugeordnet als der optimale Wirkungsgrad.

Das Rad D_1 78 hat eine ziemlich gute Saugfähigkeit (Abb. 4c). Für dieses Rad ist der Bereich, in dem die kritische Saughöhe größer ist als 8 m, sehr weit. Die Kurven fallen weniger steil ab.

Für die Kavitationskennlinien der Räder D_1 94 und D_1 110 ist ein leicht ansteigender und gleich danach abfallender Abschnitt kennzeichnend (Abb. 4d und 4e). Der steigende Abschnitt hat in der Umgebung des Punktes des optimalen Wirkungsgrades den geringsten Anstieg, um mit zunehmender Entfernung von diesem Punkt stärker zu werden.

In der Abb. 4 finden sich mehrere Kavitationskennlinien, die keinen horizontalen Abschnitt haben, sondern gleich steigend oder sinkend beginnen. In diesen Fällen wurden die bei verschiedenen Drehzahlen gemessenen Kennlinien

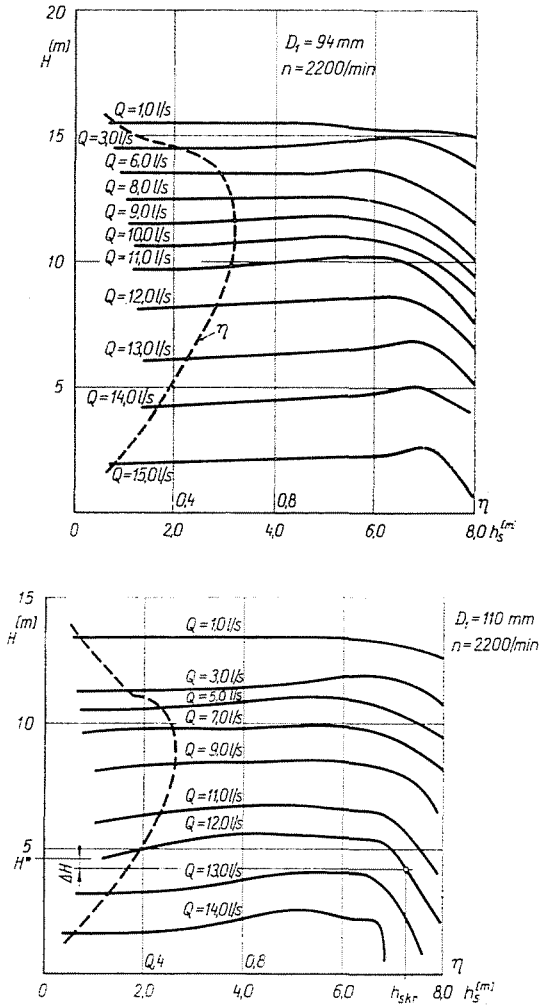


Abb. 4d, 4e

ein und desselben Laufrades in ein Koordinatensystem $\psi - \varphi$ aufgetragen, wo sie sich, abgesehen von den Kavitationsabschnitten, zu einer einzigen Kurve ordnen. (Die Kavitationsabschnitte wichen dagegen von den für die niedrigeren Drehzahlen aufgetragenen kavitationsfreien Abschnitten sichtbar ab.) Auf diese Weise konnte den $(\psi - \varphi)$ -Kennlinien zu jeder Kavitationskennlinie ein dem kavitationsfreien Betrieb zugehöriger ψ^* -Wert entnommen, und aus diesem ein dem kavitationsfreien Betrieb zugehöriges H^* rechnerisch ermittelt werden. Nach Abzug des ΔH von H^* konnte die kritische Saughöhe bestimmt werden. Das Verfahren ist an der Kurve 12 l/s des Laufrades D_1 110 demonstriert (Abb. 4e).

Das Affinitätsgesetz und die Kavitationskennwerte der Pumpen

Nach THOMA nennt man die dimensionslosen Werte

$$\sigma = \frac{\text{NPSH}}{H^*} \quad \text{bzw.} \quad \sigma_{kr} = \frac{\Delta h_{kr}}{H^*}$$

den Kavitationsbeiwert bzw. den kritischen Kavitationsbeiwert. Jener dient zur Charakterisierung des Saugbetriebszustandes, dieser zur Kennzeichnung

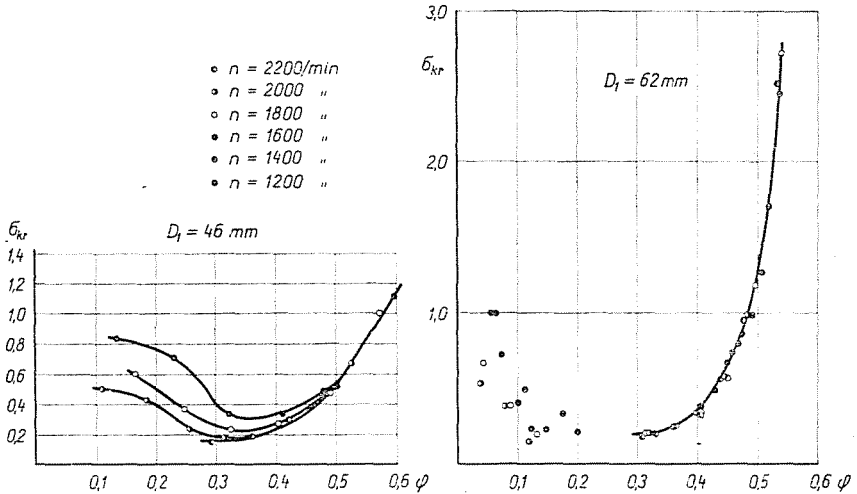


Abb. 5

der Saugfähigkeit der Pumpe. Hier bedeutet Δh_{kr} die Haltedruckhöhe, wenn $h_s = h_{skr}$ ist. Für die Haltedruckhöhe gilt

$$\Delta h = \frac{p_s - p_{\min}}{\gamma} + \frac{c_s^2}{2g},$$

wenn p_{\min} den kleinsten Druck im Laufrad bezeichnet. Im Kavitationszustand ist $p_{\min} = p_t$, es wird somit

$$\Delta h_{kr} = \frac{p_A - p_t}{\gamma} - h_{skr} + \frac{c_s^2}{2g}.$$

Der Gebrauch der Kavitationsbeiwerte (σ und σ_{kr}) ist unbequem, weil der Nenner eine Funktion des Förderstromes ist. Geeigneter ist der Gebrauch der Kavitationszahl und der kritischen Kavitationszahl

$$z = \frac{2g \text{NPSH}}{u_2^3} \quad \text{und} \quad z_{kr} = \frac{2g \Delta h_{kr}}{u_2^3}.$$

Den Zusammenhang zwischen den dimensionslosen Kennwerten beschreiben die Formeln

$$z = \sigma\psi \quad \text{bzw.} \quad z_{kr} = \sigma_{kr}\psi^*$$

Bei den Versuchen wurde geprüft, ob die Werte von Δh_{kr} dem Affinitätsgesetz folgen. Das Affinitätsgesetz ist erfüllt, wenn sich die bei verschiedenen Drehzahlen gemessenen Werte σ_{kr} bzw. z_{kr} nach ψ zu einer einzigen Kurve ordnen. Nach unseren Erfahrungen (Abb. 5) gibt es einen Abschnitt, in dem sich das Affinitätsgesetz erfüllt. Diese Strecke läuft von den höchsten

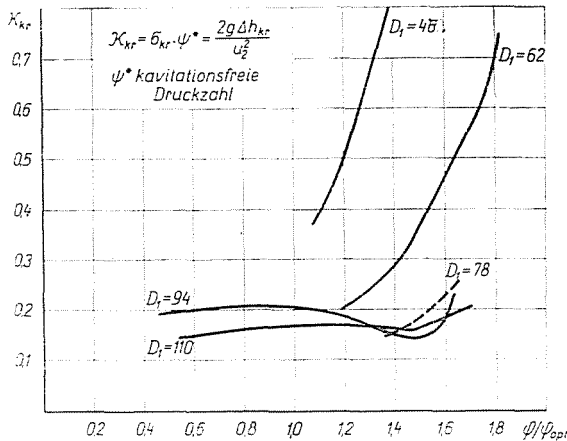


Abb. 6

φ -Werten abwärts bis zu einem gewissen Wert. Im Fortschreiten nach den kleineren φ -Werten hin trennen sich die den verschiedenen Drehzahlen zugehörigen Punkte. Zuerst weichen die Punkte der niedrigsten, dann stufenweise die der steigenden Drehzahlen von der gemessenen Kurve ab. Der Vorgang ist in Abb. 5 für die Laufräder D_1 46 und D_1 62 dargestellt.

In Abb. 6 wurden ohne Meßpunkte nur jene Kurvenstrecken aufgetragen, die das Affinitätsgesetz erfüllen. Um eine Vergleichsgrundlage zu erhalten, wurden statt der Kurven $\sigma_{kr}(\varphi)$ die Kurven $z_{kr}(\varphi/\varphi_{opt})$ aufgetragen. $\varphi/\varphi_{opt} = 1$ entspricht dem Punkt des optimalen Wirkungsgrades. Wie ersichtlich, folgen die Laufräder D_1 94 und D_1 110 schon von einem $\varphi/\varphi_{opt} = 0,5$ an dem Affinitätsgesetz.

Die Kurve D_1 78 wurde gestrichelt gezeichnet, weil hier die Streuung der Punkte ziemlich groß war. In der Umgebung des optimalen Wirkungsgrades konnten die Werte z_{kr} nicht bestimmt werden, weil hier $h_{skr} > 8$ m war, und so dieser Punkt mit der vorhandenen Meßanlage nicht erreicht werden konnte.

Aus der Abb. 6 kann gefolgert werden, daß der dem Affinitätsgesetz folgende Bereich von φ/φ_{opt} um so größer ist, je größer der Eintrittsdurchmesser des Laufrades ist.

Am Laufrad D_1 110 wurde bei den Werten $\varphi/\varphi_{opt} = 0,732; 1,1; \text{ und } 1,59$ auch geprüft, ob die Kavitationskennlinien selbst dem Affinitätsgesetz

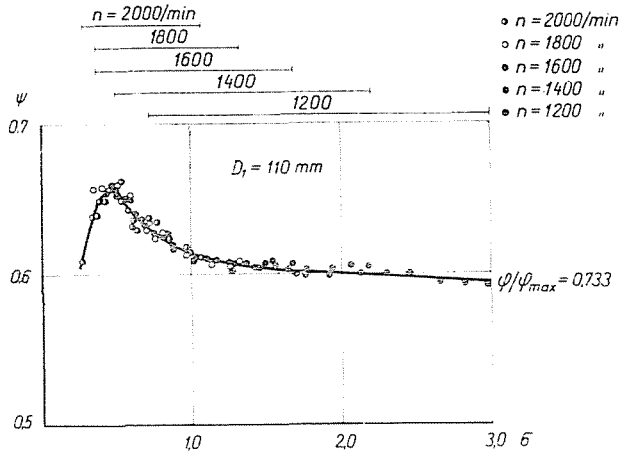


Abb. 7

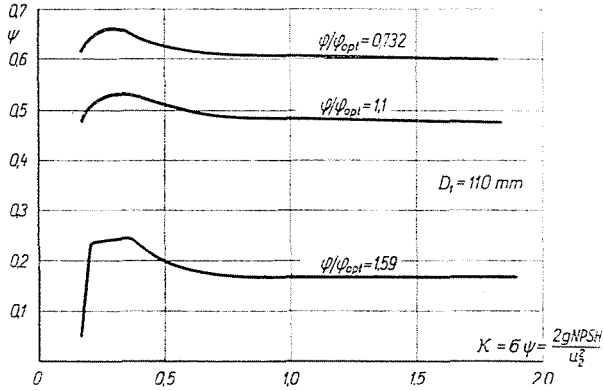


Abb. 8

folgen. Die bei verschiedenen Drehzahlen gemessenen Punkte ordneten sich zu einer Kurve, wie in Abb. 7 gezeigt. Die Abbildung läßt auch erkennen, in welchem Bereich die Punkte der einzelnen Drehzahlen fallen. In Abb. 8 sind die drei Kurven der Vergleichbarkeit wegen im Koordinatensystem $\psi(K)$ (ohne die Meßpunkte) aufgetragen. Die Gültigkeit des Affinitätsgesetzes für die Kavitationskennlinien hat auch GRAUMANN schon festgestellt [3].

In Abb. 3 finden sich außer den Werten von η_{opt} auch die von σ_{kr} in Abhängigkeit von D_1 . Die Punkte entsprechen dem Betriebszustand mit dem optimalen Wirkungsgrad ($\varphi/\varphi_{\text{opt}} = 1$). In der Umgebung von D_1 78 ist die Kurve gestrichelt gezeichnet, weil die kritische Saughöhe größer als 8 m war. Der in der Abbildung für D_1 78 eingezeichnete Punkt wurde aus den Werten $h_{krs} = 8$ m; $n = 2200$ U/min; $(p_A - p_t)/\gamma = 10$ m berechnet.

Im Sinne der Abb. 3 wurde die beste Saugfähigkeit vom Laufrad D_1 78 erreicht.

Zusammenfassung

Bei sechs verschiedenen Drehzahlen wurden fünf Pumpenlaufräder mit unterschiedlich großen Eintrittsdurchmessern geprüft. Die Räder wurden durch stufenweises Ausdrehen ein und desselben Laufrades hergestellt. Die Laufschaufeln hatten die Form einer logarithmischen Spirale, so daß der Eintrittswinkel bei allen Rädern gleich blieb. Die Änderungen der Kennwerte wurden in Abhängigkeit von Drehzahl und Eintrittsdurchmesser bestimmt. Auf Grund der Meßergebnisse wurde untersucht, wie weit die Affinitätsgesetze für die Kavitationskennwerte gültig sind. Bei kleinen Eintrittsdurchmessern wurden bedeutende Abweichungen festgestellt, bei Rädern mit ganz großem Eintrittsdurchmesser dagegen erwies es sich, daß die Form der Kavitationskennlinie dem Affinitätsgesetz gut folgt.

Literatur

1. STVRTECKY, F.—SZABÓ, Á.: The Influence of the Blade Breadth on the Characteristics of Centrifugal Pumps with Open Type Impellers. *Acta Technica*, 51, (1965).
2. SZABÓ, Á.: Über den Einfluß der Abrundung der feststehenden Vorderplatte von halboffenen Laufrädern auf die Kennwerte der Pumpen. Mitteilungen der Konferenz für Wasserkraftmaschinen. Timișoara, September 1964.
3. GRAUMANN, K.: Untersuchung über Kavitation an einer Kreiselpumpe. Dissertation. Darmstadt, 1958.

Ákos SZABÓ Dr. Attila VERBA Miklós MARIK	}	Budapest, XI., Stoczek u. 2—4. Ungarn.
--	---	--