

<b>Zeitschrift:</b>	Schweizerische Bauzeitung
<b>Herausgeber:</b>	Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
<b>Band:</b>	86 (1968)
<b>Heft:</b>	40
<b>Artikel:</b>	Bestimmung der kritischen Kavitationszahl des Profilgitters aus der berechneten Druckverteilung
<b>Autor:</b>	Vuškovi, Ivo / Obradovi, D.
<b>DOI:</b>	<a href="https://doi.org/10.5169/seals-70153">https://doi.org/10.5169/seals-70153</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:** 31.01.2026

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

Bei den hydraulischen Maschinen wird eine Senkung der spezifischen Kosten ebenfalls mit steigender Drehzahl erreicht, sofern sich dabei die zur Vermeidung von Kavitation notwendige tiefere Einbauhöhe ohne grosse Mehrkosten ausführen lässt. Dagegen kann eine Verringerung der spezifischen Kosten durch Vergrösserung der Einheitsleistung nicht allgemein erreicht werden. Die Leistung von hydraulischen Maschinen steigt bei gleicher Fallhöhe quadratisch mit den Abmessungen, das Gewicht nimmt jedoch stärker zu, etwa mit dem Exponenten 2,5 bis 3. Bis zu gewissen Grenzen kann das stärkere Ansteigen des Gewichtes und damit der Materialkosten kompensiert werden durch niedrigere Fertigungskosten. Darüber hinaus überwiegt jedoch der Materialbedarf. Hinzu kommen die Mehrkosten durch erhöhten Material- und Arbeitsaufwand wegen der Notwendigkeit, verschiedene Teile aus Fabrikations- und Transportgründen mehrteilig auszuführen.

Wie aus Tabelle 2 ersichtlich ist, entstehen bei der Fabrikation von Pumpen und Pumpenturbinen, insbesondere bei den grösseren Förderhöhen ab etwa 250 MW, bereits erhebliche Schwierigkeiten, die für die Turbinen erst bei noch grösseren Leistungen auftreten. Eine genauere Beurteilung liesse sich allerdings für den Einzelfall erst nach eingehenden Konstruktions- und Fabrikationsstudien aufstellen. Mit Sicherheit kann nur ausgesagt werden, dass bei hydraulischen Maschinen eine beliebige Steigerung der Einheitsleistungen vorerst aus Gründen der Wirtschaftlichkeit, dann wegen unüberwindlicher technischer Schwierigkeiten nicht möglich ist.

Weitere Untersuchungen über die spezifischen Kosten unter Annahme einer Wirkungsgradbewertung führen zu einigen Richtlinien, die bei der Wahl von hydraulischen Maschinen für Pumpspeicherwerke zu berücksichtigen wären.

Im Interesse niedriger Maschinenkosten sollten spezifisch schnellaufende hydraulische Maschinen gewählt und bis zu möglichst hohen Fallhöhen Francisturbinen mit einstufigen Pumpen, beziehungsweise einstufige reversible Pumpenturbinen, angewen-

det werden. Besonders günstig erscheint der Fallhöhenbereich von 300 bis 400 m.

Stehen Francis- und Peltonturbinen zur Diskussion (Fallhöhenbereich 400 bis 600 m), so ist vom wirtschaftlichen Gesichtspunkt aus meistens den Francisturbinen der Vorzug zu geben. Die Frage, ob getrennte hydraulische Maschinen oder reversible Pumpenturbinen zu wählen seien, kann nicht für alle Fälle eindeutig beantwortet werden. Die Wahl hängt weitgehend von den Baukosten, von der Art des Betriebseinsatzes und vor allem auch von der Höhe der Wirkungsgradbewertung ab. Beide Lösungen können wirtschaftlich sein.

Adresse der Verfasser: In der Firma Escher Wyss AG, 8023 Zürich.

#### Literaturverzeichnis

- [1] H. Blind: Allgemeine Planung von Pumpspeicherwerken. Vortragsveröffentlichung Haus der Technik, Nr. 86, S. 17ff. (Tagung vom 11. März 1966).
- [2] J. Osterwalder: Belüftung von Freistrahlturbinen bei Gegendruck. «Escher-Wyss-Mitteilungen» 40 (1967), Heft 2, S. 17ff.
- [3] M. Canay: Anlaufverfahren bei Synchronmaschinen. «Brown-Boveri-Mitteilungen» 54 (1967), Heft 9, S. 618ff.
- [4] R. Galli: Die energiewirtschaftlichen Grundlagen für den Einsatz von Wasserkraftanlagen mit künstlicher Speicherung. «Bulletin SEV» 56 (1965), Heft 3, S. 91ff.
- [5] J. Frohnholzer: Pumped Storage in Germany. «Water Power» 19 (1967), Heft 11, S. 458 und Heft 12, S. 507ff.
- [6] D. Florjancic: Die Pumpen-Turbine als Weiterentwicklung der Speicherpumpe. «Bulletin SEV» 56 (1965), Heft 6, S. 188ff.
- [7] B. von Gersdorff: Grundsätze der Planung von Pumpspeicherwerken. «Brennstoff-Wärme-Kraft» 18 (1966), Heft 10, S. 487ff.
- [8] H. Meuer, J. Micke: Entwicklungsrichtungen im Kraftausbau von Pumpspeicheranlagen. «Elektrizitätswirtschaft» 64 (1965), Heft 5, S. 105ff.
- [9] W. Meier: Getrennte hydraulische Maschinen oder reversible Pumpenturbinen für Pumpspeicherwerke? «Escher-Wyss-Mitteilungen» 39 (1966), Heft 3, S. 31ff.

## Bestimmung der kritischen Kavitationszahl des Profilgitters aus der berechneten Druckverteilung

Von I. Vušković und D. Obradović, Beograd

DK 621.243.5:532.528

#### Zusammenfassung

Bei der kritischen Kavitation, und über diese hinaus im Gebiet der sogenannten Superkavitation, bildet sich bei Wasserturbinen auf der Saugseite der Schaufelprofile ein mehr oder weniger ausgedehnter Kavitationshohlraum, welcher die Gitterströmung beeinflusst. Der Druck im Hohlraum entspricht dem Sättigungsdruck des Wasserdampfes und ist demnach konstant im ganzen Raum, also auch entlang der Grenzlinie. Das Profil, zusammen mit dem Hohlraum, verhält sich nun im Gitter wie ein verdicktes Profil mit veränderter Profilkontur an der Saugseite. Durch Verwendung der direkten Singularitätenmethode an diesem verdickten Profil werden die Gittercharakteristiken für verschiedene Kavitationszahlen im Gebiet der Superkavitation berechnet. Durch Extrapolation wird danach die kritische Kavitationszahl des Gitters bestimmt. Diese Methode wurde schliesslich an einem Gitter aus Clark-Y8-Profilen angewendet und mit den Versuchsergebnissen verglichen.

#### 1. Einleitung

Die Kenntnis der kritischen Kavitationszahl für den entsprechenden Betriebspunkt einer Kaplan-Turbine ist für die Praxis von besonderer Bedeutung. Nicht nur deshalb, weil man durch sie die Einbauhöhe, das heisst die höchstzulässige Saughöhe der Turbine bestimmt, sondern auch weil man bei den heutigen Turbinen den Dauerbetrieb mit Kavitation zulässt, und zwar bis zu jener kritischen Kavitation, bei welcher der Wirkungsgradabfall der Turbine beginnt. Die Erfahrung hat sogar gezeigt, dass hinsichtlich der Korrosion die kritische Kavitation weniger gefährlich ist als die teilweise ausgebildete Kavitation im Bereich zwischen der beginnenden und der kritischen Kavitation. Aus diesem Grunde wird bei Modellversuchen gleichzeitig mit der Turbinencharakteristik auch die kritische Kavitationszahl für den ganzen Verwendungsbereich der Turbine bestimmt.

Bei der Berechnung neuer Laufräder von Kaplanturbinen, sowohl bei klassischen mit radialem Leitrad als auch bei Rotturbinen mit konischem Leitapparat, stellt die Erzielung möglichst guter Kavitationseigenschaften der Turbine neben bestmöglichem Wirkungsgrad ein ganz besonderes Problem dar. Die hydraulische Berechnung wird heute meistens mit Hilfe elektronischer Rechenmaschinen auf Grund der einzelnen programmierten Berechnungsphasen durchgeführt, wie zum Beispiel Bestimmung des Strömungsfeldes zwischen dem Leit- und Laufrad zwecks Berechnung der Geschwindigkeitsverteilung am Laufradeintritt, Ermittlung optimaler Teilung der Schaufelprofile im Gitter für die gewählten Zylinderschnitte des Laufrades und schliesslich die Berechnung der Profilform selbst nach dem Singularitätenverfahren, oder nach dem Verfahren der konformen Abbildung.

Die Laufradberechnung führt man meistens für den optimalen Turbinenbetriebspunkt durch, welcher dem Gipfel im Muscheldiagramm entspricht. Dieser Berechnungspunkt wird gewöhnlich bei der Festlegung der Aufgabe durch die Einheitsmenge und Einheitsdrehzahl ( $Q_1'$ ,  $n_1'$ ) angegeben. Dabei verwendet man für die Berechnung der Schaufelprofile die indirekte Methode. Das heisst, es wird für die gegebenen Strömungsbedingungen, wie Eintritts- und Austrittsgeschwindigkeit, Zirkulationsgrösse und vorausgesetzten Charakter des Druckverlaufes an der Profilsaugseite, durch Rechnung die Profilkontur ermittelt. Gleichzeitig mit der Profilform berechnet man auch die Druckverteilung längs der Profilkontur, woraus dann die Kavitationszahl für die beginnende Kavitation des jeweiligen Zylinderschnittes berechnet werden kann. Wie gross nun die Differenz zwischen der beginnenden und der kritischen Kavitation ( $\Delta\sigma = \sigma' - \sigma_{kr}$ ) im betreffenden Betriebspunkt sein wird, hängt von der Druckverteilung an der Saugseite des Schaufelprofiles ab. Für den Berechnungspunkt wählt man gewöhnlich eine gleichmässige Druckverteilung, so dass die Differenz zwischen den beiden Grenzwerten der Kavitationszahl relativ klein ist. Für die anderen Betriebspunkte hingegen, welche

ausserhalb des optimalen Berechnungspunktes liegen, vergrössert sich diese Differenz, je nach dem Charakter der Druckverteilung längs der Schaufelprofile im betreffenden Betriebspunkt. Sofern man jetzt wünscht, das Verhalten der berechneten Kaplan-turbine hinsichtlich der Kavitation ausserhalb des optimalen Berechnungspunktes festzustellen, zum Beispiel für die maximale Leistung bei einem anderen Gefälle, ist es erforderlich, für den betreffenden Betriebspunkt neben der beginnenden Kavitationszahl auch die kritische zu bestimmen, um das richtige Bild über das Verhalten dieses Laufrades im Kavitationsgebiete zu erhalten.

Wenn auch die theoretische Berechnung der beginnenden Kavitation aus der berechneten Druckverteilung am Schaufelprofil relativ einfach ist, so ist die Bestimmung der kritischen Kavitation sehr kompliziert. Es ist nämlich unmöglich, im voraus jene Form der Kavitationshohlräume, die der kritischen Kavitation entsprechen würde, an der Profilsaugseite festzustellen. Dies um so mehr als die Kavitation eine örtliche Beschränkung des Druckes auf den Sättigungsdruck des Wasserdampfes hervorruft. Diese beeinflusst ihrerseits die Änderung des ganzen Strömungsfeldes um das Profil. Aus diesem Grunde ist man im Rahmen dieser Arbeit bei der Lösung der erwähnten Probleme von der entgegengesetzten Seite ausgegangen, das heißt von der ganz ausgebildeten, extremen Kavitation, der sogenannten Superkavitation, um von dieser zur kritischen Kavitation zu gelangen. Bevor man auf die konkrete Lösung der gestellten Aufgaben, das heißt auf die Ermittlung der kritischen Kavitationszahl übergeht, soll das Verfahren für die theoretische Bestimmung der beginnenden Kavitation kurz beschrieben und anhand zweier Beispiele aus der Praxis dargestellt werden.

## 2. Theoretische Bestimmung der beginnenden Kavitationszahl

Wie erwähnt, kann die beginnende Kavitationszahl theoretisch aus der Druckverteilung längs der Profilkontur ermittelt werden. Die Druckverteilung erhält man sowohl für das direkte als auch für das indirekte Problem mit dem Singularitätsverfahren, bzw. durch Verwendung der konformen Abbildung, oder mit Hilfe anderer Methoden. Auf den Bildern 1 und 2 sind die Ergebnisse solcher Berechnungen dargestellt, welche nach dem Singularitätsverfahren für zwei besondere Beispiele durchgeführt wurden. In Bild 1 ist die für den optimalen Betriebspunkt berechnete Druckverteilung entlang der Schaufelprofile für die jeweiligen Zylinderschnitte eines sechsschaufeligen Kaplan-Laufrades dargestellt. Der Druck ist auf dem Diagramm dimensionslos angegeben, und zwar durch den Koeffizienten

$$k_p = \frac{p - p_\infty}{w_\infty^2 \rho/2} = 1 - \left( \frac{w}{w_\infty} \right)^2$$

welcher für eine reibungsfreie Flüssigkeit gilt. Hier bedeutet  $p$  den Druck und  $w$  die entsprechende Relativgeschwindigkeit an der Profilkontur,  $w_\infty$  die mittlere vektorielle Relativgeschwindigkeit

$$\bar{w}_\infty = \frac{\bar{w}_0 + \bar{w}_3}{2}$$

(Index 0 bezeichnet das Strömungsgebiet unmittelbar vor, und Index 3 unmittelbar hinter dem Laufrad, wo die Strömung durch die endliche Zahl nicht gestört wird),  $p_\infty$  bedeutet den der Geschwindigkeit  $w_\infty$  entsprechenden Druck, welcher bestimmt wird aus

$$p_0 + w_0^2 \rho/2 = p_3 + w_3^2 \rho/2 = p_\infty + w_\infty^2 \rho/2$$

Aus Bild 1 geht die gleichmässige Druckverteilung an der Profilsaugseite hervor, wie sie bei der Berechnung vorausgesetzt wurde. Die Folgen der gleichmässigen Druckverteilung sind die erhaltenen niedrigen Werte der beginnenden Kavitationszahl  $\sigma'$ . Die Kavitationszahl wird berechnet nach der Formel

$$\sigma' = \eta_s \frac{c_{3m}^2}{2gH} + \left[ \left( 1 - k_{p\min} \right) \left( \frac{w_\infty}{w_3} \right)^2 - 1 \right] \frac{w_3^2}{2gH}$$

Hier bedeuten

- $\eta_s$  Wirkungsgrad des Saugrohres
- $c_{3m}$  Meridiankomponente der Absolutgeschwindigkeit hinter dem Laufrad
- $k_{p\min}$  minimaler Wert des Druck-Koeffizienten
- $H$  Turbinenfallhöhe

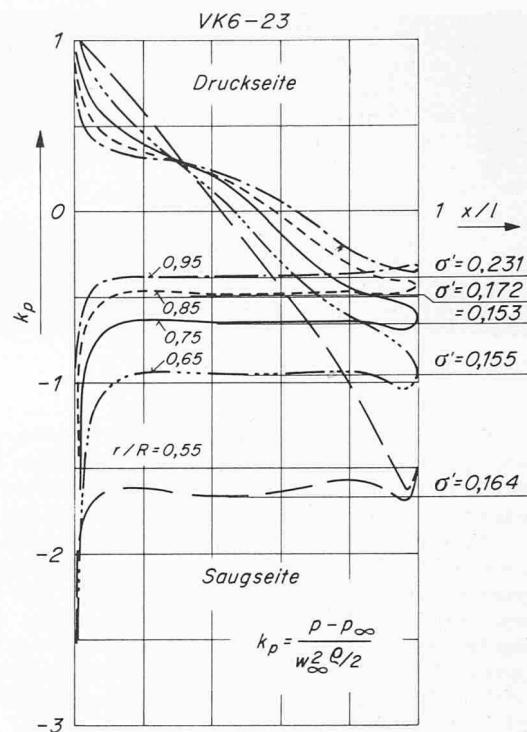


Bild 1. Druckverteilung an Schaufelprofilen in Gittern für verschiedene Zylinderschnitte eines sechsschaufeligen Kaplan-Laufrades im Berechnungspunkt, berechnet nach dem indirekten Singularitätsverfahren [1]

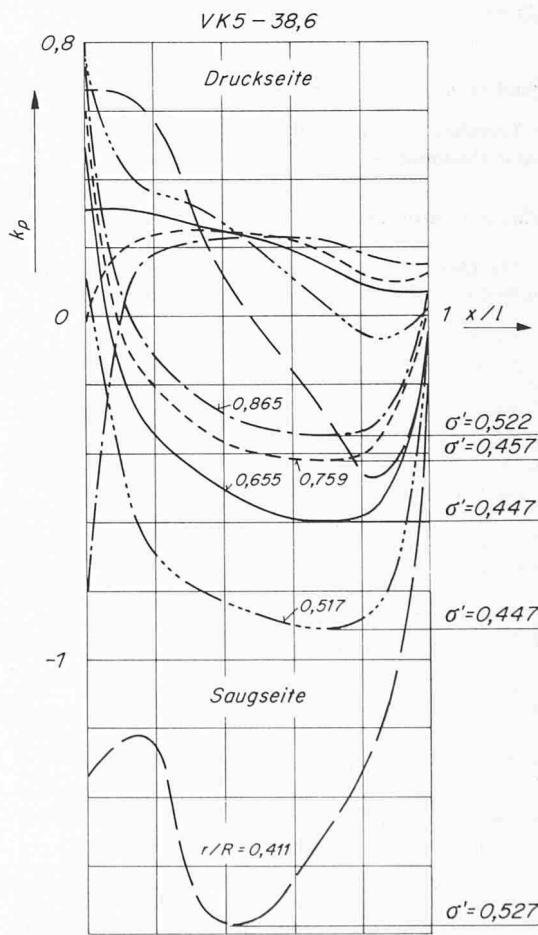


Bild 2. Druckverteilung an Schaufelprofilen in Gittern für verschiedene Zylinderschnitte eines fünfschaufeligen Laufrades im nominalen Betriebspunkt einer vorhandenen Kaplan-turbine, berechnet nach direktem Singularitätsverfahren [2]

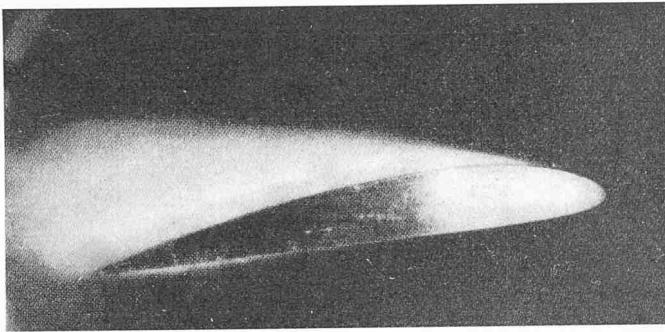


Bild 3. Superkavitation am Profil Clark Y 11,7 [3]

Demnach wird bei diesem Rad für den Berechnungspunkt das Arbeitsgebiet der Turbine mit Kavitation beschränkt sein, und die Differenz zwischen der beginnenden und der kritischen Kavitationszahl  $\Delta\sigma = \sigma' - \sigma_{kr}$  entsprechend klein ausfallen.

Wenn man aber die Charakteristiken des Turbinenlaufrades in einem Betriebspunkt neben dem optimalen Berechnungspunkt theoretisch berechnen will, so erhält man für die bereits theoretisch ermittelte Schaufelform durch die direkte Methode des Singularitätenverfahrens [2] die entsprechende Druckverteilung an einzelnen Schaufelprofilen. In Bild 2 ist die so berechnete Druckverteilung längs der Schaufelprofile einer fünfschaufeligen Kaplan-turbine dargestellt.

In diesem Falle ist das Arbeitsgebiet der Turbine bei Kavitation infolge der ungleichmässigen Druckverteilung an der Profilsaugseite bedeutend grösser als im ersten Falle (Bild 1). Diese Tatsache wurde durch Kavitationsversuche mit dem Modell dieser Turbine bestätigt. Für den Betriebspunkt, welcher dem Diagramm in Bild 2 entspricht, hat man durch stroboskopische Beobachtung und Messung die Differenz

$$\Delta\sigma = \sigma' - \sigma_{kr} \sim 0,50 - 0,40 = 0,10$$

erhalten<sup>1)</sup>.

### 3. Verfahren für die theoretische Bestimmung der kritischen Kavitationszahl

Die Steigerung der Kavitation über den kritischen Zustand führt zur Strömungsablösung vom Schaufelprofil und zur Erweiterung des Kavitationshohlraumes hinter dem Profil, was gerade die Superkavitation charakterisiert. Diese stellt eine physikalisch gut erfassbare Strömung durch das Profilgitter dar, welche durch den annähernd elliptischen Kavitationshohlraum gekennzeichnet ist. Dieser beginnt an der Saugseite nicht weit von der Profilnase und auf der Druckseite an der Hinterkante (s. Bild 3). Der Druck an der Kontur des Kavitationshohlraumes entspricht dem Sättigungsdruck des Wasserdampfes. Dieser Umstand ermöglicht die theoretische Analyse der Strömung durch das Gitter im Gebiet der Superkavitation.

Über die Superkavitation gibt es mehrere Arbeiten, die sich jedoch alle mit den speziellen spitzen Profilen befassen, wobei die Profilcharakteristiken bei der Superkavitation mit der Methode der konformen Abbildung bestimmt werden. So hat M. P. Tulin [4], [5] als erster die lineariserte Theorie auf die speziellen Einzelprofile für Superkavitation verwendet und A. J. Acosta [6] die Tulinsche Theorie auf Gitter aus ebenen dünnen Platten erweitert. T. Y. Wu [7] und R. Öba [8], [9] berechnen die Strömung durch Gitter mit speziellen Profilen für Superkavitation mit einem unendlich langen Kavitationshohlraum. C. D. Sutherland und H. Cohen [10] haben die lineariserte Theorie auf Gitter mit ebenfalls spitzen Profilen für Superkavitation, jedoch mit endlich langem Kavitationshohlraum verwendet.

Am häufigsten wird dabei angenommen, dass sich der Kavitationshohlraum von der Spitze der Profilnase ablöst und sich ins Unendliche ausdehnt, was in der Wirklichkeit insbesondere bei hydraulischen Maschinen sehr selten vorkommt. Unser Fall bezieht sich hingegen auf die üblichen klassischen Schaufelprofile von Kaplanturbinen, welche von den speziellen zugespitzten Profilen für Superkavitation merklich abweichen.

Die Grenze zwischen dem Arbeitsgebiet der Turbine bei Kavitation und dem Gebiet der Superkavitation, bei welchem die Turbine normalerweise nicht arbeitet, stellt die kritische Kavitationszahl dar. Ein Beispiel dafür sieht man in Bild 4, in welchem die bekannte Abhängigkeit der Turbinencharakteristiken von der Kavitationszahl dargestellt ist. Diese wurden im Kavitationsstand am Modell einer vier-schaufeligen Kaplanturbine [11] gemessen. Im Diagramm sind drei charakteristische Gebiete bezüglich der Kavitation dargestellt, und zwar:

I Betrieb ohne Kavitation, Arbeitsgebiet der Turbine  
II Betrieb mit Kavitation, Arbeitsgebiet der Turbine  
III Gebiet der Superkavitation, kein Arbeitsgebiet der Turbine.

$\Delta\sigma = \sigma' - \sigma_{kr}$

Am häufigsten wird dabei angenommen, dass sich der Kavitationshohlraum von der Spitze der Profilnase ablöst und sich ins Unendliche ausdehnt, was in der Wirklichkeit insbesondere bei hydraulischen Maschinen sehr selten vorkommt. Unser Fall bezieht sich hingegen auf die üblichen klassischen Schaufelprofile von Kaplanturbinen, welche von den speziellen zugespitzten Profilen für Superkavitation merklich abweichen.

Die Grenze zwischen dem Arbeitsgebiet der Turbine bei Kavitation und dem Gebiet der Superkavitation, bei welchem die Turbine normalerweise nicht arbeitet, stellt die kritische Kavitationszahl dar. Ein Beispiel dafür sieht man in Bild 4, in welchem die bekannte Abhängigkeit der Turbinencharakteristiken von der Kavitationszahl dargestellt ist. Diese wurden im Kavitationsstand am Modell einer vier-schaufeligen Kaplanturbine [11] gemessen. Im Diagramm sind drei charakteristische Gebiete bezüglich der Kavitation dargestellt, und zwar:

I Betrieb ohne Kavitation, Arbeitsgebiet der Turbine  
II Betrieb mit Kavitation, Arbeitsgebiet der Turbine  
III Gebiet der Superkavitation, kein Arbeitsgebiet der Turbine.

Die entsprechende Grösse der kritischen Kavitationszahl  $\sigma_{kr}$  kann aus dem Diagramm graphisch als Schnittpunkt des abfallenden Astes der Wirkungsgradkurve im Gebiet III (mit einer geneigten Geraden dargestellt) und der Verlängerung der Wirkungsgradhorizontalen aus dem Gebiet I ermittelt werden. Demnach kann mit bekannten Werten der beginnenden Kavitationszahl und mindestens drei Wirkungsgraden für entsprechende Kavitationszahlen im Gebiet der Superkavitation die kritische Kavitation mit für die Praxis genügender Genauigkeit bestimmt werden.

Analog kann bei der Bestimmung der kritischen Kavitationszahlen für beliebige Profilgitter vorgegangen werden, wenn man

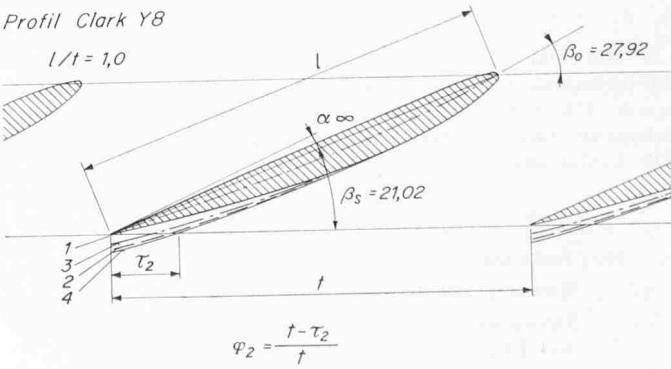


Bild 4. Kavitations-Charakteristik einer vier-schaufeligen Kaplanturbine nach den Modellversuchen [11]

- I Betrieb ohne Kavitation, normaler Turbinenbetrieb
- II Betrieb mit Kavitation, normaler Turbinenbetrieb
- III Gebiet der Superkavitation, abnormaler Turbinenbetrieb

Bild 5. Profilgitter mit der berechneten Superkavitation-Hohlraumkontur an der Saugseite

anstatt des Wirkungsgradverlaufes über der Kavitationszahl im Gebiete der Superkavitation die Veränderung des Auftriebsbeiwertes  $C_a$  in Abhängigkeit vom Kavitationsbeiwert des Gitters benutzt (siehe Abschnitt 4).

#### 4. Berechnung charakteristischer Größen des Profilgitters im Gebiet der Superkavitation und Ermittlung der kritischen Kavitationszahl

Wie bereits erwähnt, hat man in dieser Arbeit das Singularitätenverfahren für die Lösung des direkten Problems [2] angewendet, wobei man im Gebiet der Superkavitation für jeden Berechnungspunkt die definitive Form der Kontur des Kavitationshohlraumes auf der Profilsaugseite durch schrittweise Annäherung so lange berechnete, bis die gestellte Bedingung der gleichmässigen Druckverteilung längs der ganzen Profilsaugseite erfüllt war. Die Berechnung wurde mit den Dimensionen des fiktiven Profils durchgeführt, welches auf der Saugseite um eine bestimmte Größe entsprechend dem Kavitationshohlraum verdickt war. Durch sinngemäss Anwendung der programmierten Gitterberechnung bekam man mit Hilfe der Rechenmaschine in verhältnismässig kurzer Zeit das Endergebnis, das heisst die Gittercharakteristiken für den entsprechenden Kavitationsbeiwert im Gebiet der Superkavitation.

Zur direkten Prüfung der Theorie und der experimentellen Ergebnisse wurde die Strömung durch das Gitter mit Profilen Clark Y8 berechnet, da für dieses Gitter die Versuchsergebnisse für das ganze Kavitationsgebiet (I—III) veröffentlicht wurden [12].

Die charakteristischen Daten für dieses Gitter sind:

$$t/l = 1,0, \quad \beta_0 = 27,92^\circ, \quad \beta_S = 21,02^\circ$$

Bild 5 zeigt die Profile im Gitter.

Für den Betrieb ohne Kavitation (Gebiet I) wurden für das direkte Problem mit dem Singularitätenverfahren folgende Größen für den Anstellwinkel  $\alpha_\infty$  und den Auftriebsbeiwert  $C_a$  berechnet:

	$\alpha_\infty$	$C_a$
Berechnung	0,38°	0,975
Versuch	0°	0,965

Der Vergleich zwischen den berechneten und durch Versuche erhaltenen Werten ist also befriedigend. Es soll dabei noch er-

wähnt werden, dass bei der Berechnung der Reibungseinfluss nicht berücksichtigt wurde. Die entsprechende Druckverteilung ist im Diagramm Bild 6 (Kurve 1) dargestellt.

Beim Betrieb mit Superkavitation bildet sich an der Saugseite der Kavitationshohlraum. In Bild 5 sind für drei verschiedene Kavitationszahlen, für welche die Berechnung durchgeführt wurde, die entsprechenden Konturen der Kavitationshohlräume an der Profilsaugseite eingezeichnet.

Der Kavitationsbeiwert wird wie üblich definiert als

$$k_d = \frac{\rho_\infty - \rho_d}{w_\infty^2 / \rho / 2} = -k_{pd}$$

Hier bedeutet  $\rho_d$  den Sättigungsdruck des Wasserdampfes.

Für die annähernde Bestimmung der Größe des Kavitationshohlraumes zum entsprechenden Kavitationsbeiwert  $k_d$  kann bei der ersten Annäherung die Beziehung zwischen der Kontraktion des Strömungsquerschnittes am Gitteraustritt

$$\varphi_2 = \frac{t - \tau_2}{t}$$

und den anderen Strömungsparametern des Gitters bei der Strömung mit Superkavitation von Nutzen sein. Man kann nämlich annehmen, dass der Mittelwert der Relativgeschwindigkeit im Strömungskanal am Austritt zwischen zwei Schaufeln gleich ist

$$\bar{w}_2 = \frac{w_{2S} + w_{2D}}{2}$$

Hier sind  $w_{2S}$  und  $w_{2D}$  die örtlichen Relativgeschwindigkeiten an der Saug- bzw. Druckseite des Profils. Sie werden mit den entsprechenden Druckkoeffizienten berechnet als

$$w_{2S} = w_\infty \sqrt{1 - k_{p2S}}$$

$$w_{2D} = w_\infty \sqrt{1 - k_{p2D}}$$

und so erhält man

$$2 \frac{\bar{w}_2}{w_\infty} = \sqrt{1 - k_{p2S}} + \sqrt{1 - k_{p2D}}$$

Anderseits kann  $\bar{w}_2$  ausgedrückt werden als

$$\bar{w}_2^2 = w_{3u}^2 + c_{2m}^2 = c_{3m}^2 \operatorname{ctg}^2 \beta_3 + c_{2m}^2$$

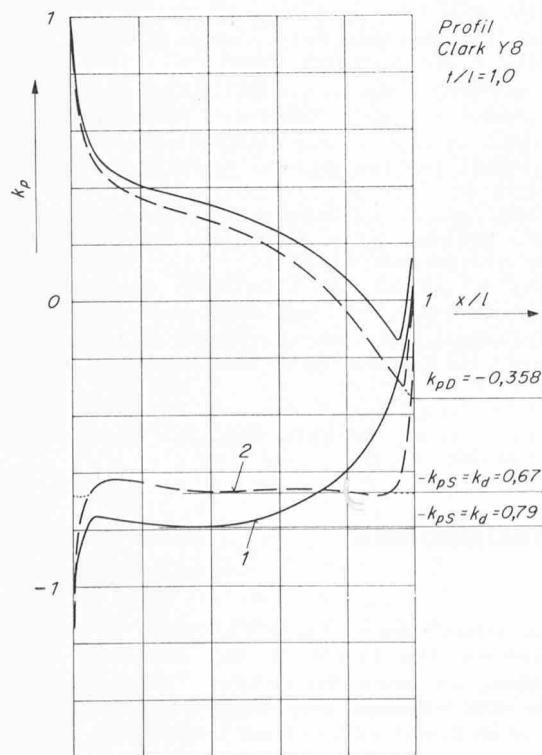


Bild 6. Berechnete Druckverteilung am untersuchten Gitterprofil für den Betrieb ohne und mit Superkavitation.  
1 beginnende Kavitation, 2 Superkavitation

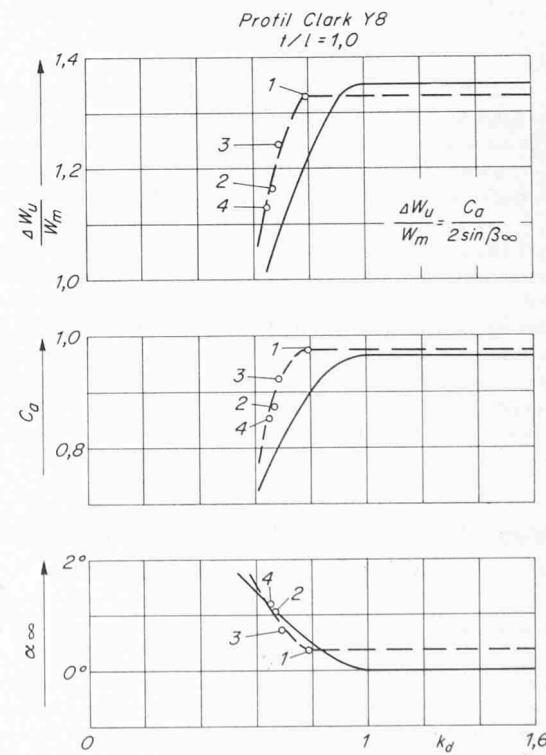


Bild 7. Berechnete Gittercharakteristik für den Betrieb ohne und mit Superkavitation

Tabelle 1. Ergebnisse der Berechnung der Gittercharakteristiken für drei Betriebspunkte im Gebiete der Superkavitation. Punkt 1 entspricht der beginnenden Kavitation

Berechnungspunkte (s. Bilder 5 und 7)	1	3	2	4
$k_d$	0,79	0,69	0,67	0,65
$C_a$	0,975	0,918	0,872	0,853
$\alpha_\infty^\circ$	0,380	0,740	1,066	1,193
$\Delta w_u/w_m$	1,333	1,242	1,160	1,130
$\operatorname{ctg} \beta_3$	3,220	3,129	3,047	3,017
$\varphi_2$	1	0,895	0,848	0,832
$k_{p2D}$	—	— 0,350	— 0,358	— 0,362

Mit der Bezeichnung der Meridiankomponenten der Absolutgeschwindigkeit ohne Kontraktion mit  $c_{3m} = c_{om} = c_m$  und der Meridiangeschwindigkeit im Austrittsquerschnitt mit der Kontraktion als  $c_{2m} = \frac{c_m}{\varphi_2}$  folgt

$$\bar{w}_2 = c_m \sqrt{1/\varphi_2^2 + \operatorname{ctg}^2 \beta_3}$$

Da  $c_m = w_\infty \sin \beta_\infty$  ist, so wird

$$\frac{\bar{w}_2}{w_\infty} = \sin \beta_\infty \sqrt{1/\varphi_2^2 + \operatorname{ctg}^2 \beta_3}$$

Für den Betrieb mit Superkavitation wird der Druckkoeffizient am Austritt der Profilsaugseite  $k_{p2S} = -k_d$  sein, womit man endlich bekommt

$$2 \sin \beta_\infty \sqrt{1/\varphi_2^2 + \operatorname{ctg}^2 \beta_3} \approx \sqrt{1-k_{p2S}} + \sqrt{1+k_d}$$

Bei praktischer Anwendung dieser Formel müssen noch die bekannten Gittergleichungen berücksichtigt werden

$$C_a = \frac{2 \Delta w_u}{w_\infty} = 2 \sin \beta_\infty (\operatorname{ctg} \beta_3 - \operatorname{ctg} \beta_0)$$

$$\operatorname{ctg} \beta_\infty = \frac{\operatorname{ctg} \beta_0 + \operatorname{ctg} \beta_3}{2}$$

Ausserdem ist

$$C_a = \int_0^1 (k_{pD} - k_{pS}) d(x/l)$$

Auf diese Weise erhält man in erster Annäherung die Abhängigkeit des Auftriebsbeiwertes  $C_a$  vom Kavitationsbeiwert  $k_d$  für verschiedene Werte der Kontraktion  $\varphi_2$ , welche ihrerseits von der Dicke des Kavitationshohlraumes bei Superkavitation direkt beeinflusst wird.

Nach der beschriebenen Methode wurden die Gittercharakteristiken für drei Betriebspunkte im Gebiete der Superkavitation berechnet, und zwar für die Punkte 2, 3 und 4 in Tabelle 1 und Bild 7. Der Punkt 1 bezieht sich auf den Betriebspunkt, welcher der beginnenden Kavitation entspricht. In Tabelle 1 sind die berechneten Charakteristiken angegeben und im Diagramm Bild 7 die entsprechenden Kurven dargestellt. Aus Bild 6 ist die berechnete Druckverteilung für den Punkt 2 ersichtlich. Es fällt dabei der charakteristische konstante Druckverlauf längs der Profilsaugseite auf, welcher dem Sättigungsdruck des Wasser-

dampfes entspricht und welcher die Bildung des Kavitationshohlraumes (s. Bild 5, Kontur 2) verursacht. Alle Druckverteilungen wie auch die anderen charakteristischen Gittergrößen wurden für die Profile mit verdickten Konturen an der Saugseite, welche im Bild 5 mit 3, 2 und 4 bezeichnet sind, berechnet.

In Bild 7 sind die berechneten und durch Versuche erhaltenen Kurven für die Strömung mit Superkavitation verglichen. Die Übereinstimmung ist bei den kleinen Kavitationszahlen sehr gut, bei grösseren weicht die Versuchskurve etwas nach rechts ab. Die Ursache dieser Abweichung kann die Luftausscheidung aus dem Wasser sein, welche vor der Kavitationserscheinung eintritt, möglicherweise auch die Bildung der lokalen Kavitation an der Profilnase, was noch zu klären wäre.

## 5. Schlussfolgerung

Die angewendete Methode für die rechnerische Bestimmung der Charakteristiken der Profilgitter in Strömung mit Superkavitation zeigt befriedigende Übereinstimmung mit den Versuchsergebnissen. Hiermit wurde die Richtigkeit der gemachten Annahmen über den Einfluss der Kavitationshohlräume auf die Gitterströmung und die Druckverteilung um die Profile für das Gebiet der Superkavitation bestätigt.

Adresse der Verfasser: Prof. Dr.-Ing. Ivo Vušković und Dipl.-Ing. D. Obradović, Braće Jugovića 21, Beograd, Jugoslawien.

## Literaturverzeichnis

- [1] Etnberg I. E.: Teorija i rasčet protičnoj časti povočno-pastnih hidroturbina (Theorie und Berechnung durchströmter Teile von Wasserturbinen mit verstellbaren Laufradschaufeln), »Mašinostrojenje», Moskva-Leningrad 1965.
- [2] Obradović D.: Neue Variante für die Berechnung der Strömung durch Profilgitter nach dem Singularitätenverfahren, Referat vorgetragen am IX. Jugosl. Kongress für rationelle und angewandte Mechanik, Split, 3. bis 8. Juni 1968.
- [3] Numachi F., Ōba R. und Chida I.: Effect of Surface Roughness on Cavitation Performance of Hydrofoils. Report 2, Rep. Inst. High. Sp. Mech., Japan, Vol. 18 (1966/1967), No. 182, Fig. 14 (A), p. 298.
- [4] Tulin M. P. und Burkhardt M. P.: Linearized Theory for Flows about Lifting Foils at Zero Cavitation Number, David Taylor Model Basin Report C-638, 1955.
- [5] Tulin M. P.: Supercavitating Flow Past Foils and Struts, Cavitation in Hydrodynamics, Proc. Symposium at NPL 1955, London, HMSO, 16, p. 1.
- [6] Acosta A. J.: Cavitating Flow Past a Cascade of Circular Arc Hydrofoils, CIT, Rep. No. E-79-2 (1960).
- [7] Wu T. Y.: A Free Streamline Theory for Two Dimensional Fully Cavitating Hydrofoils, I. Maths. Phys. Vol. 35 (1956), p. 236.
- [8] Ōba R.: Theory on Supercavitating Cascade Flow for Arbitrary Form Hydrofoils, Rep. Inst. High. Sp. Mech., Japan, Vol. 15 (1963/1964), p. 1.
- [9] Ōba R.: Rules on Lift and Drag of Supercavitating Isolated Hydrofoil or Hydrofoils in Cascade, Rep. Inst. High. Sp. Mech., Japan, Vol. 17 (1965/1966) No. 161.
- [10] Sutherland C. D. und Cohen H.: Finite Cavity Cascade Flow, Proceedings of 3rd U. S. Natl. Congress Appl. Mech. 1958, p. 837.
- [11] Vušković I.: Untersuchungen über den Einfluss des Luftgehaltes auf Kavitation und Korrosion, Escher Wyss Mitteilungen, Zürich 1940, Bild 15, S. 88.
- [12] Numachi F.: Cavitation Tests on Hydrofoils Arranged in Accelerating Flow Cascade, Rep. Inst. High. Sp. Mech., Japan, Vol. 13 (1961/1962), No. 121.

## Visuelle Untersuchung der Strömung im Leitrad einer Radialpumpe

Von P. Hergt und R. Benner, Frankenthal/Pfalz

### Einführung

Die Verfahren zur Berechnung der Strömung in Turbomaschinen wurden in den letzten Jahren so weit ausgebaut, dass es heute möglich ist, die Geschwindigkeits- und Druckverteilung in Lauf- und Leiträdern beliebiger Geometrie zu bestimmen. Trotz Vernachlässigung der Reibungseinflüsse ist es, wie in [1] gezeigt wird, zumindest im Bereich des Punktes besten Wirkungsgrades möglich, nicht nur qualitative, sondern auch gute quantitative Übereinstimmung mit dem Experiment zu erzielen.

Die Strömungsmaschinen werden im allgemeinen vorwiegend in diesem Bereich betrieben. Es gibt aber auch Ausnahmen, z. B. Kesselspeisepumpen, die häufig bei extremer Teillast gefahren werden müssen. Die bekannten Berechnungsverfahren versagen nun leider gerade im Bereich solch extremer Lastzustände, wo das Strömungsbild von stationären und instationären Ablöserscheinungen geprägt wird, und man ist zunächst darauf angewiesen, die Vorgänge experimentell zu studieren. Die im folgenden mitgeteilten Ergebnisse sollen ein Beitrag zu diesem Thema sein.