

Untersuchung tiefgetauchter Waterjets

Investigations of submerged water jets

Dr. Dirk Jürgens, Voith Turbo Schneider Propulsion GmbH & Co. KG
Hans-Jürgen Heinke, Schiffbau-Versuchsanstalt Potsdam GmbH

1 Einleitung

Die Entwicklung von tiefgetauchten Antriebssystemen mit den Bauteilen Rotor, Stator, Nabe und Ummantelung wurde in den letzten Jahren in Form des Linear-Jets, des Rim-driven Propulsors und des Advanced Waterjets durch verschiedene Firmen und Institutionen vorangetrieben. Auf Grund der stetigen Zunahme der Schiffsgeschwindigkeiten und Antriebsleistungen, den Entwicklungen im Marineschiffbau sowie dem wachsenden Markt für große Yachten besteht ein Interesse an dem Einsatz von tiefgetauchten Waterjets.

Die einfache Übertragung des Know-hows von den konventionellen Waterjets auf den tiefgetauchten Waterjet ist nicht möglich. Die Ummantelung (Düse), der Rotor und der Stator müssen für den voll getauchten Einsatz optimiert werden.

Seit Ende 2005 entwickelt Voith Turbo Marine in Kooperation mit der SVA Potsdam den Voith Water Jet (VWJ). Der tiefgetauchte VWJ soll bei geringer Kavitationsgefährdung, einer sehr guten Hydroakustik und einer geringen Schwingungsanregung Wirkungsgrade im Bereich von 65 bis 70% erreichen, um gegenüber bestehenden Propulsionssystemen konkurrenzfähig zu sein.

Für den Entwurf und die Analyse des tiefgetauchten Waterjets werden potenzialtheoretische und kommerzielle Reynolds-Averaged Navier Stokes (RANS) Verfahren angewendet. Zur Validierung der Berechnungen werden Modellversuche durchgeführt.

2 Ummantelte Propulsionssysteme mit Rotor und Stator

Im Bereich der Hochgeschwindigkeitsschiffe (Schiffsgeschwindigkeiten $V_s \gg 30$ kn) haben sich Wasserstrahlantriebe als Antriebssysteme weitgehend durchgesetzt [1], [2], [3], [4].

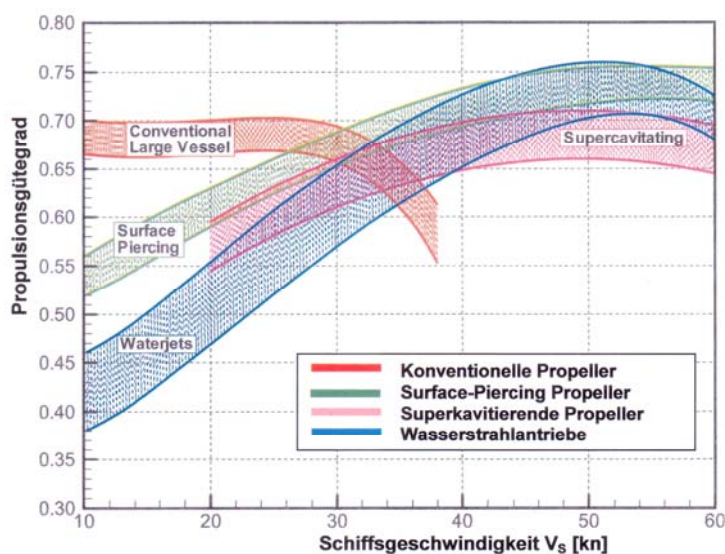


Bild 1: Propulsionsgüte von Antriebssystemen (nach Kim [3])

Beim Waterjet wird das Wasser über einen Zulauf vom Schiffsboden angesaugt, beschleunigt und am Spiegel oberhalb der Wasserlinie in Luft ausgestoßen.

Die Vorteile des Schiffes mit konventionellem Wasserstrahlantrieb lassen sich wie folgt zusammenfassen [3], [4], [5], [6], [7]:

- gute Propulsionsgüte für hohe Geschwindigkeiten,
- keine Anhänge, wie Ruder, Wellen, Wellenböcke,
- geringer Tiefgang des Schiffes,
- Schub und Drehmoment sind relativ unabhängig von der Schiffsgeschwindigkeit,
- Reduzierung der Schwingungen und Geräusche,
- gute Kavitationseigenschaften bei hohen Geschwindigkeiten,
- gute Manöviereigenschaften und leichte Schubumkehr.

Die Nachteile des Wasserstrahlantriebes bestehen in den folgenden Eigenschaften:

- relativ geringe Propulsionsgüte bei kleinen Geschwindigkeiten,
- hohes Gewicht,
- Kavitationsgefährdung in „off-design“ Bedingungen,
- Probleme im Seegang, sofern der Einlaufkanal austaucht.

Der Entwurf des Einlaufs ist ein wesentlicher Aspekt des Waterjets. Der Einlauf des Wasserstrahlantriebes beeinflusst die Effektivität des Antriebssystems im Entwurfspunkt und in den „off-design“ Bedingungen. Insbesondere Strömungsablösung und Kavitation sind zu vermeiden. Die „Einlaufhydrodynamik“ ist somit Gegenstand von vielfältigen numerischen und experimentellen Untersuchungen.

Ausgehend von den konventionellen Waterjets gibt es seit Jahren Bestrebungen, Teile des Waterjets (Rotor, Stator, Ummantelung) in die Strömung zu stellen, d. h. den Waterjet tiefgetaucht zu betreiben. Durch die tiefgetauchte Anordnung sollen die Einlaufverluste durch das Anheben und die Umlenkung der Zuströmung zum Rotor vermieden werden. Die Beibehaltung der Rotor-Stator-Anordnung gewährleistet eine weitgehende Entdrallung des Propellerstrahls (Verringerung der Drallverluste).

Folgende Entwicklungsrichtungen sind zu verzeichnen:

- **Linear-Jet**

Der Linear-Jet arbeitet nach dem gleichen Prinzip wie der Wasserstrahlantrieb, mit dem Unterschied, dass die zu- und abführenden Rohrleitungen entfernt werden und der Pumpenbereich in die freie Anströmung gestellt wird [8], [9], [10]. Die Ummantelung wurde im Rahmen der Untersuchungen schrittweise verändert. Im Bild 2 ist eine Linear-Jet Variante, optimiert hinsichtlich des Wirkungsgrads, dargestellt.

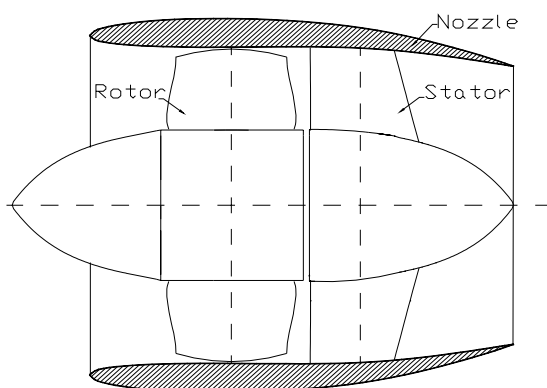


Bild 2: Prinzipdarstellung Linear-Jet [10]

- **Rim-driven Propulsor**

Rotor, Stator und Ummantelung sind Bauteile des Rim-driven Propulsors [11], [12], [13]. Der Elektromotor ist in der Ummantelung integriert, der Motorrotor ist mit den Flügelspitzen des Propulsors verbunden, der Motorstator ist in der Ummantelung befestigt. Die Nabe des Rotors und Stators ist relativ klein ausgeführt.

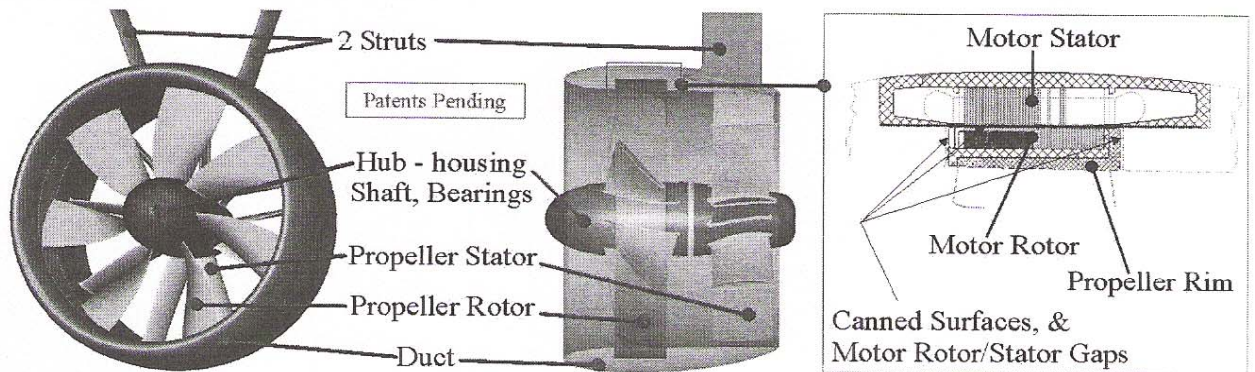


Bild 3: Rim-driven Propulsor [12]

- **Advanced Waterjet AWJ-21™**

Die umfangreichen Entwicklungsaktivitäten der U.S. Navy auf dem Gebiet der Waterjets schließt ein voll getauchtes Waterjetsystem, bekannt als Advanced Waterjet 21 (AWJ-21™), ein [3], [4], [14].

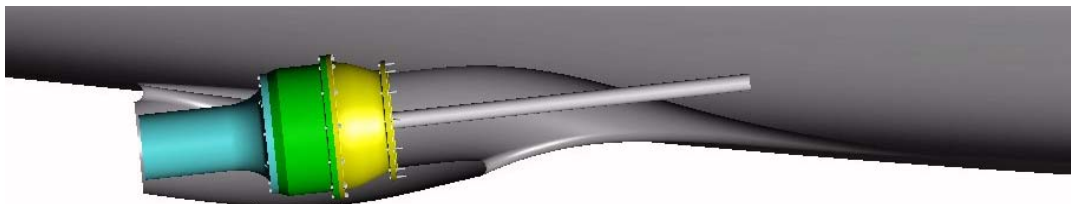


Bild 4: Anordnung des AWJ-21 Waterjets am Schiff [14]

Die Eintrittsdüse, der Rotor und Stator sowie die Austrittsdüse mit den Steuer- und Umsteuerklappen sollen in einer voll getauchten Sektion angeordnet werden (Bild 4). Vielfältige Untersuchungen (Geschwindigkeitsmessungen, Propulsions- und Kavitationsversuche) einschließlich Erprobungen am Advanced Electric Ship Demonstrator (Sea Jet) und Berechnungen wurden zur Entwicklung und Optimierung des AWJ-21 Waterjets im Zeitraum 1999 bis 2006 durchgeführt [3], [4], [14], [15], [16], [17], [18].

3 Untersuchungen mit dem Linear-Jet

Im Rahmen des vom BMBF geförderten FuE-Vorhabens „Schnelle und unkonventionelle Schiffe“, Teilprojekt „Antriebssystem für flachgehende Hochgeschwindigkeitsfahrzeuge, speziell SES“ wurde durch JAFO Technologie Hamburg eine erste Variante des Linear-Jets entworfen und experimentell in der SVA Potsdam untersucht [9]. Die Versuche ergaben einen Wirkungsgrad von 30% und zeigten Kavitation am Außenmantel der Düse. Die Software zur Berechnung und Auslegung des Linear-Jets wurde überarbeitet. Das potenzialtheoretische Verfahren wurde auf der PRADS 1998 vorgestellt [10]. Die Entwicklungen führten in mehreren Schritten (Variation der Düsen-, Rotor- und Statorgeometrie) zu einem Linear-Jet mit hohem Wirkungsgrad über einen weiten Fortschrittsziffernbereich (Bild 5). Das Eintritts-/Austrittsöffnungsverhältnis des Linear-Jets wurde dabei von $D_A/D_E = 0,467$ auf $0,884$ (Bild 2) erhöht.

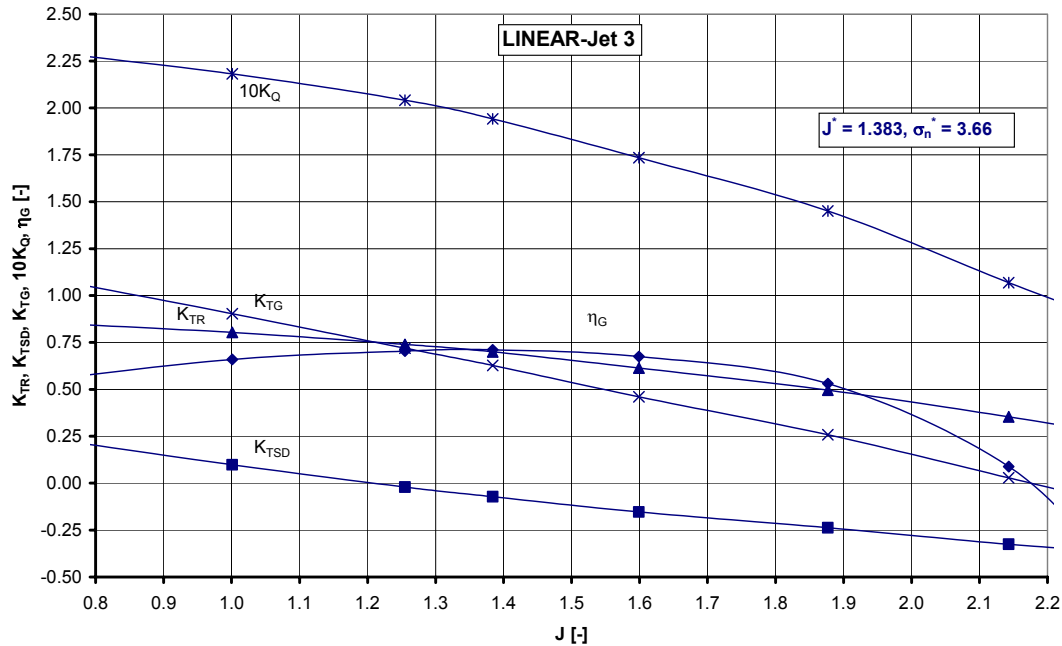


Bild 5: Kennwerte der Linear-Jet Variante 3 (Modellmaßstab)

Systematische Versuche zeigten, dass sich die Schub- und Momentenbeiwerte des Linear-Jets mit der Variation der Rotorsteigung deutlich verändern. Die Statorsteigung beeinflusst die Entdrallung des austretenden Strahls und den Düsen Schub des Systems. Die Beiwerte des Rotors werden durch geringe Veränderungen in der Statorsteigung kaum beeinflusst.

Im vom BMWi geförderten FuE-Vorhaben „Linear-Jet für Yachten“ wurde in der SVA Potsdam die Integration des Linear-Jets am Schiff untersucht. Schwerpunkte der Entwicklungsarbeiten waren die Anbindung der Linear-Jet-Düsen an den Schiffskörper, die Vermeidung einer übermäßigen Schräganströmung sowie die Gewährleistung der Steuerbarkeit.

Für die Untersuchungen wurde ein Streckenboot der Wasserschutzpolizei ausgewählt. Die Linear-Jet-Düsen wurden im Hinterschiff in einem Drehteller teilintegriert und der Rotor wurde über einen Z-Antrieb angetrieben.

Der Einfluss der Schräganströmung und der Anordnung eines Z-Antriebsschaftes auf die Kennwerte des Linear-Jets wurde untersucht. Die Kennwerte des Rotors ändern sich bei Wellenneigungen bis 5° nicht. Der Düsenwiderstand vergrößert sich jedoch, so dass der Gesamtwirkungsgrad des Systems abnimmt (Bild 6). Die Schräganströmung ist beim Entwurf und der Optimierung der Düsengeometrie zu beachten.

Eine Schräganströmung bis zu 5° hat nur einen geringen Einfluss auf das Kavitationsverhalten des Rotors.

Die Anordnung eines Schaftes für ein Winkelgetriebe eines Z-Antriebes hat Auswirkungen auf die Kennwerte des Linear-Jets. Die Schub- und Momentenbeiwerte des Rotors nehmen durch die Wechselwirkung mit dem Schaft zu, die Steigung des Rotors muss verringert werden (Bild 7). Der Stator muss unter dem Aspekt der Versperrungswirkung durch den Schaft neu ausgelegt werden. Insbesondere die Anzahl und die Länge der Statorflügel muss überprüft werden.

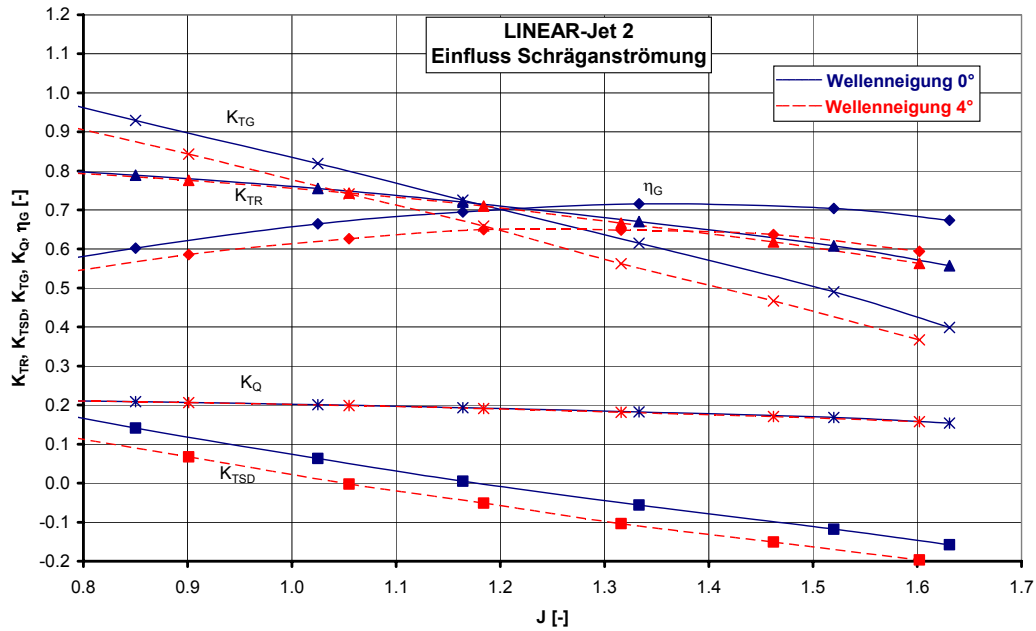


Bild 6: Einfluss der Schräganströmung auf die Kennwerte des Linear-Jets 2 (Modellmaßstab)

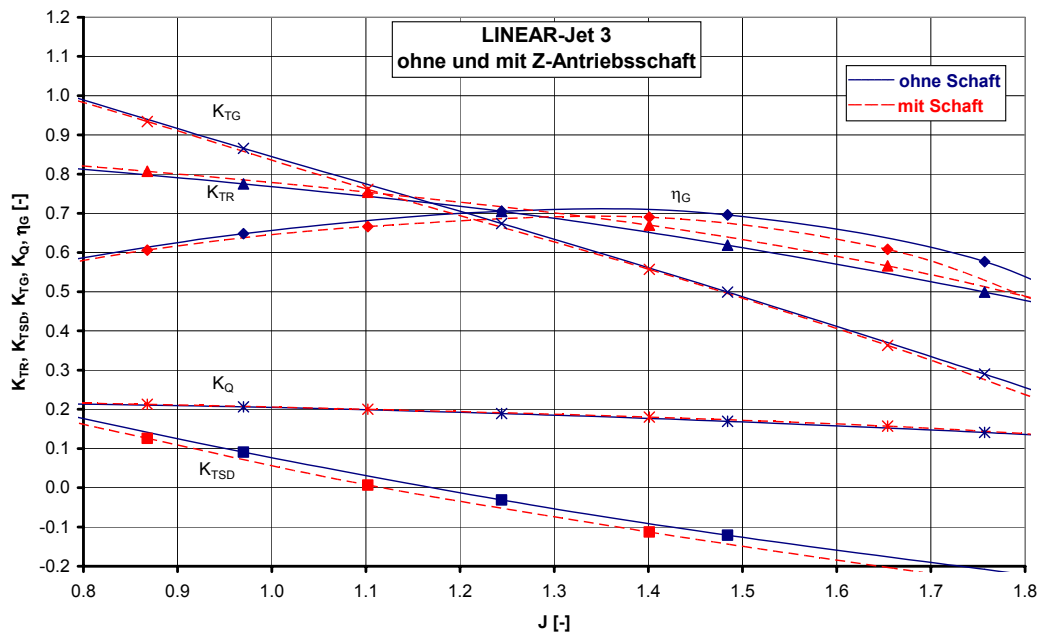


Bild 7: Einfluss eines Z-Antriebsschaftes auf die Kennwerte des Linear-Jets 3 (Modellmaßstab)

4 Voith Water Jet

Die Untersuchungen mit dem Linear-Jet wurden im Zeitraum 1993 bis 1996 durchgeführt. Ende 2005 hat sich die Voith Turbo Schneider Propulsion GmbH & Co. KG entschieden, einen tiefgetauchten Waterjet (Voith Water Jet) zu entwickeln. In einem ersten Schritt wurde ein potenzialtheoretisches Verfahren für den Entwurf des tiefgetauchten Waterjets programmiert und getestet. Für die Analyse von Rotor, Stator, Nabe und Ummantelung wurden durch Voith und die SVA kommerzielle Reynolds-Averaged Navier Stokes (RANS) Verfahren eingesetzt. Die Leistungsfähigkeit der Verfahren wurde an einem ersten Entwurf für ein Patrouillenboot mit geringem Tiefgang (Durchmesserbeschränkung) des Voith Water Jets (VWJ 1) getestet. Über die Ergebnisse dieser Testphase soll im Folgenden berichtet werden.

- **Angaben zum Modell des Voith Water Jets 1**

Der VWJ 1 wurde als Modell für Freifahrt- und Kavitationsversuche gefertigt (Bild 8). Die Hauptparameter des VWJ 1 sind in der Tabelle 1 dargestellt.

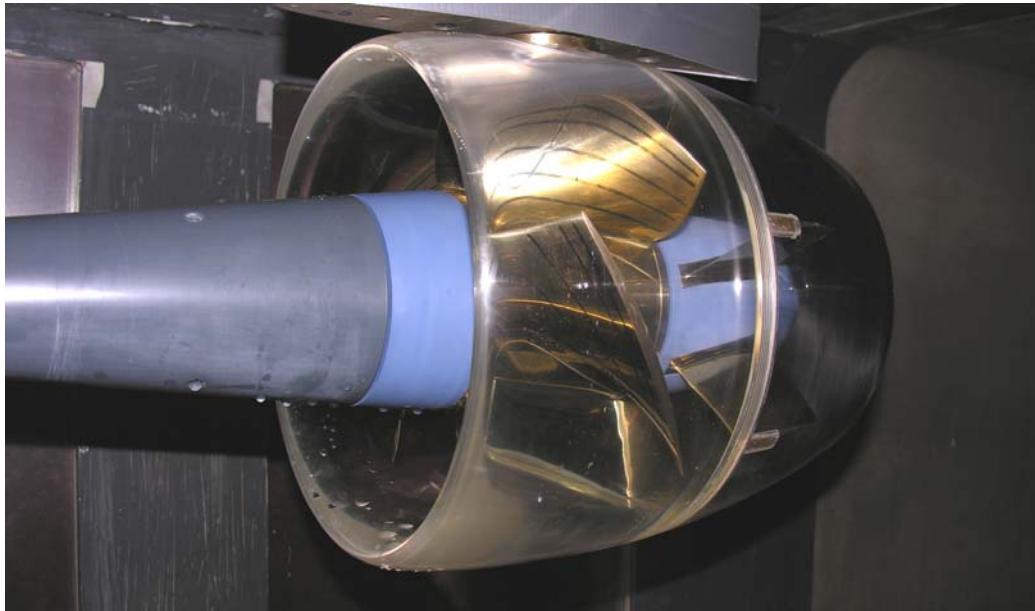


Bild 8: Modell VWJ 1

Tabelle 1: Hauptparameter Modell VWJ 1

Rotor

Durchmesser	D	[m]	: 0,230
Steigungsverhältnis	P/D	[-]	: 2,1301
Sehnenlänge	$c_{0,7}$	[m]	: 0,1277
Anzahl der Flügel	Z	[-]	: 5
Nabendurchmesser Verhältnis	d_N/D	[-]	: 0,486
Nabenlänge	l_N	[m]	: 0,1481

Stator

Anzahl der Flügel	Z	[-]	: 7
-------------------	---	-----	-----

Ummantelung

Eintrittsdurchmesser Verhältnis	D_E/D	[-]	: 1,074
Austrittsdurchmesser Verhältnis	D_A/D	[-]	: 0,8914
Längenverhältnis	L_D/D	[-]	: 1,2146
Austritts-/Eintrittsdurchmesser	D_A/D_E	[-]	: 0,8295

- **Kennwerte**

Die Darstellung der Berechnungs- und Messergebnisse erfolgt in Form der folgenden dimensionslosen Beiwerte.

Fortschrittsziffer	$J = \frac{V_A}{n * D}$
Schubbeiwert des Rotors	$K_{TR} = \frac{T_R}{\rho * n^2 * D^4}$
Momentenbeiwert des Rotors	$K_Q = \frac{Q}{\rho * n^2 * D^5}$
Schubbeiwert des Stators	$K_{TS} = \frac{T_S}{\rho * n^2 * D^4}$
Schubbeiwert der Ummantelung (Düse)	$K_{TD} = \frac{T_D}{\rho * n^2 * D^4}$
Schubbeiwert der Ummantelung (Düse) mit Stator	$K_{TSD} = \frac{T_{SD}}{\rho * n^2 * D^4} = \frac{T_S + T_D}{\rho * n^2 * D^4}$
Gesamtschubbeiwert	$K_{TG} = \frac{T_G}{\rho * n^2 * D^4} = \frac{T_R + T_S + T_D}{\rho * n^2 * D^4}$
Wirkungsgrad	$\eta_G = \frac{J * K_{TG}}{2\pi * K_Q}$
Kavitationszahl	$\sigma_n = \frac{p_{atm} - p_v + \rho * g * h_0}{0.5 * \rho * n^2 * D^2}$

- **Systematische Berechnungen**

Die Voith Turbo Schneider Propulsion GmbH & Co. KG nutzt das CFD-Verfahren Comet zur Nachrechnung des tiefgetauchten Waterjets. U. a. wurden Parametervariationen mit dem ersten Entwurf durchgeführt. Die Berechnungen erfolgten instationär im Großausführungsmaßstab. Das Gitter für die Berechnungen bestand aus 1 Mio. Zellen. Die Rechenzeit betrug pro Betriebspunkt ca. 24 Stunden auf 4 AMD-Opteron 2.4 GHz Prozessoren.

Ausgewählte Berechnungsergebnisse sind in den Diagrammen im Bild 9 dargelegt. Es wird deutlich, dass die Rotorsteigung und das Nabendurchmesserverhältnis die Kennwerte des tiefgetauchten Waterjets am stärksten beeinflussen. Die Variation der Statorsteigung und Flügelzahl des Stators hat nur einen geringen Einfluss auf die Kennwerte des Rotors, verändert aber den Statorschub und damit den Gesamtwirkungsgrad des Antriebssystems. Die Flügelzahl des Rotors wirkt sich im Wesentlichen auf den Drehmomentenbeiwert aus.

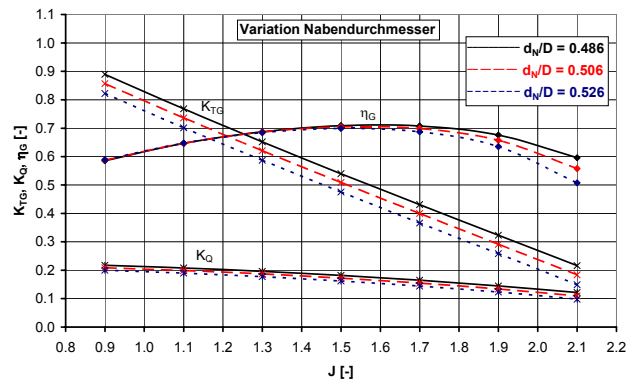
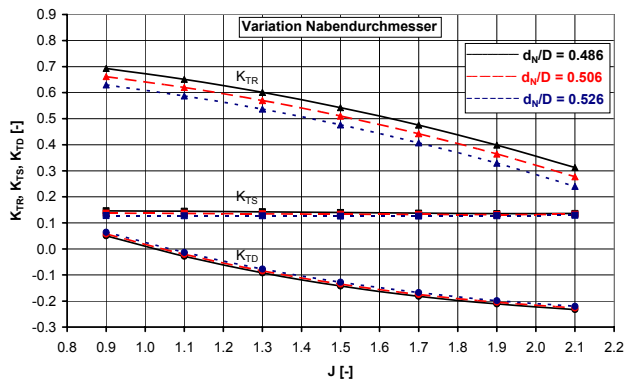
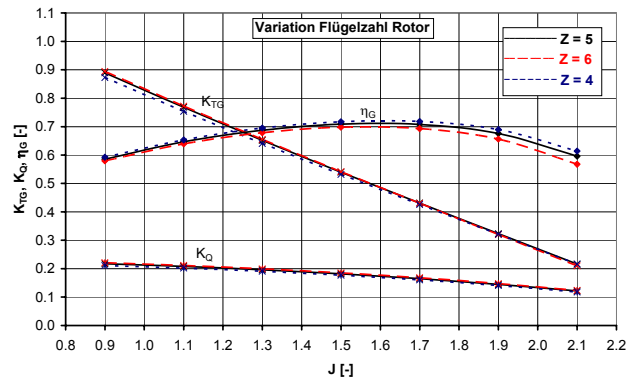
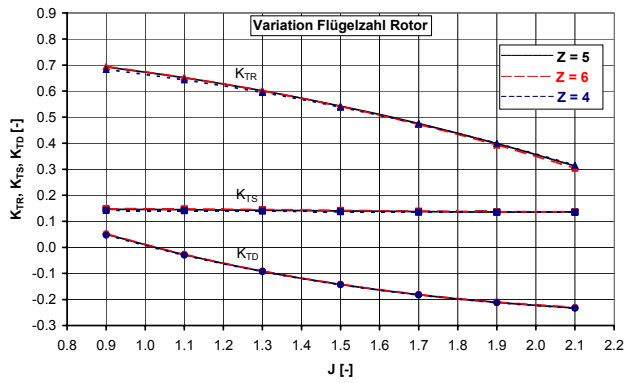
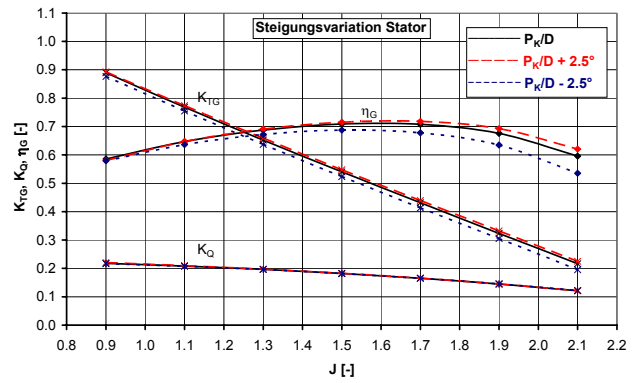
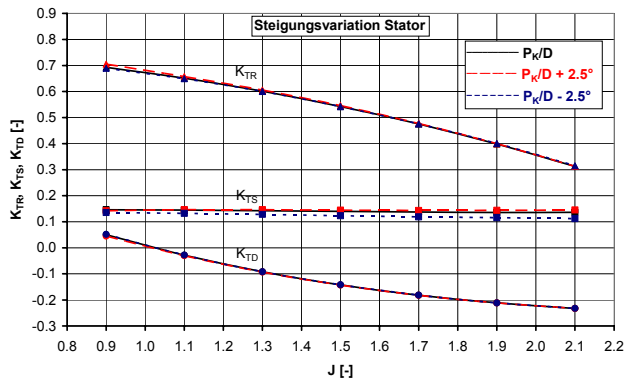
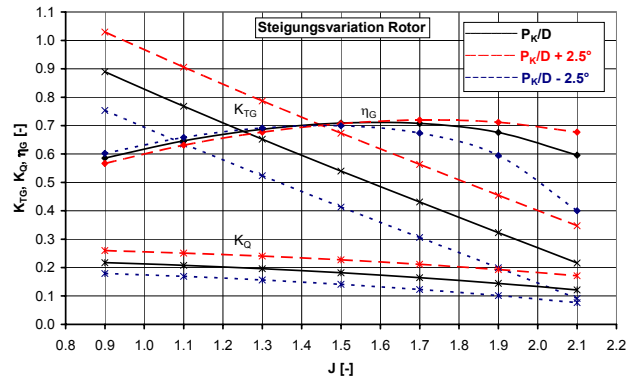
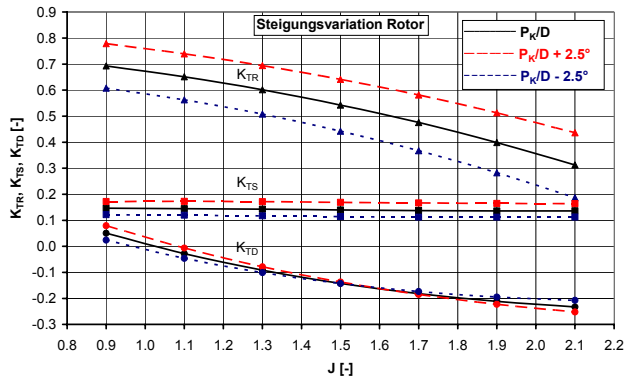


Bild 9: Systematische Berechnungen zum Entwurf des VWJ 1

- **Modellversuche**

Die Versuche wurden überwiegend in der großen Messstrecke des Kavitationstunnels K15A der SVA durchgeführt. Die Messung des Schubes, des Drehmoments und der Drehzahl des Rotors erfolgt mit dem Dynamometer H 36. Die Messung des Schubes der Ummantlung (Düse) mit Stator wird durch die Waage R 35-X realisiert. Das Dynamometer H 36 wird mit der Welle vor dem VWJ angeordnet, um eine Um- und Durchströmung ähnlich zur Großausführung zur gewährleisten. Im Bild 10 ist der Versuchsaufbau im Kavitationstunnel dargestellt.

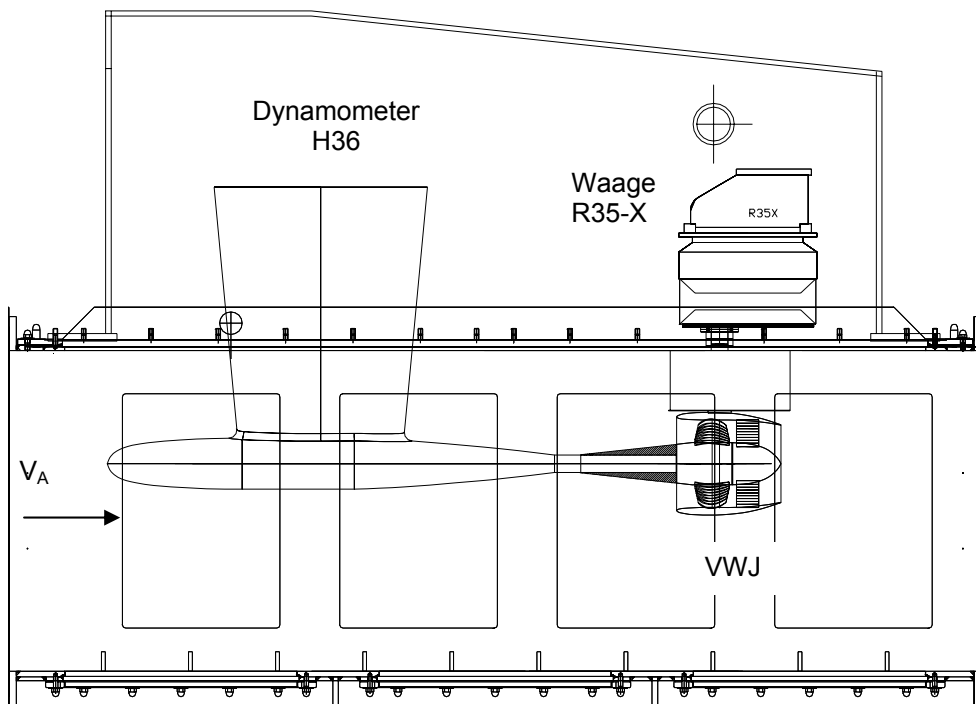


Bild 10: Versuchsaufbau im Kavitationstunnel

- **Freifahrtkennwerte**

In der SVA Potsdam wurden CFD-Berechnungen mit dem Verfahren ANSYS-CFX durchgeführt. Der VWJ 1 wurde im Großausführungsmaßstab (Knotenanzahl 2,9 Mio.) und im Modellmaßstab mit Spalt zwischen Rotor- und Statornabe ähnlich zum Modellversuch (4,3 Mio. Knoten) in einem Betriebspunkt berechnet.

In der Tabelle 2 und im Bild 11 ist ein Vergleich der berechneten Kennwerte ($J^* = 1,31$) mit den Messwerten dargelegt. Die Übereinstimmung der CFD-Berechnungen mit den Messungen ist gut. Die Unterschiede in der quasistationären CFD-Berechnung (Berechnung für einen Rotorwinkel) und instationären CFD-Berechnung (Mittelwert aus einer Umdrehung des Rotors) sind gering.

Im Bild 12 ist die berechnete Druckverteilung im Spalt zwischen Rotor- und Statornabe dargestellt. Die gemessenen Kräfte am Rotor und Stator mit Düse werden durch die Druckverteilung im Spalt beeinflusst. Eine Korrektur der Messwerte hinsichtlich der Spaltwirkung ist notwendig. Dazu müssen Druckmessungen im Spalt während der Versuche durchgeführt werden.

Tabelle 2: Vergleich von berechneten und gemessenen Freifahrtkennwerten des VWJ 1

		CFD	CFD	Versuch
		quasistationär	instationär	
D_M	[m]	0,2300	0,2300	0,2300
n_M	[s ⁻¹]	20,00	20,00	20,00
V_M	[m/s]	6,0230	6,0230	6,0230
J	[-]	1,3093	1,3093	1,3093
K_{TG}	[-]	0,6064	0,6091	0,5968
K_{TR}	[-]	0,6025	0,5968	0,5749
K_{TSD}	[-]	0,0039	0,0123	0,0220
$10K_Q$	[-]	1,9890	1,9790	1,9079
η_G	[-]	0,6353	0,6414	0,6521

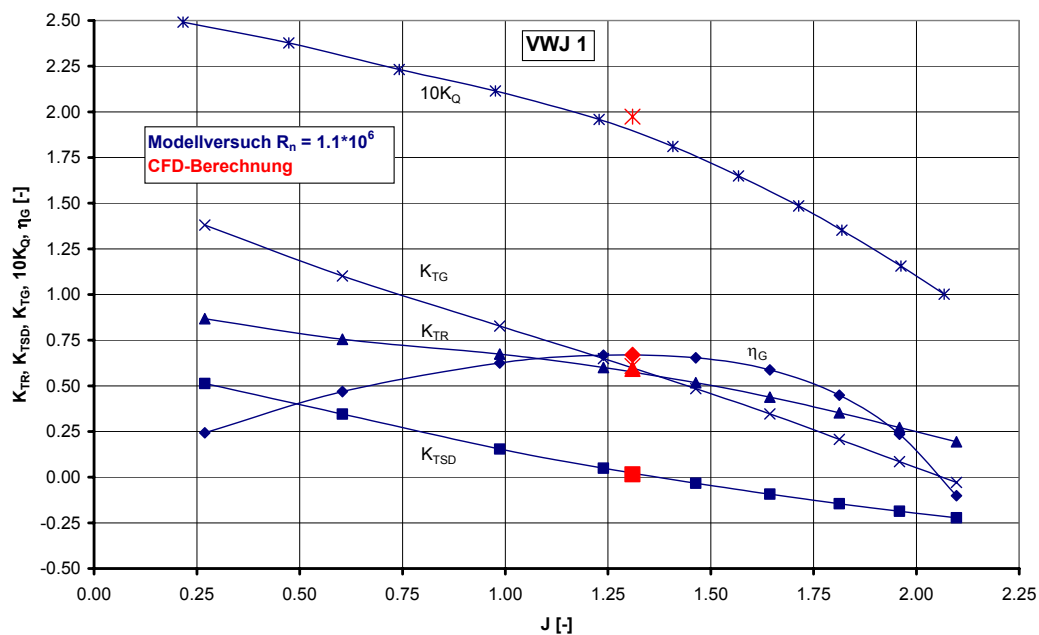
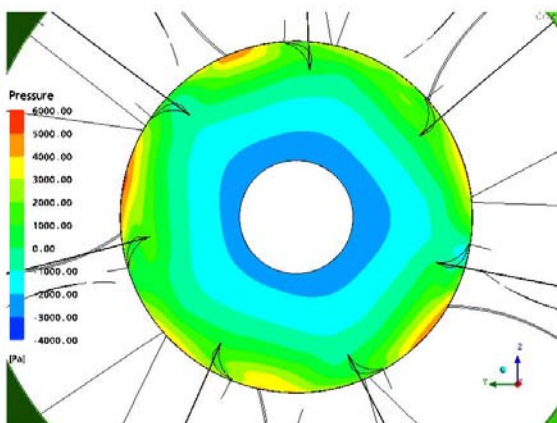


Bild 11: Vergleich von berechneten und gemessenen Freifahrtkennwerten des VWJ 1

Bild 12: Druck im Spalt zwischen Rotor- und Statornabe ($n_M = 20 \text{ s}^{-1}$, $J = 1,31$)

- **Kavitationsprognose**

Die Optimierung der Bauteile des tiefgetauchten Waterjets muss die Minimierung der Kavitationsgefährdung einschließen. In den kommerziellen CFD-Verfahren sind Kavitationsmodelle integriert. Durch den Vergleich von Berechnungen und Modellversuchen wurde die Leistungsfähigkeit der Kavitationsprognose überprüft.

Die Kavitation setzt am Rotor in Form von Spitzenwirbel- und Spaltkavitation ein. Mit dem Absenken des Drucks (Verringerung der Kavitationszahl) nimmt die Spitzenwirbelkavitation zu. Am Stator setzt auf der Saugseite Schichtkavitation in den inneren und äußeren Flügelschnitten ein.

Die Kavitationsgefährdung des VWJ 1 im Betriebspunkt wird durch die CFD-Berechnungen gut wiedergegeben (Bild 13).

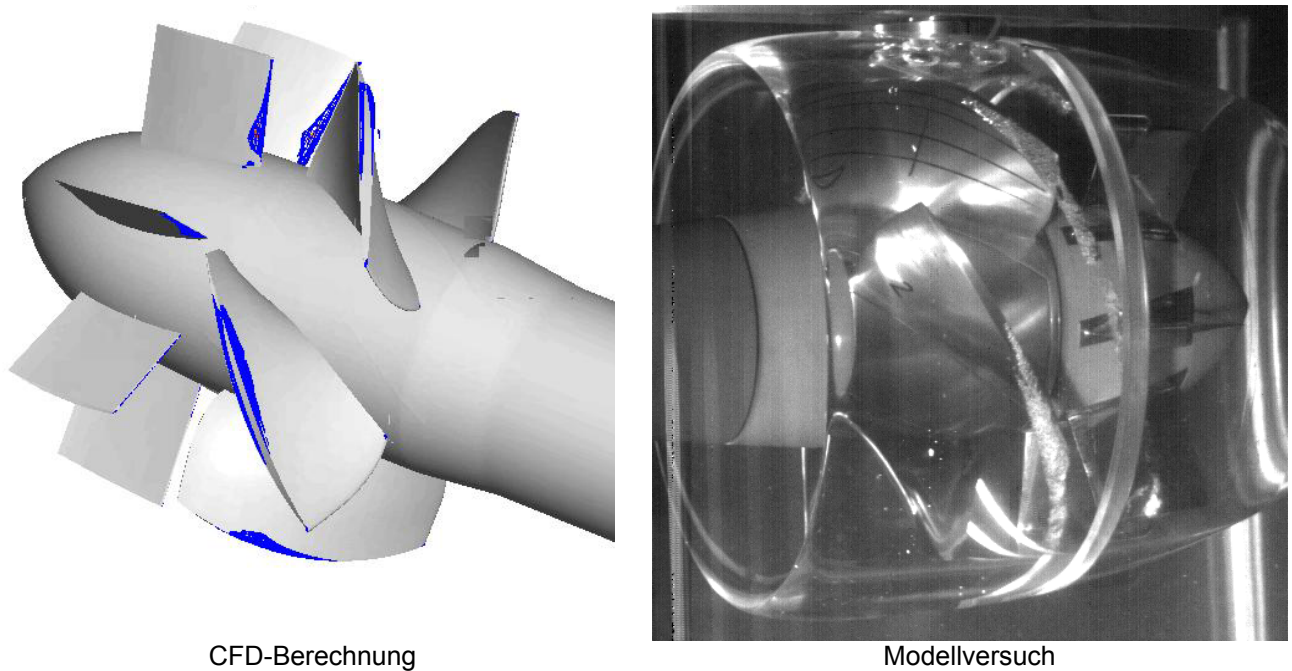


Bild 13: Prognose der Kavitationsgefährdung im Betriebspunkt

- **Reynoldszahleffekte**

Für die Prognose der Kennwerte des VWJ's im Großausführungsmaßstab aus Modellmessungen ist eine Reynoldszahlkorrektur notwendig. Eine Umrechnungsmethode für Mehrkomponenten-Propulsoren unter Berücksichtigung von Effekten aus der Änderung des Reibungswiderstandes und der Oberflächenrauigkeit wurde in [19] vorgestellt.

Die Wechselwirkungen zwischen Rotor, Stator, Nabe und Ummantelung sind komplex. Zur Untersuchung des Einflusses der Reynoldszahl auf die Kennwerte der einzelnen Bauelemente und des Systems wurden CFD-Berechnungen im Modell- und Großausführungsmaßstab durchgeführt.

Die Tabelle 3 zeigt die berechneten Kennwerte im Modell- und Großausführungsmaßstab. Details der Druckverteilung werden im Bild 14 dargestellt.

Der Schub- und Drehmomentenbeiwert des Rotors ändert sich bei den untersuchten Reynoldszahlen nur geringfügig. Der Schubbeiwert des Stators vergrößert sich deutlich. Dies resultiert insbesondere aus der Verringerung des Ablösegebietes an der Ablaufhaube des Stators. Der Widerstand der Ummantelung (Düse) nimmt mit der Erhöhung der Reynoldszahl ab. Insgesamt ergibt sich eine deutliche Zunahme des Gesamtschubes und eine geringe Abnahme des Drehmomentes (Tabelle 3).

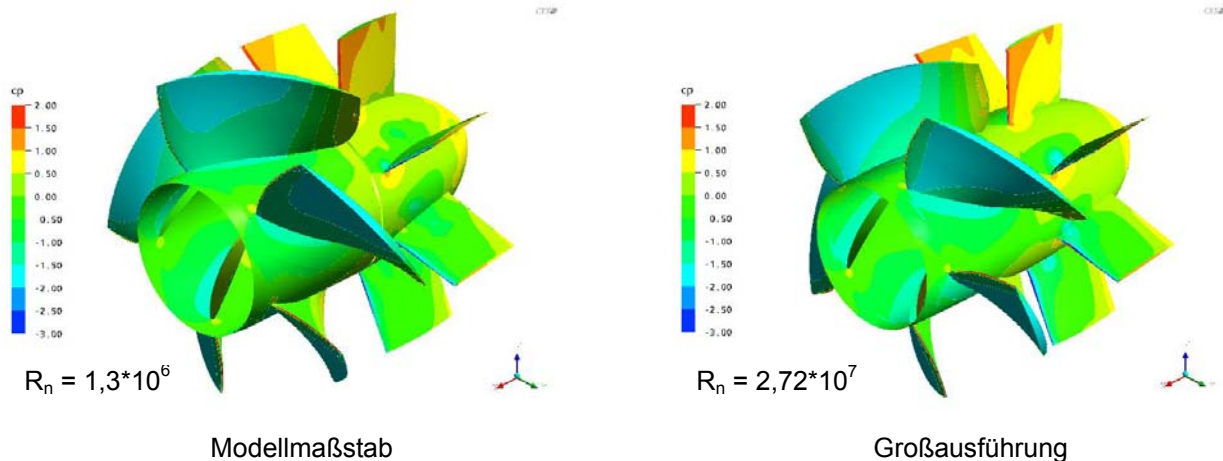
Bild 14: Berechnete Druckverteilung am Rotor und Stator für $J = 1,31$

Tabelle 3: Berechnete Kennwerte im Modell- und Großausführungsmaßstab

		Modell	Großausführung	Verhältnis
R_n	[-]	$1,3 \cdot 10^6$	$2,72 \cdot 10^7$	20,923
J	[-]	1,3093	1,3093	
K_{TR}	[-]	0,5968	0,6024	1,0094
K_Q	[-]	0,1979	0,1964	0,9924
K_{TS}	[-]	0,1296	0,1570	1,2114
K_{TD}	[-]	-0,1173	-0,1051	0,8960
K_{TG}	[-]	0,6091	0,6543	1,0742
η_G	[-]	0,6414	0,6942	1,0823

5 Zusammenfassung und Ausblick

Ausgewählte internationale Entwicklungen und Ergebnisse eigener Arbeiten auf dem Gebiet tiefgetauchter Waterjets wurden vorgestellt.

Zielstellung der Arbeiten ist die Entwicklung eines kompakten Antriebssystems für schnelle Schiffe. Im Vergleich zum Propeller soll bei gleicher Drehzahl der Durchmesser verringert bzw. bei gleichem Durchmesser die Drehzahl reduziert werden.

Die Ummantelung bewirkt eine Reduktion des Druckausgleiches an den Rotorspitzen, dämpft die Schallausbreitung und schützt den Rotor vor Beschädigungen. Durch die Kombination von Rotor und Stator kann die austretende Strömung nahezu vollständig entdrallt werden.

Die Wirkungsgradkurve eines tiefgetauchten Waterjets hat einen sehr völligen Verlauf. Auch in Arbeitspunkten außerhalb des Optimums werden vergleichsweise hohe Wirkungsgrade erzielt.

Die Programme für den Entwurf und die Analyse von Rotor, Stator, Nabe und Ummantelung wurden durch den Vergleich mit Messergebnissen validiert. In der nächsten Arbeitsphase sollen die Profile des Rotors und Stators optimiert und weitere Untersuchungen zur Gestaltung der Ummantelung und Nabe durchgeführt werden.

Mit Varianten des Voith Water Jets sollen Untersuchungen zu den Kennwerten und dem Kavitationsverhalten in Design und Off-design Betriebspunkten durchgeführt werden. Weiterhin muss das Verhalten bei Schräganströmung, bei Rückwärtsfahrt und beim Crash Stop bestimmt werden.

Nach dem Vorliegen dieser Ergebnisse soll die Integration des VWJ im Schiff erfolgen.

6 Ausgewählte Symbole

Ummantelung

D_A	[m]	Durchmesser im Austrittsquerschnitt
D_E	[m]	Durchmesser im Eintrittsquerschnitt
D_I	[m]	Innendurchmesser am Ort des Rotors
K_{TD}	[-]	Schubbeiwert
L_D	[m]	Länge
T_D	[N]	Schub

Rotor / Stator

A_E	[m ²]	gestreckte Flügelfläche
A_E/A_O	[-]	Flächenverhältnis des Rotors / Stators
A_O	[m ²]	Kreisfläche
c	[m]	Länge der Flügelschnitte
$c_{0.7}$	[m]	Länge der Flügelschnitte bei $r/R = 0,7$
C_{TH}	[-]	Schubbelastungsgrad
d_N	[m]	Nabendurchmesser
d_N/D	[-]	Nabendurchmesserverhältnis
D	[m]	Durchmesser
J	[-]	Fortschrittsziffer
K_Q	[-]	Drehmomentenbeiwert
K_{TR}	[-]	Schubbeiwert des Rotors
K_{TS}	[-]	Schubbeiwert des Stators
K_{TSD}	[-]	Schubbeiwert des Stators und der Ummantelung (Düse)
l_N	[m]	Nabenlänge
n	[s ⁻¹]	Drehzahl
P	[m]	Steigung
P/D	[-]	Steigungsverhältnis
P_K/D	[-]	Konstruktionssteigungsverhältnis
Q	[Nm]	Drehmoment
r, R	[m]	Radius
R_n	[-]	Reynoldszahl
T	[N]	Schub
T_R	[N]	Schub des Rotors
T_S	[N]	Schub des Stators
T_{SD}	[N]	Schub des Stators und der Ummantelung (Düse)
V_A	[m/s]	Fortschrittsgeschwindigkeit
Z	[-]	Flügelzahl
σ_n	[-]	Kavitationszahl

Waterjet

T_G	[N]	Gesamtschub
K_{TG}	[-]	Gesamtschubbeiwert
V_S	[m/s]	Schiffsgeschwindigkeit
η_G	[-]	Wirkungsgrad

allgemeine Symbole

p	[Pa]	Druck
p_D	[Pa]	Dampfdruck des Wassers
M		Bezeichnung für Modellmaßstab
S		Bezeichnung für Großausführung
ρ	[kg/m ³]	Dichte des Wassers

7 Schrifttum

- [1] Suhrbier, K. R.
The Selection of Propulsors for Large High-speed Ferries
International Cruise & Ferry Review, Spring 1994
- [2] van Beek, T.
Application Limits for Propellers at High Speeds
MARIN Jubilee Meeting, Wageningen, May 1992
- [3] Kim, Ki-Han
Waterjet Propulsion for High-Speed Naval Ships
Advanced Naval Propulsion Symposium, Oct. 2006, Arlington (Ballstrom)
- [4] Kerwin, J. E.
Hydrodynamic Issues in Waterjet Design and Analysis
26th Symposium on Naval Hydrodynamics, Rome (Italy), Sept. 2006
- [5] Allison, J. L.; Goubault, P.
Waterjet Propulsion for Fast Craft - Optimized Integration of Hull and Propulsor
Proceedings of the Third International Conference on Fast Sea Transport, FAST'95,
Volume 2, Lübeck-Travemünde, Sept. 1995
- [6] Aartojärvi, R.
Noise from Waterjet Propulsion
Proceedings of the Third International Conference on Fast Sea Transport, FAST'95,
Volume 2, Lübeck-Travemünde, Sept. 1995
- [7] Kim, K. S.; Hong, Sa Y.; Choi, H. S.
Analysis of the Waterjet-Propelled Ship Flow by a higher-order Boundary Element Method
International Conference on Ship and Marine Research, Rom, Oct. 1994
- [8] Jürgens, D.
Der LINEAR-Jet - ein Propulsionsorgan für flachgehende Wasserfahrzeuge
Internationaler Fachkongreß ROTECH Rostock, Juni, 1994
- [9] Thieme, C.; Jürgens, D.; Delius, K.
Antriebssystem für flachgehende Hochgeschwindigkeitsfahrzeuge, speziell SES
Bericht 44/94, JAFO Technologie Hamburg, 1994
- [10] Bohm, M.; Jürgens, D.
LINEAR-Jet: A propulsion system for fast ships
PRADS, The Hague, September 1998
- [11] Van Blarcom, W.; Hanhinen, J.; Mewis, F.
The Commercial Rim-Driven Permanent Magnet Motor Propulsor Pod
SNAME Annual Meeting, 2002
- [12] Van Blarcom, B.; Franco, A.; Lea, M.; Peil, S.; Van Dine, P.; Thomson, D.
Rim-Drive Propulsion – Improving Reliability and Maintainability over Today's Pods
T-POD-1st International Conference on Technological Advances in Podded Propulsion,
Newcastle upon Tyne, UK, 2004

- [13] Richards, J.; Eaton, J.; Friesch, J. u. a.
Applicability of a Rim Drive Pod for High Speed Ship Propulsion
FAST 2003, Ischia (Italy), Oct. 2003
- [14] Kim, Ki-Han; Gorski, J. Scherer, O.
Naval Applications of Waterjet Propulsion
Naval Surface Warfare Center, Carderock Division W. Bethesda, MD 20817 U.S.A.
Presented at the Symposium on Vehicle Propulsion Integration organized by
NATO RTO Applied Vehicle Technology Panel (AVT) in Warsaw, Poland, 6-9 October 2003
- [15] Eaton, J. E.; Billet, M. L.
Pod Propulsion Research and Development at ARL-Penn State
First International Conference on Technological Advance in Podded Propulsion, Newcastle, April 2004
- [16] Michael, T.J.; Chesnakas, C. J.
Advanced Design, Analysis and Testing of Waterjet Pumps
25th Symposium on Naval Hydrodynamics
St. John's, NL, Canada, August 9, 2004, Vol. 1, pages 104 - 114
- [17] Michael, T. J.; Michael, P. E.; Gorski, J. J.; Jessup, S. D.; Scherrer, J. O.
Computational Analysis of Waterjet Propulsors
Naval Surface Warfare Center Carderock Division
Technical Digest Technologies for High-Speed Naval Vehicles, 2004
- [18] 40m demonstrator will test the AWJ-21™
In-Depth Issue 7, 2005
- [19] Eaton, J. E.; Praefke, E.; Mewis, F.
Enhanced Performance Scaling Methodology
FAST 2003, Ischia (Italy), Oct. 2003