

Fachtagung und Bildungsmesse Binnenschifffahrt

am 24. März 2017 im Schiffer-Berufskolleg RHEIN

Technische Entwicklung in der Binnenschifffahrt – Verbrauchsminimierung“

Dipl.-Ing. Joachim Zöllner

1. Propeller

Propeller sind die wichtigsten Vortriebsorgane in der Schifffahrt (Bild 1). Die Erfindung aus dem Jahr 1827 stammt von Joseph Ressel, einem österreichischen Forstmeister. Die heutigen Propeller haben demnach eine fast 190-jährige Entwicklung durchlaufen und sind bezüglich ihres Wirkungsgrades eine absolute Herausforderung für andersartige Vortriebsmittel.

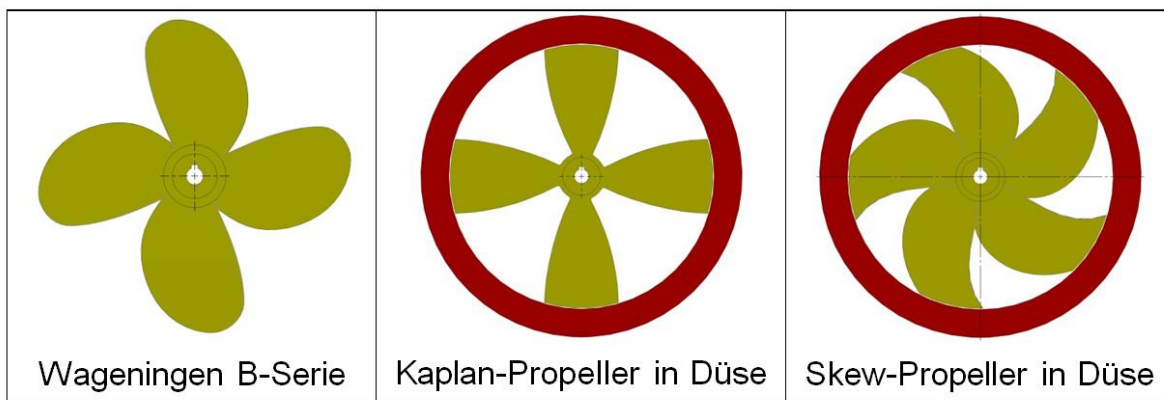


Bild 1: Propellertypen

Die Entwicklung ab den 50er Jahren ist geprägt durch den freien Propeller der Wageningen B-Serie. Dieser Propellertyp war und ist maßgebend für viele Schiffsentwürfe. Der Propellerwirkungsgrad wächst mit größerem Durchmesser. Der freie Propeller wird in der Binnenfrachtschifffahrt nur noch selten verwendet. Die maximale Leistungsbeaufschlagung liegt bei ca. 300 kW pro m² Propellerkreisfläche. Ein Düsenpropeller (Kaplan) kann mit einer Flächenbelastung $P_D/A_0 \approx 350 \text{ kW/m}^2$ beaufschlagt werden. Die Düse ist als Tragflügelprofil ausgebildet und erhöht den Gesamtschub um den Düsenschubanteil. Der Düsenschub entsteht durch die Anströmung des Düsenprofils, das an der gewölbten Innenseite im vorderen Eintrittsbereich eine Kraftkomponente (Lift) nach vorne aufweist. In der jüngeren Vergangenheit sind verstärkt Sichelpropeller (Skew-Propeller) in Düsen eingesetzt worden. Gründe hierfür waren eine bessere Laufruhe durch den geschmeidigeren Kraftaufbau am Propellerflügel bei Rotation und die höhere maximale spezifische Flächenbelastung P_D/A_0 von ca. 400 kW/m² (Tabelle 1).

Tabelle 1: Propellervergleich

	D_P [m]	P_D/A_0 [kW/m ²]	P_D [kW]	Pfahlzug [kN]
freier Propeller	1,7	300	681	90,9
Kaplan-Propeller in Düse	1,6	350	703	112,5
Skew-Propeller in Düse	1,6	400	804	139,4

D_P = Propellerdurchmesser, P_D = Propellerdrehleistung, A_0 = Propellerkreisfläche

2. Schiffgröße

Die Vergrößerung der Schiffe führt zu einer anteilig pro Ladungstonne geringeren benetzten Oberfläche des Unterwasserschiffes mit entsprechend geringerem Reibungswiderstand pro Tonne. Nachteilig an einer Schiffsvergrößerung ist die zunehmende Versperrung des Zustroms zum Propeller. Dieses hat eine deutliche Erhöhung des Ablösungswiderstandes zur Folge. Durch weiterentwickelte Schiffsentwürfe hinsichtlich der Propellerzuströmung konnten beachtliche Erfolge erreicht werden.

Die Schiffsgrößen entwickelten sich in Zeiten, in denen der Treibstoff drastisch teurer wurde (Ölkrisen 70er Jahre) oder die Personalkosten zeitversetzt anstiegen. In der jüngeren Vergangenheit hat das 2003er Niedrigwasser zu einer verstärkten Diskussion um die Schiffsgrößen geführt. Beispielhaft sind nachfolgend einige Schiffstypen dargestellt.

Tabelle 2: Brennstoffverbrauch – Schiffsgrößenvergleich, $h = 5,0$ m, $T = 2,5$ m, $v = 13$ km/h

Typ	L x B [m]	dW [t]	ms [t]	P_B [kW]	D_P [m]	P_B / dW [W/t]
Gustav Koenigs	67,0 x 8,2	935	243	549	1,40	587
Johann Welker	80,0 x 9,5	1272	400	421	1,50	331
Gütermotorschiff	110,0 x 11,4	1900	850	230	1,85	121
Jowi-Klasse	135,0 x 17,0	3335	1410	480	3 x 1,74	144
Langschiff	150,0 x 15,0	3404	1500	390	2 x 1,76	115
SV (GMS + SL)	185,0 x 11,4	3487	1200	700	2 x 1,76	201
SV 2spurig-2gliedrig	193,0 x 22,8	6260	2340	1365	3 x 2,05	218
SV 2spurig-3gliedrig	269,5 x 22,8	9390	3160	2100	3 x 2,05	224

L = Länge
B = Breite
dW = deadweight
ms = Masse Schiff
 P_B = Bremsleistung
 D_P = Propellerdurchmesser
SV = Schubverband
GMS = Großmotorschiff
SL = Schubleichter

So ist in Tabelle 2 die Verringerung des ladungsspezifischen Leistungsbedarfs bis zum großen Rheinschiff zu erkennen. Die Vergrößerung auf die Jowi-Klasse zeigt zwar einen Sprung zu höheren spezifischen Leistungen, jedoch stehen den spezifisch höheren Treibstoffkosten Einsparungen durch spezifisch geringere Personalkosten bei höherer Tragfähigkeit entgegen.

3. Schiffsform

Um die Schiffsvergrößerung und/oder die Geschwindigkeitssteigerung zu realisieren, ist es unbedingt erforderlich, die Konturen der Schiffsenden geschmeidig zu gestalten. Knicklinien und stumpfe Übergänge in der Außenhaut sind zu vermeiden. Es kann durchaus sinnvoll sein, Teilvolumina des Laderaumes für eine gute Schiffskontur zu opfern. Bei modernen Containerschiffen wird beispielsweise an jeder Laderaumecke auf Stellplätze verzichtet, um den Entwurf den hydrodynamischen Anforderungen entsprechend zu gestalten. Seit ungefähr den 80er Jahren ist es üblich, ein Spiegelheck anstelle eines Kreuzerhecks zu bauen. Der Vorteil des Spiegelhecks liegt in der größeren Decksfläche. Das Kreuzerheck begünstigt die achterliche Schiffsumströmung so, dass weniger Ablösungswiderstand auftritt. Ein guter Kompromiss aus beiden Heckformen kann erzielt werden, wenn der Spiegel beim größten Tiefgang mit maximal halber Schiffsbreite eintaucht. Bei kleineren Tiefgängen taucht der Spiegel überhaupt nicht ein. Die unterschiedlichen Geschwindigkeiten von Propellerstrahl (hohe Geschwindigkeit) und Hinterschiffsumströmung (niedrige Geschwindigkeit) führen zu einer zusätzlichen Verwirbelung, die als Widerstand in Erscheinung tritt. Der Einbau einer sogenannten Abstromplatte (Bild 2) kann die Vermischung der unterschiedlichen Wassergeschwindigkeiten weiter hinter das Schiff verlagern, welches sich widerstandsmindernd auswirkt.



Bild 2: Abstromplatte

Ein besonderes Problem entsteht dann, wenn durch Mitnahme eines Schubleichters die Tragfähigkeit erhöht wird. Das vordere Schiffsende sollte für die Einzelfahrt möglichst strömungsgünstig sein. Im Schubbetrieb mit einem vorgekoppelten Schubleichter sollte der Bug des schiebenden Fahrzeugs dagegen möglichst völlig sein, um die Wirbelbildung an der Koppelstelle klein zu halten (Bild 3).



Bild 3: Wirbelbildung an der Koppelstelle

Am Beispiel eines kanalgängigen Schubverbandes konnten Modell- und Großversuche zum Einfluss der Koppelstelle durchgeführt werden (Bild 4). Der Einbau des Hartschaumkeils erbrachte jeweils eine Minderung der Antriebsleistung bei gleicher Geschwindigkeit von ca. 15 %.

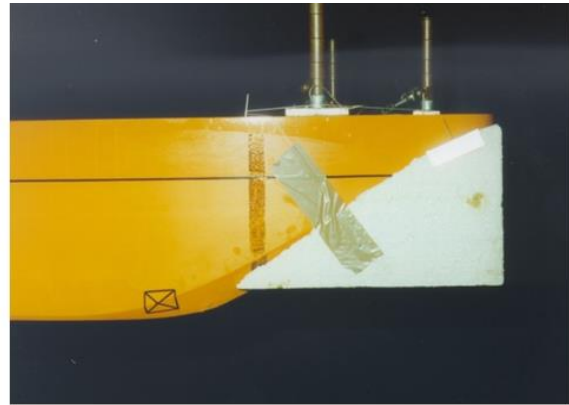


Bild 4: Auffüllung der Koppelstelle

4. Entwurfsunterstützung durch Strömungsberechnungen

Die computergestützten Methoden zur Ermittlung der Schiffsumströmung haben sich in den letzten Jahren zu einem wichtigen Hilfsmittel beim Entwurf von Schiffen entwickelt. Durch die Einbeziehung der CFD-Verfahren (Computational Fluid Dynamics) schon in der Planungs- und Entwicklungsphase eines Schiffes ist es möglich, unterschiedliche Formvarianten qualitativ zu bewerten und geeignete Maßnahmen zur hydrodynamischen Optimierung der Schiffslinien zu empfehlen. Dadurch kann die Anzahl der klassischen Modellversuche wesentlich reduziert werden.

Der wesentliche Vorteil der numerischen Untersuchungen mit einem RANSE-Löser (Reynolds Averaged Navier Stokes) gegenüber dem klassischen Modellversuch ist insbesondere darin zu sehen, dass eine Vielzahl von Detailinformationen im Strömungsfeld um den Schiffskörper bereitgestellt werden können, die durch herkömmliche Messtechnik mit einem vertretbaren Aufwand nicht erfasst werden können. Bei der Bewertung der integralen Größen (z.B. Schiffswiderstand) ist zu beachten, dass die Genauigkeit der berechneten Werte gegenwärtig noch nicht ausreichend genau ist, um auf Modellversuche zur Ermittlung des Widerstandes zu verzichten. Jedoch ist durch die Berechnung unterschiedlicher Formvarianten eine qualitative Bewertung des Widerstandes möglich, so dass im Anschluss an die numerische Optimierung der Schiffsförm die experimentellen Untersuchungen mit der finalen formoptimierten Variante des Schiffes durchgeführt werden können.

Im Rahmen eines FE-Projektes sollte auf der Basis von $L \times B \times T = 110 \text{ m} \times 11,45 \text{ m} \times 2,8 \text{ m}$ eine Schiffsförm entworfen werden, die bei vorgegebenen Randbedingungen eine optimale Umströmung des Schiffkörpers ermöglicht. Ausgehend von einem Basisentwurf wurden unterschiedliche Formvarianten numerisch untersucht und die Förm schrittweise optimiert. Die Berechnungen erfolgten aufgrund der moderaten

Geschwindigkeiten ohne Berücksichtigung der Verformung der freien Wasseroberfläche bei unterschiedlichen Wassertiefen und Schiffstiefgängen. Die Wirkung des Propellers wird mit einem sogenannten Kraftscheibenmodell in einer Düse realisiert. Bei diesem Modell werden der Schub und das Drehmoment mit einer radialen Verteilung in der Propellerebene vorgegeben. Alle Berechnungen wurden mit dem kommerziellen RANSE-Löser (Reynolds-Gemittelten-Navier-Stokes-Gleichungen) ANSYS-CFX durchgeführt. Exemplarisch werden im Bild 5 die Ablösezone bei zwei Hinterschiffvarianten gezeigt.

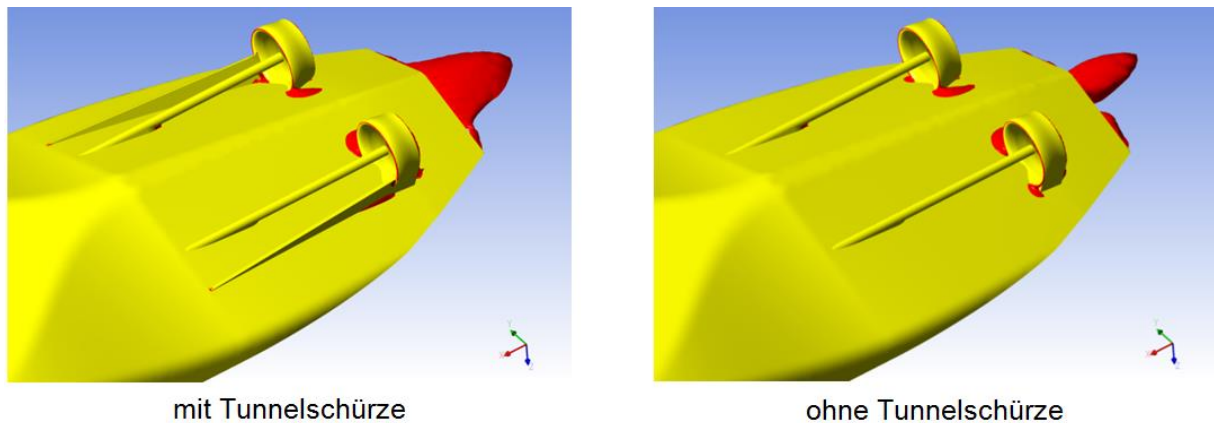


Bild 5: Rückstromgebiete am Hinterschiff – $T = 2,5 \text{ m}$; $h = 5,0 \text{ m}$

Das Bild 5 links zeigt das Schiff mit Tunnel und der entsprechenden Ablösezone. Im Bild 5 rechts ist der Tunnel entfernt und die Ablösung am Spiegel ist kleiner. In den späteren Modellversuchen konnte dieser Unterschied quantifiziert werden (Tabelle 3).

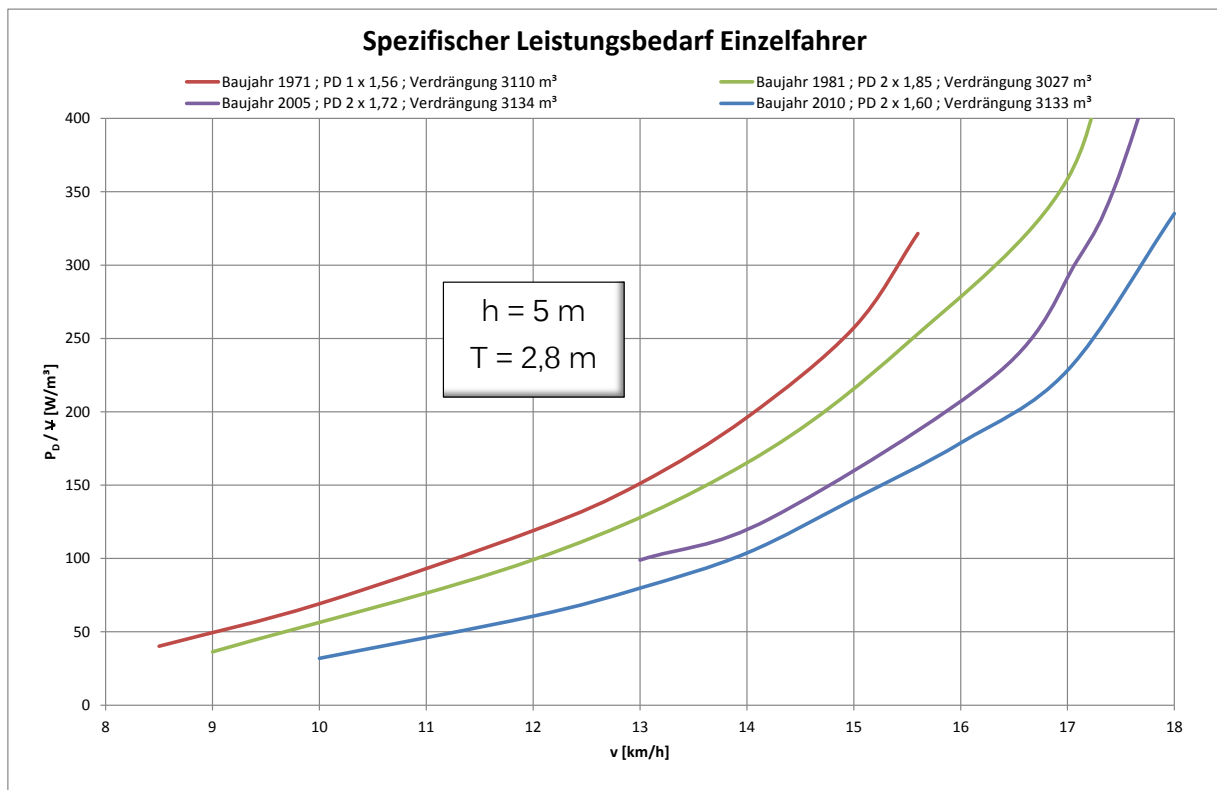
Tabelle 3: Leistungsvergleich mit und ohne Tunnel

h [m]	T [m]	V [km/h]	P _D [kW]		ΔP_D [%]
			mit Tunnel	ohne Tunnel	
5	2,8	10	125	100	25
		13	285	250	14
		16	620	560	10
3,5	2,8	10	195	145	26
		13	590	420	29
		13,5	780	500	36

h = Wassertiefe
T = Tiefgang
V = Geschwindigkeit
P_D = Propellerdrehleistung
 Δ = Differenz

Mit jeder Verbesserung des Propulsionsverhaltens geht auch eine bessere Umströmung um das Schiff einher. Durch Reduzierung der Druckgradienten und der Sekundärwellen werden auch die schiffsinduzierten Einflüsse der Schiffe auf die Umgebung verringert.

Um den Stand der Entwicklung aufzuzeigen, sind exemplarisch vier Schiffsentwürfe eines Großmotorschiffes aus den Jahren 1971 bis 2010 hinsichtlich ihrer verdrängungsspezifischen Propellerdrehleistung in Bild 6 gegenübergestellt.



Ψ = Verdrängung, v = Geschwindigkeit

Bild 6: Vergleich des verdrängungsspezifischen Leistungsbedarfs von vier verschiedenen GMS-Entwürfen, Länge x Breite = 110 m x 11,4 m

Ausgehend von dem Einschrauber aus dem Jahr 1971 mit 151 W/m³ bei 13 km/h konnten die spezifischen Leistungsbedarfe bei den späteren Entwürfen deutlich gesenkt werden. So weisen der Zweischrauber aus dem Jahr 1981 127 W/m³ und die Zweischrauber aus den Jahren 2005 und 2010 nur noch 99 bzw. 81 W/m³ Leistungsbedarfe auf. Die beiden letztgenannten Schiffsentwürfe sind geprägt durch den Einsatz moderner CFD-Verfahren.