

Dipl.-Ing. J. Zöllner

## **Strömungstechnische Möglichkeiten zur Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs und der CO<sub>2</sub>-Emissionen von Binnenschiffen**

Vortrag beim ZKR Kongress „Rheinschifffahrt und Klimawandel“  
am 24./25. Juni 2009 in Bonn

### **Einleitung**

Die Auswirkungen eines Klimawandels sind vielschichtig und betreffen unterschiedliche Bereiche. Einer der betroffenen Bereiche sind jene Industrien, die auf einen kostengünstigen Transport von Massengütern angewiesen sind und die deshalb ihren Standort vielfach in Wasserstraßennähe gewählt haben. Hierzu zählen vor allem Unternehmen aus der Montanindustrie, der Energiewirtschaft sowie aus der chemischen Industrie, deren Transportnachfrage in hohem Maße auf das Binnenschiff gerichtet ist, also auf einen Verkehrsträger, der in besonderer Weise von den klimawetterbedingten Gegebenheiten abhängig ist. Diese Abhängigkeit ergibt sich zum einen aus der verfügbaren Wassertiefe, die über die Abladetiefe maßgeblich die Transportkosten beeinflusst, zum anderen tangieren Extremwasserstände die Zuverlässigkeit und Sicherheit dieses Verkehrsträgers.

Der Klimawandel kann nicht rückgängig gemacht, aber möglicherweise verlangsamt werden. Eine Verlangsamung des Klimawandels wird vor allem durch eine Reduzierung des Ausstoßes von klimaschädlichen Gasen erhofft.

Die Binnenschifffahrt soll ebenfalls einen Beitrag zur Reduktion von CO<sub>2</sub> leisten. Dazu gibt es mehrere Möglichkeiten, von denen hier fünf ausgewählte Maßnahmen vorgestellt werden:

1. Propeller
2. Schiffsgröße
3. Leichtbau
4. Motoren
5. Schiffsform

Der CO<sub>2</sub>-Anteil im Abgas ist direkt abhängig vom Leistungsbedarf des Schiffes und wird in dieser Ausarbeitung quantifiziert.

## 1. Propeller

Der Propeller ist das wichtigste Vortriebsorgan in der Schifffahrt. Die Erfindung aus dem Jahr 1827 stammt von Joseph Ressel, einem österreichischen Forstmeister.

Die heutigen Propeller haben demnach eine 180-jährige Entwicklung durchlaufen und sind bezüglich ihres Wirkungsgrades eine absolute Herausforderung für andersartige Vortriebsmittel.

Die Entwicklung ab den 50er Jahren ist geprägt durch den freien Propeller der Wageningen B-Serie.

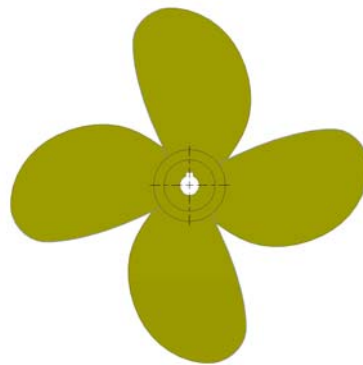


Abb. 1: Wageningen B-Serie

Dieser Propellertyp war und ist maßgebend für viele Schiffsentwürfe.

Die Eigenschaften eines Propellers lassen sich in einem Propellerfreifahrt diagramm beschreiben. In solch einem Diagramm werden Schub und Drehmoment dimensionslos über der Fortschrittsgeschwindigkeit dargestellt.

$$K_T = \frac{T}{\rho \cdot D^4 \cdot n^2}$$

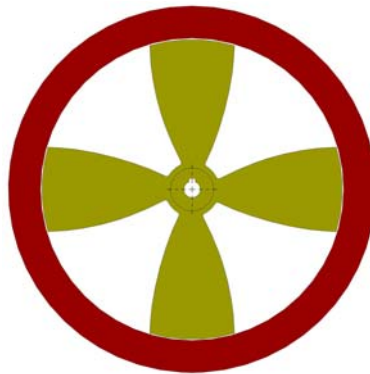
$$K_Q = \frac{Q}{\rho \cdot D^5 \cdot n^2}$$

$$J = \frac{V_A}{n \cdot D}$$

$$\eta_0 = \frac{K_T}{K_Q} \cdot \frac{J}{2\pi} \approx \frac{1}{D^4} \cdot \frac{D^5}{1} \approx D$$

Der Propellerwirkungsgrad wächst mit größerem Durchmesser. Der CO<sub>2</sub>-Ausstoß ist linear vom Freifahrtwirkungsgrad abhängig. Der freie Propeller wird in der Binnenfrachtschifffahrt nur noch selten verwendet, da die Leistungsbeaufschlagung bei ca. 300 kW pro m<sup>2</sup> Propellerkreisfläche liegt.

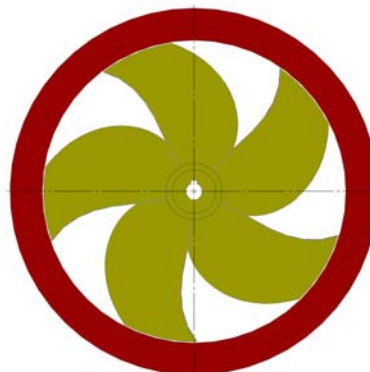
Ein Düsenpropeller (Kaplan) kann mit einer Flächenbelastung  $P_D/A_0 \approx 350 \text{ kW/m}^2$  beaufschlagt werden.



**Abb. 2: Kaplan-Propeller in Düse**

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.



**Abb. 3: Skew-Propeller in Düse**

Gründe hierfür waren eine bessere Laufruhe durch den geschmeidigeren Kraftaufbau am Propellerflügel bei Rotation und die höhere spezifische Flächenbelastung  $P_D/A_0$  von ca.  $400 \text{ kW/m}^2$ .

	$D_P$ [m]	$P_D/A_0$ [kW/m <sup>2</sup> ]	$P_D$ [kW]	$P_B$ [kW]	Pfahlzug [kN]	CO <sub>2</sub> [kg/h]
freier Propeller	1,7	300	681	715	90,9	495
Kaplan-Propeller in Düse	1,6	350	703	738	112,5	512
Skew-Propeller in Düse	1,6	400	804	844	139,4	585

Tab. 1: Propellervergleich

Ausgehend von einem GMS (L x B x T = 110,0 m x 11,4 m x 2,5 m) mit 16 km/h auf 5,0 m Wassertiefe fahrend, wird ein Schub von 90,9 kN benötigt.

Demnach ergibt sich folgender CO<sub>2</sub>-Ausstoß:

	$P_B$ [kW]	spezifischer CO <sub>2</sub> -Ausstoß [g/tkm]		
		zu Berg	ohne Strömung	zu Tal
freier Propeller	715	25,3	16,8	11,5
Kaplan-Propeller in Düse	572	20,2	12,6	9,2
Skew-Propeller in Düse	536	18,9	11,8	8,6

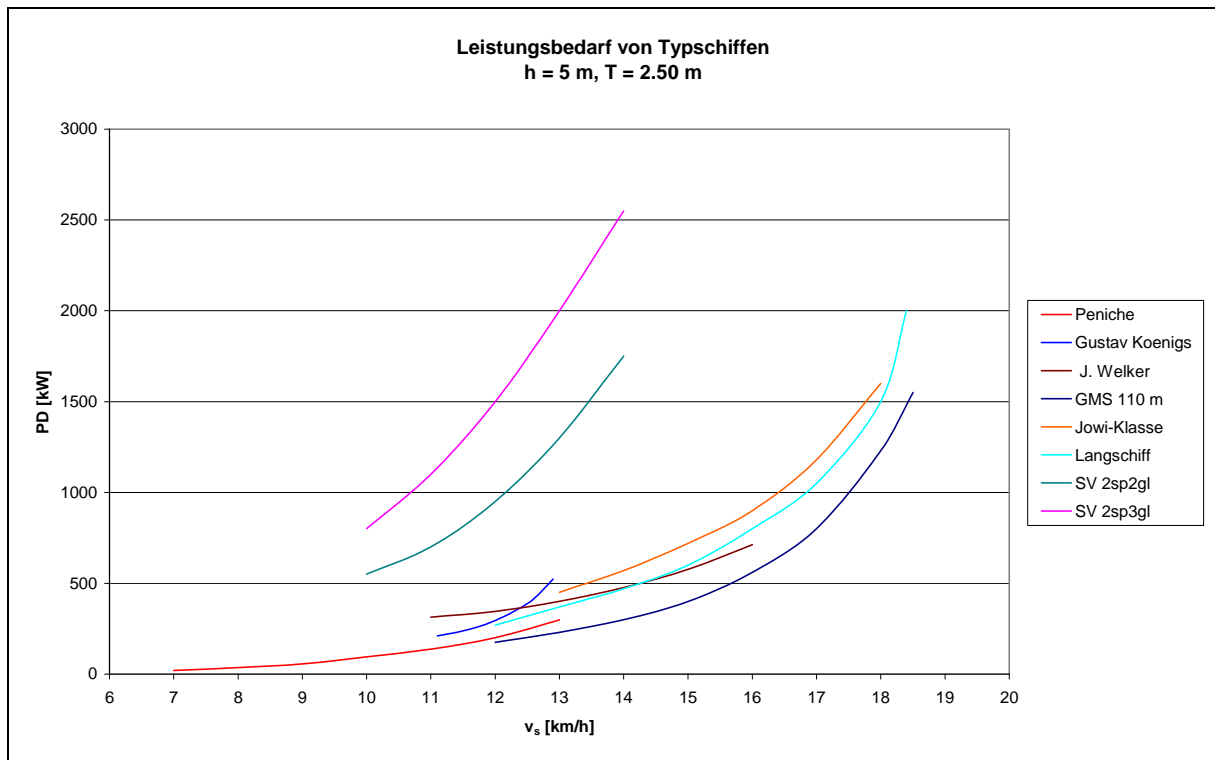
Tab. 2: CO<sub>2</sub>-Ausstoß GMS (L x B x T = 110,0 m x 11,4 m x 2,5 m)

## 2. Schiffsgröße

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.

So ist 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.

Die Schiffsgrößen entwickeln sich in Zeiten, in denen der Treibstoff drastisch teurer wird (Ölkrise 70er Jahre) oder die Personalkosten zeitversetzt ansteigen. In der jüngsten Vergangenheit hat das 2003er Niedrigwasser zu einer verstärkten Diskussion um die Schiffsgrößen geführt. Beispielhaft sind nachfolgend einige Schiffstypen dargestellt.



**Abb. 4: Propulsionskurven**

Typ	L x B [m]	$\Psi$ [m <sup>3</sup> ]	dW [t]	ms [t]	P <sub>B</sub> [kW]	D <sub>P</sub> [m]	CO <sub>2</sub> [g/tkm]
Peniche	39,0 x 5,1	450	366	84	309	1,10	47,1
Gustav Koenigs	67,0 x 8,2	1178	935	243	549	1,40	31,3
Johann Welker	80,0 x 9,5	1672	1272	400	421	1,50	17,6
Gütermotorschiff	110,0 x 11,4	2750	1900	850	230	1,85	6,4
Jowi-Klasse	135,0 x 17,0	4745	3335	1410	480	3 x 1,74	7,7
Langschiff	150,0 x 15,0	4904	3404	1500	390	2 x 1,76	6,1
Schubverband 2spurig-2gliedrig	193,0 x 22,8	8600	6260	2340	1365	3 x 2,05	11,6
Schubverband 2spurig-3gliedrig	269,5 x 22,8	12550	9390	3160	2100	3 x 2,05	11,9
LKW V <sub>mittel</sub> = 72,5 km/h	-	-	26	14	320	-	37,4

**Tab. 3: Transportarbeitsspezifischer CO<sub>2</sub>-Ausstoß**  
 $h = 5,0 \text{ m}, T = 2,5 \text{ m}, V = 13 \text{ km/h}$

### 3. Leichtbau

Zu den oben genannten Schiffstypen sind jeweils die Eigengewichte der Schiffe aufgeführt. In der folgenden Tabelle sind die Eigengewichte der Tragfähigkeit gegenübergestellt.

Typ	T <sub>max</sub> [m]	ms [ t ]	dW [ t ]	dW / ms [ - ]
Peniche	2,5	84	366	4,36
Gustav Koenigs	2,7	243	1276	5,25
Johann Welker	2,9	400	1940	4,85
Gütermotorschiff	3,2	850	2681	3,15
Jowi-Klasse	3,2	1410	4761	3,38
Langschiff	3,5	1500	5406	3,60
Schubverband 2spurig-2gliedrig	4,0	2340	11200	4,79
Schubverband 2spurig-3gliedrig	4,0	3160	16800	5,32
LKW		14	26	1,86

Tab. 4: Verhältnis Nutzlast - Eigengewicht

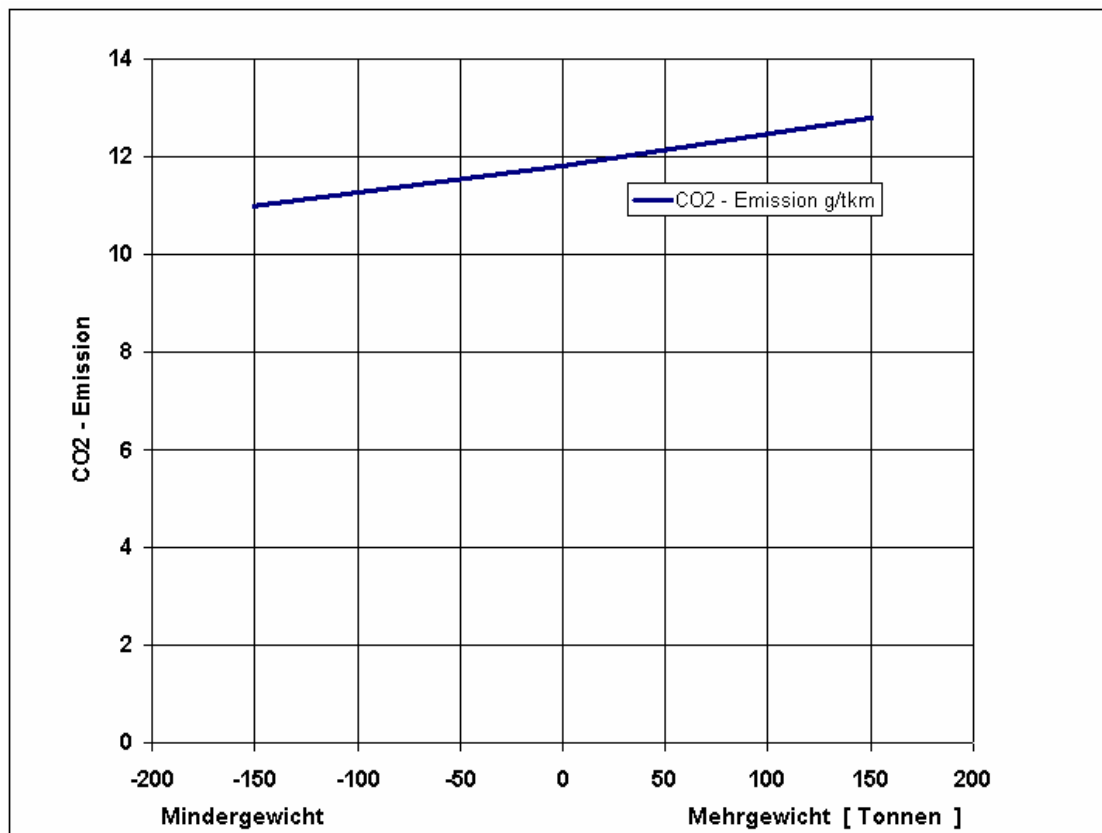
Am Beispiel eines GMS (L x B = 110,0 m x 11,45 m) sind verschiedene Hauptspantkonstruktionen unter Berücksichtigung der Containerbeladung hinsichtlich der Gewichtsreduzierung überprüft worden. Nachfolgende Tabelle zeigt, ausgehend von einem Schiff mit 3,2 m Seitenhöhe und 9,46 m Laderaumbreite, die Änderung des Gewichts im Laderaumbereich.

	Seitenhöhe [m]	Laderaumbreite [m]	Laderaumgewicht [t]	Gewichtsänderung [t]	spezifisches Laderaumgewicht [t/m]
Doppelhülle	3,20	9,46	383,6	0	4,72
Doppelhülle	4,00	10,00	427,7	- 44,1	5,27
Doppelhülle	4,40	10,13	365,8	+ 17,8	4,50
Einfachhülle	4,40	10,09	238,6	+ 145,0	2,93
Mittengangbord	3,80	2 x 5,085	256,9	+ 126,7	3,13
Einseitiges Gangbord	4,40	10,30	354,8	+ 28,8	4,32
Doppelhülle	4,40	10,30	365,8	+ 17,8	4,50

Tab. 5: Abmessungen und Gewichte des Laderaumbereichs und Veränderungen der Tragfähigkeit

Ausgehend von einem GMS mit den Abmessungen L x B x T = 110,0 m x 11,45 m x 2,5 m beeinflusst das Schiffsgewicht die Tragfähigkeit und verändert den CO<sub>2</sub>-Aus-

stoß. Das in der nachfolgenden Tabelle betrachtete Schiff fährt auf einer Wassertiefe von 5,0 m mit einer Geschwindigkeit durch das stromlose Wasser von  $V = 16$  km/h.



**Abb. 5: Einfluss der Gewichtsänderung auf den CO<sub>2</sub>-Ausstoß**  
GMS L x B x T = 110,0 m x 11,45 m x 2,5 m

Eine Gewichtseinsparung von 50 Tonnen im Laderaumbereich führt zu einer entsprechenden höheren Tragfähigkeit von 50 Tonnen. Die daraus resultierende Einsparung von CO<sub>2</sub> in g/tkm beträgt 3 %. Das Gewicht eines Schiffes hat demnach einen kleinen Einfluss auf den CO<sub>2</sub>-Ausstoß. Der Verfasser schätzt die Gewichtseinsparungsmöglichkeiten bezogen auf das Stahlgewicht (ohne Ausrüstung und Einrichtung) auf maximal 10 % von ca. 600 Tonnen ein. Dabei muss aber die Betriebszuverlässigkeit eines Schiffes über einen längeren Zeitraum beachtet werden. Eine Konstruktion für die gerade zulässigen Mindestanforderungen der Festigkeit kann z.B. nach 3 Jahren Betrieb die Festigkeitskriterien bereits unterschreiten. Deshalb werden Abnutzungszuschläge für Korrosion und mechanischen Abrieb (Greiferbetrieb im Laderaum, verstärkte Kimm) berücksichtigt, die das Schiffsgewicht erhöhen, aber Wertzeiten reduzieren.

Die Wahl anderer Werkstoffe stellt sich derzeit schwierig dar. Höherfester Stahl ist leider spröde, d.h. nicht so elastisch wie der übliche Schiffbaustahl. Sandwichbauweisen sind für die Binnenschifffahrt noch nicht ausgereift entwickelt und führen zu deutlichen Mehrkosten beim Bau eines Schiffes. Bei Fahrgastschiffen ist der Aufbau der relativ großen Fahrgasträume bezogen auf das Schiff aus Aluminium bereits Stand der Technik.

#### 4. Motoren

In der Binnenschifffahrt stellt der Dieselmotor mit Getriebe die Kraftübertragung zum Propeller dar. Die langsam laufenden Diesel gibt es nur noch vereinzelt und bald gar nicht mehr, da die Ersatzteilbeschaffung teuer ist. Die mittelschnell laufenden Dieselmotoren werden künftig durch schnell laufende Motoren ersetzt, um die Emissionsvorschriften hinsichtlich der Stickoxide zu erfüllen.

Die Motorenauswahl wird hauptsächlich durch die höchste Beanspruchung, die im Schiffsbetrieb auftritt, ausgelegt. Das bedeutet zum Beispiel, dass mit maximalem Tiefgang eine bestimmte Geschwindigkeit durch das Wasser erreicht werden soll.

Für ein Niederrheinschubboot im Pendelverkehr Rotterdam - Duisburg mit einer jährlichen Beladungsquote von ca. 80 % ist das die richtige Auslegung.

Für ein Binnenschiff, das als Rundfahrer eingesetzt wird, d.h. verschiedene Beladungsgrade und Fahrt auf unterschiedlichen Wasserstraßenquerschnitten, ist die konservative Auslegung der Motorenstärke zu hinterfragen.

Ein Gütermotorschiff (L x B = 110,0 m x 11,4 m) mit einer jährlichen Betriebszeit von z.B. 3000 Stunden, motorisiert mit einer Antriebsleistung von 1000 kW, könnte demnach bei voller Auslastung einen Jahresverbrauch von ca. 650.000 kg bzw. 785.000 Litern aufweisen. Tatsächlich liegt der Jahresverbrauch bei ca. 350.000 Litern und häufig darunter. Das bedeutet, die volle Leistung wird nur selten abgefragt.

Betrachtet man die Motorkennlinien eines Dieselmotors aus dem Jahr 1988, dann ist eine fallende Kurve für den spezifischen Brennstoffverbrauch in Richtung der Maximaldrehzahl zu erkennen. Bei voller Leistung (1000 kW) werden ca. 260 Liter pro Stunde verbraucht. Spezifisch liegt der Verbrauch bei 214 g/kWh.

Im Teillastbetrieb 50 % (500 kW) beträgt der Verbrauch ca. 135 Liter pro Stunde und liegt spezifisch bei 234 g/kWh. Im Teillastbetrieb 20 % (200 kW) werden ca. 65 Liter pro Stunde bzw. 264 g/kWh verbraucht.

Um die höheren spezifischen Verbräuche im Teillastbetrieb zu umgehen, müsste die motorische Leistung auf mehrere Motoren verteilt werden, die nach Bedarf zugeschaltet werden. Hierzu ist der dieselelektrische Antrieb prädestiniert. Die Dieselgeneratoren könnten einen Elektromotor antreiben, der die Propellerwelle antreibt. Für den Bedarf von 1000 kW werden 3 x 333,3 kW abgenommen mit einem Gesamtverbrauch von 250 Litern in der Stunde (spez. Verbrauch 208 g/kWh).

Im Teillastbetrieb 50 % (500 kW) werden 2 Motoren benötigt mit einem spezifischen Verbrauch von 204 g/kWh entsprechend 121 Liter pro Stunde. Im Teillastbetrieb 20 % (200 kW) wird nur ein Motor betrieben mit einem spezifischen Verbrauch von 200 g/kWh entsprechend einem Gesamtverbrauch von 49 Liter pro Stunde.

Bekanntlich ist jede Energieumwandlung mit Verlusten behaftet. Die Verluste vom Diesel auf den Generator zum Elektroantrieb werden mit 10 % angenommen. Die beiden Antriebskonzepte werden in der nachfolgenden Tabelle gegenübergestellt.



Leistung am Propeller [kW]	großer Motor		3 kleine Motoren		$\Delta\text{CO}_2$ [%]
	$B_e$ [l/h]	$\text{CO}_2$ [kg/h]	$B_e$ [l/h]	$\text{CO}_2$ [kg/h]	
950	260	674	255	721	+ 7
475	135	369	133	353	- 4
190	65	166	53	138	- 17

Tab. 6:  $\text{CO}_2$ -Einsparungspotential durch dieselektrischen Antrieb

Neben der  $\text{CO}_2$ -Reduzierung im Teillastbetrieb kann nebenbei auf Motoren aus der LKW-Branche zurückgegriffen werden, die bereits an der Abgasnorm EURO 6 angekommen sind.

## 5. 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. Hierzu folgen einige ausgewählte Beispiele.

Es kann durchaus sinnvoll sein, Teilvolumen des Laderaumes für eine gute Schiffskontur zu opfern. Bei modernen Containerschiffen wird beispielsweise an jeder Laderraumecke 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.



Abb. 6: Spiegelheck



Abb. 7: Kreuzerheck

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.



**Abb. 8: Kombiniertes Kreuzer-Spiegelheck - Heckansicht**

Die unterschiedlichen Geschwindigkeiten von Propellerstrahl (hohe Geschwindigkeit) und Hinterschiffsumströmung (niedrige Geschwindigkeit) führen zu einer zusätzlichen Verwirbelung, die als Widerstand in Erscheinung tritt.

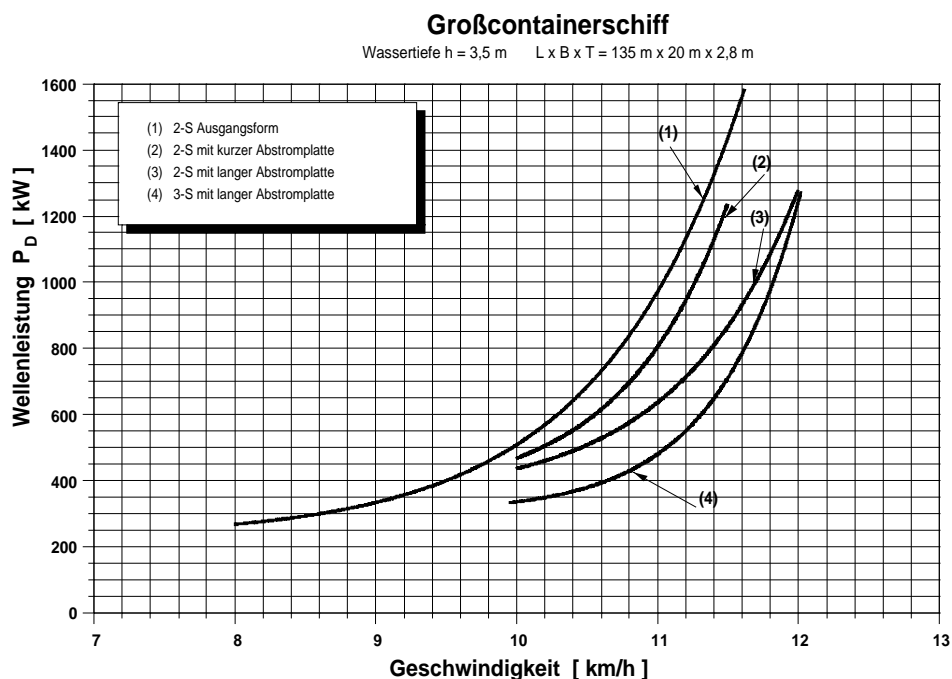
Der Einbau einer so genannten Abstromplatte kann die Vermischung der unterschiedlichen Wassergeschwindigkeiten weiter hinter das Schiff verlagern, welches sich widerstandsmindernd auswirkt.



**Abb. 9: Abstromplatte**

Am Beispiel eines Großcontainerschiffes mit den Abmessungen  $L \times B = 135,0 \text{ m} \times 20,0 \text{ m}$  wurde durch Forschungstätigkeit erkannt, dass der Ablösungswiderstand groß war. Durch Unterwasserbeobachtung der Hinterschiffsströmung konnte erkannt werden, dass zwischen den beiden Propellern eine Wassermenge mit nach vorne

gerichteter Geschwindigkeit mitbewegt wird. Die Hinterschiffsanströmung wurde durch den Einbau eines dritten Propellers in Schiffsmitte optimiert, so dass die gesamte Wassermenge nach hinten beschleunigt wurde. Im mittleren Geschwindigkeitsbereich des Schiffes konnte damit eine deutliche Leistungsminderung festgestellt werden. Nachfolgend werden diese propulsionsverbessernden Maßnahmen im Ergebnis dargestellt.



**Abb. 10: Propulsionsvergleich Detailuntersuchung**

Der CO<sub>2</sub>-Ausstoß stellt sich für die vier Verbände wie folgt dar:

	<b>PD [kW]</b>	<b>CO<sub>2</sub> [g/tkm]</b>
2-S Ausgangsform	1370	6,3
2-S mit kurzer Abstromplatte	1130	5,2
2-S mit langer Abstromplatte	815	3,8
3-S mit langer Abstromplatte	650	3,0

**Tab. 7: CO<sub>2</sub>-Ausstoß verschiedener Schiffsvarianten**  
 $h = 3,5 \text{ m}$ ,  $T = 2,8 \text{ m}$ ,  $V = 11,4 \text{ km/h}$  durch das Wasser

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.



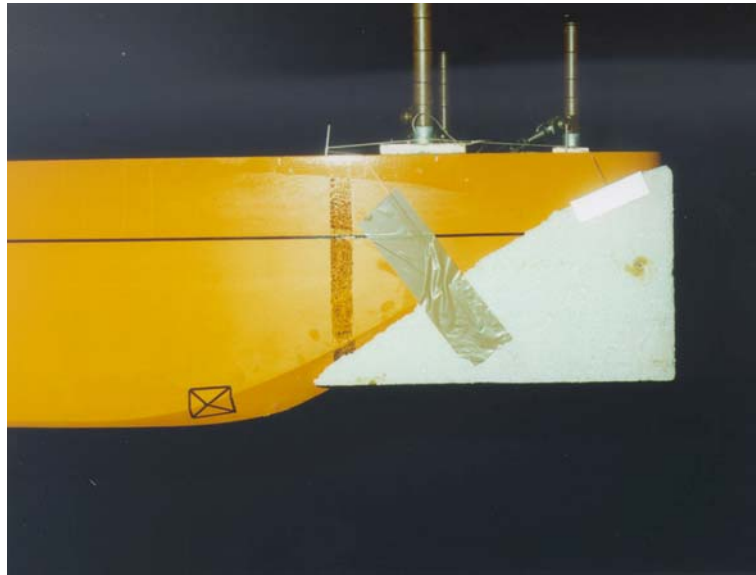
Abb. 11: Wirbelbildung an der Koppelstelle

Am Beispiel eines kanalgängigen Schubverbandes konnte ein Großversuch zum leistungserhöhenden Einfluss der Koppelstelle durchgeführt werden.



Abb. 12: MS NIEDERSACHSEN 1 mit Hartschaumkeil

Die Messungen konnten durch Modellversuche ergänzt werden.



**Abb. 13: Modellbug mit Hartschaumkeil**

Der Einbau des Hartschaumkeils im Modell erbrachte eine Minderung der Antriebsleistung bei gleicher Geschwindigkeit von ca. 16 % und damit auch 16 % CO<sub>2</sub>-Minderung. Der Großversuch erbrachte eine Verbesserung in der Propulsion von ca. 15 %. Die Geschwindigkeit lässt sich dadurch um ca. 0,4 km/h im Kanal steigern.

Für größere Schubverbände, bestehend aus schiebendem Motorschiff mit Stevenbug und Schubleichter (Länge x Breite x Tiefgang = 185,0 m x 11,4 m x 2,5 m), sind ebenfalls Modellversuche mit Füllkörpern (Abb. 12) durchgeführt worden. Die Ergebnisse zeigen eine Verbesserung der Propulsion um ca. 25 % gegenüber der Version mit offener Koppelstelle bzw. eine Geschwindigkeitssteigerung von 0,85 km/h auf 4 m Wassertiefe. Der entsprechende Großversuch zeigt bei gleichem Brennstoffverbrauch eine Geschwindigkeitssteigerung von 0,8 km/h. Bei gleicher Geschwindigkeit entspricht das einer CO<sub>2</sub>-Minderung von 25 %.

Das Handling mit dem ca. 2,5 m im größten Querschnitt messenden Füllkörper für den dauernden Praxisbetrieb muss allerdings noch verbessert werden.





Abb. 14: Modellbug mit Füllkörpern

Bei Schubverbänden besteht ebenfalls CO<sub>2</sub>-Minderungspotential. Durch Anpassung der Koppelstelle lassen sich bei gleicher Geschwindigkeit beim 6er Verband 6 % durch Umwandlung eines Buges in ein Heck einsparen. Werden zusätzlich die leicht auflaufenden Hecks in Kastenhecks umgewandelt, sind weitere 2 % CO<sub>2</sub>-Einsparungen möglich.

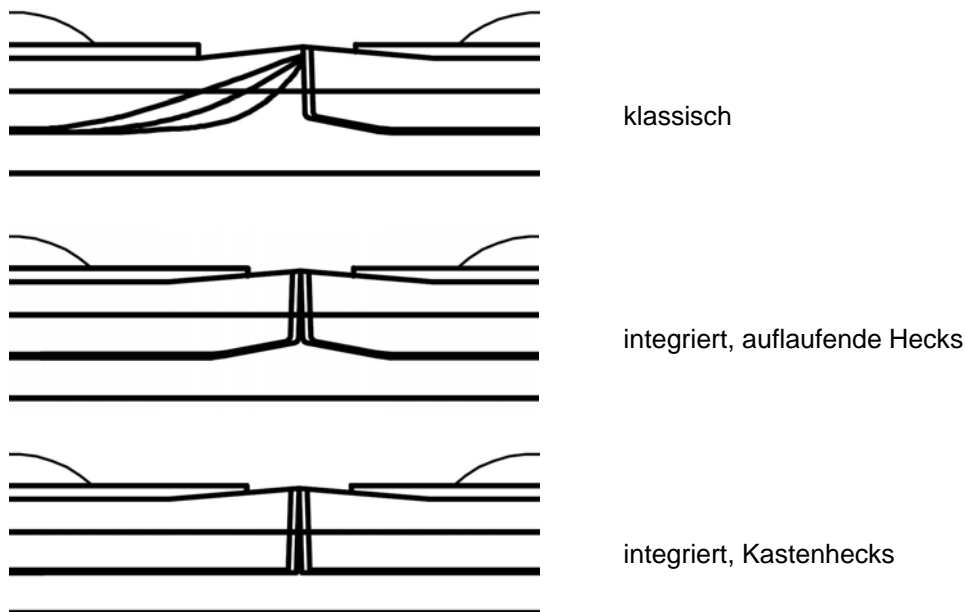


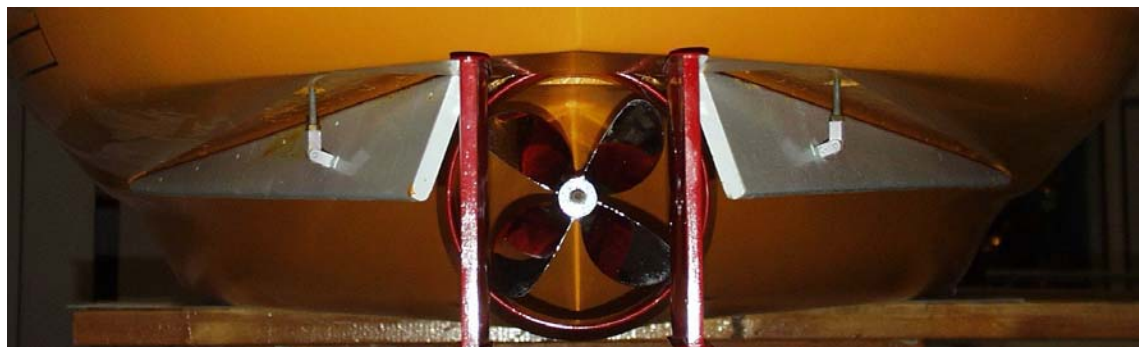
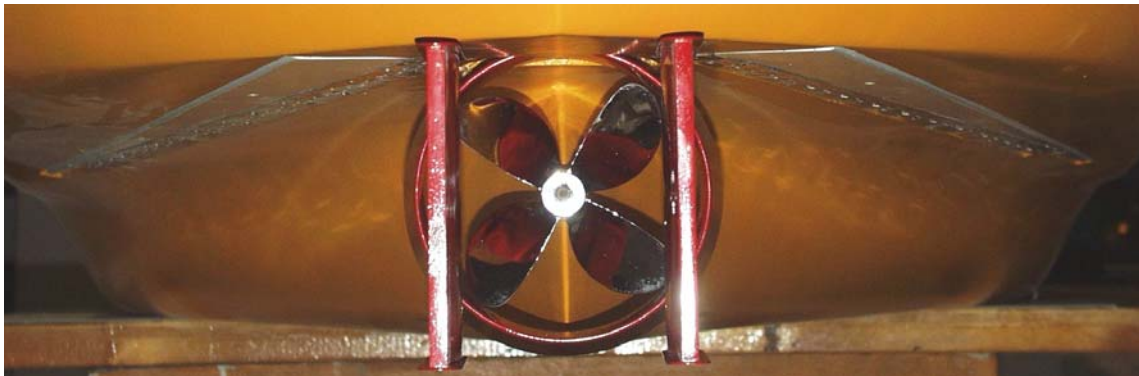
Abb. 15: Vordere Koppelstelle beim 6er Verband (2spurig-3gliedrig)

Die Binnenschifffahrt hat im Gegensatz zur Seeschifffahrt die Anforderung, sowohl bei großen Wassertiefen mit großem Tiefgang als auch bei kleinen Wassertiefen mit kleinem Tiefgang fahren zu müssen.

Leistungsbestimmend ist regelmäßig der große Tiefgang. Dies führt zu Motorleistungen, die auch einen entsprechend großen Propeller benötigen, um die Antriebsenergie in Schub umzusetzen. Bei kleinen Tiefgängen ragt der Propeller oftmals über die Tiefgangslinie des Schiffes hinaus, so dass ein Teil der Propellerkreisfläche in der

Luft liegt. Damit dennoch der große Propeller ohne Lufteintrag arbeiten kann, wird der Wasserzulauf von vorne mit einem Tunnel so abgedeckt, dass keine Luft in den Propellerzustrom gelangt.

Bei großen Tiefgängen verringert dieser Tunnel aber auch die Wasserzufuhr. Deshalb war es nahe liegend, einen dynamischen Tunnel zu entwickeln, der bei großen Tiefgängen entfernt werden kann, um die Zuströmung zum Propeller zu verbessern. Bei kleinen Tiefgängen ergibt sich dann die Möglichkeit, den beweglichen Tunnel soweit herabzuziehen, bis zum Beispiel auf Mitte Welle ( $T = 1,1 \text{ m}$ ).



**Abb. 16: Hinterschiff mit dynamischer Tunnelschürze (oben: eingefahren, unten: ausgefahren)**

Ab Tiefgängen von 2,0 m und mehr und Einsatz mit Flottwasser bis zu 1,0 m sind Leistungseinsparungen von bis zu 15 % durch Weglassen der Tunnelschürze möglich. Die Einsparung an  $\text{CO}_2$  pro Kilowattstunde liegt in gleicher Größenordnung.

Bei Einsatz auf Tiefgängen ab ca. 1,2 m ist das Schiff durch Herunterklappen der Tunnelschürze in Vorausrichtung fahrbar. Bei Rückwärtsmanövern kann dann der Bugstrahler das teilbeladene Schiff manövrieren.

## **Ausblick**

Die möglich längeren Extremwassersituationen, bedingt durch den Klimawandel, werden den Trend zu größeren Schiffen verstärken. Die Vergrößerung des Auftriebes kann durch Verlängerung und/oder Verbreiterung geschehen. Beide Maßnahmen führen zu veränderten Manövrierbedingungen der großen Schiffe, die einer Überprüfung in FE-Vorhaben unterzogen werden müssen. Leichtbaumethoden für die Binnenschifffahrt müssen weiterentwickelt werden. Die Antriebstechnik mittels Elektromotoren zeigt Potentiale an CO<sub>2</sub>-Minderung, die ebenfalls überprüft und weiterentwickelt werden müssen. Die Ausbildung der Nautiker kann mit modernen Methoden der Fahrsimulation verbessert werden, um den Betrieb bei Extremwasserständen sicher zu beherrschen. Bugstrahler gilt es zu entwickeln, die nicht nur bei Manövriersituationen, sondern auch bei Fahrt des Schiffes wirksam sind. Last but not least hilft ein Blick in die Natur, von der wir noch viel über die nachstromoptimierte Fortbewegung lernen können.



Foto: Klaus Schmitt