

Zum Einfluß des Formfaktors k auf die berechnete Leistung

Dipl.-Ing. *Friedrich Mewis*, VEB Schiffswerft Neptun Rostock, Stammbetrieb des VEB Kombinat Schiffbau, Schiffbau-Versuchsanstalt Potsdam

1. Einleitung

Die Berechnung des Widerstandes der Großausführung aus Modellversuchsergebnissen erfolgt in fast allen Versuchsanstalten der Welt nach der Methode von *Froude*. Bei dieser Methode wird der Gesamtwiderstand entsprechend Gl. (1) in zwei Teile geteilt, den Reibungswiderstand und den Restwiderstand, die jeweils nach eigenen Modellgesetzen auf die Großausführung umgerechnet werden:

$$C_{TM} = C_{FM} + C_{RO} \quad (1)$$

$$C_{TS} = C_{FS} + C_{RO} \quad (2)$$

Der Reibungswiderstandsbeiwert C_F wird mit Hilfe einer Reibungslinie der ebenen Platte unter Berücksichtigung des Reynoldsschen Ähnlichkeitsgesetzes auf die Großausführung umgerechnet. Der Restwiderstandsbeiwert C_{RO} wird bei Einhaltung des Froudeschen Gesetzes für Modell und Großausführung gleich gesetzt.

Mit dieser relativ einfachen Umrechnungsmethode werden natürlich einige wichtige physikalische Tatsachen der dreidimensionalen Schiffsumströmung vernachlässigt. Deshalb wird seit Einführung der Methode an ihrer Verbesserung gearbeitet.

Eine der modernen Methoden zur Berücksichtigung der räumlichen Krümmung des Schiffskörpers ist die Formfaktor-Methode, die von der 15. ITTC im Jahre 1978 empfohlen wurde.

2. Zur Geschichte der Umrechnungsverfahren

Die moderne Geschichte der Umrechnungsverfahren beginnt mit *William Froude*, der im Jahre 1869 das später nach ihm benannte Gesetz formulierte. Er trennte erstmals den Gesamtwiderstand in die in der Einleitung beschriebenen zwei Anteile und überwand so die Unvereinbarkeit der beiden wirkenden Ähnlichkeitsgesetze. Die ihm zu Ehren benannte Froude-Zahl

$$F_n = V/\sqrt{g \cdot L} \quad (3)$$

berücksichtigt die Schwerkraftwirkungen und führt bei Einhaltung $F_n = F_{nM} = F_{nS}$ zu Ähnlichkeit der Wellenbildung bei Modell und Schiff. Die Modellgeschwindigkeit wird dementsprechend aus

$$V_M = F_n \cdot \sqrt{g \cdot L_M} \quad (4)$$

berechnet.

Die im Jahre 1883 von *Osborne Reynolds* formulierte und ihm zu Ehren als Reynolds-Zahl

$$R_n = V \cdot L/\nu \quad (5)$$

benannte Kennzahl berücksichtigt die Zähigkeitswirkung des fließenden Mediums und führt bei Einhaltung $R_n = R_{nM} = R_{nS}$ zu Ähnlichkeit der Reibung bei Modell und Schiff.

W. Froude ist es zu verdanken, daß im hydrodynamischen Schiffbauversuchswesen das Gesetz der Schwerkraft eingehalten wird und der Anteil der Reibung rechnerisch berücksichtigt wird.

Schon *W. Froude* erkannte, daß für die Umrechnung des Reibungswiderstandes vom Modell auf das Schiff eine Reibungslinie der ebenen Platte mit gleicher benetzter Oberfläche verwendet werden kann. Sein Sohn *R. E. Froude* setzte die Arbeit fort und formulierte bereits 1885 eine Beziehung für den Reibungswiderstand.

$$R_F = 0 \cdot \rho \cdot S \cdot V^{1,825} \quad \text{in kg} \quad (6)$$

mit

0 Reibungsbeiwert nach *Froude*, der von L abhängig ist.
 ρ in kg/dm^3

Die Froude-Reibungsbeiwerte 0 gelten streng genommen nur für den von den *Froudes* experimentell untersuchten Bereich der Modellgrößen und bis zu einer Schiffslänge von etwa 50 m. Die Extrapolation auf größere Schiffe führt zu zu hohen Reibungsbeiwerten des Schiffes, wie Bild 1 für das gewählte Beispiel eines 155-m-Schiffes zeigt. Da die Froudeschen Reibungsbeiwerte nicht direkt von der Reynoldszahl abhängen, ist eine Wiedergabe in einem Diagramm der Form $C_{FO} = f(R_n)$ nur jeweils für konkrete Schiffs- bzw. Modellängen möglich.

Der Reibungsbeiwert von *Froude* aus dem Jahre 1885 lautet in einer etwas moderneren Fassung ohne strenge Beachtung der Dimension:

$$C_F = 10^{-3} \cdot 2 g 0/V^{0,175} \quad (7)$$

mit 0 nach *Le Besnerais*:

$$0 = [0,1392 + 0,258/(2,68 + L_{WL})]. \quad (8)$$

Mit der Formel von *Schlichting* (1929)

$$C_F = 0,455/(\lg R_n)^{2,58} \quad (9)$$

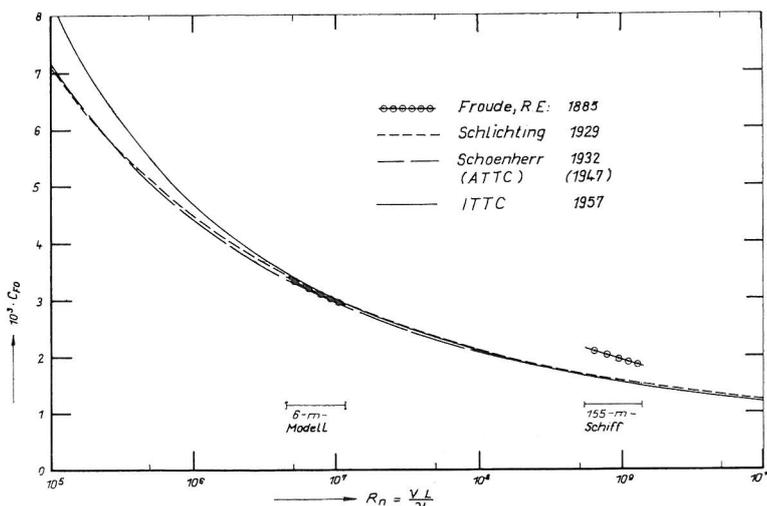


Bild 1. Reibungslinien turbulenter Strömung der ebenen Platte

war 1929, wie Bild 1 beweist, eigentlich schon die heute noch verwendete Reibungslinie gefunden, die mehrmals noch geringfügig verbessert wurde:

Schoenherr, 1932 (ATTC, 1947):

$$C_F = [0,242/\lg(R_n C_F)]^2 \quad (10)$$

Von der 8. ITTC wurde im Jahre 1957 die noch heute verwendete Reibungslinie empfohlen:

ITTC-1957-Linie:

$$C_F = 0,075/(\lg R_n - 2)^2 \quad (11)$$

Wie Bild 1 zeigt, unterscheidet die ITTC-1957-Linie sich von der Schlichting-Linie (9) wesentlich nur im Bereich kleiner Reynoldszahlen, die nur für sehr kleine Modelle und für Anhänge von Bedeutung sind.

Die einfache Umrechnung der Versuchsergebnisse nach der Froude-Methode entsprechend Gleichung (1) und (2) birgt einige Unzulänglichkeiten in sich, die durch einen sogenannten „Rauigkeitszuschlag“ C_A (früher meist ΔC_F genannt) korrigiert werden können. Die Grundgleichungen (1) und (2) werden damit zu:

$$C_{TM} = C_{FM} + C_{RO} \quad (12)$$

$$C_{TS} = C_{FS} + C_{RO} + C_A \quad (13)$$

Die Höhe des Rauigkeitszuschlages ist wesentlich abhängig von der Schiffslänge, auch vom Völligkeitsgrad und von der Rauigkeit der Schiffsoberfläche. Außerdem können die eigenen Erfahrungen der Versuchsanstalten bei der Festlegung der Höhe des Rauigkeitszuschlages berücksichtigt werden.

Im Bild 2 ist die Umrechnungsmethode ohne Formfaktor, also die ITTC-1957-Methode, für das im Abschnitt 5 beschriebene Schiff entsprechend Formeln (12) und (13) dargestellt.

Bereits 1954 wurde von G. Hughes in [7] eine Neueinteilung der Widerstandsanteile vorgenommen, aus der die sogenannte Formfaktor-Methode hervorgegangen ist.

$$C_{TM} = (1 + k) C_{FM} + C_R \quad (14)$$

$$C_{TS} = (1 + k) C_{FS} + C_R + C_A \quad (15)$$

Durch die Einführung des Formfaktors k wird der Dreidimensionalität der Umströmung des Schiffskörpers Rechnung getragen, indem ein Formanteil für den Reibungswiderstand berücksichtigt wird. Der Formfaktor wird für Modell und Schiff als gleich angenommen. Diese Methode spiegelt besser die physikalischen Bedingungen der Schiffsumströmung wider. Eine wirkliche dreidimensionale Umrechnungsmethode ist sie jedoch nicht.

Bild 3 zeigt die empfohlene Umrechnungsmethode der ITTC-1978 mit Formfaktor k für das gleiche Beispiel wie Bild 2. Die Umrechnungsmethode ist natürlich etwas komplizierter als ohne Formfaktor, führt aber nur bei richtiger Wahl des Formfaktors und Rauigkeitszuschlages zu brauchbaren Ergebnissen.

Ein Vergleich der Bilder 2 und 3 zeigt, daß der für das Schiff berechnete Widerstandsbeiwert nicht nur von der Reibungslinie und vom Formfaktor sondern auch ganz wesentlich vom Rauigkeitszuschlag C_A abhängig ist. Bei der Wahl des C_A -Wertes ist also besonders sorgfältig vorzugehen. Die Bilder zeigen, daß bei der Methode mit Formfaktor ein höherer Rauigkeitszuschlag gewählt wurde, siehe dazu auch Abschnitt 3.

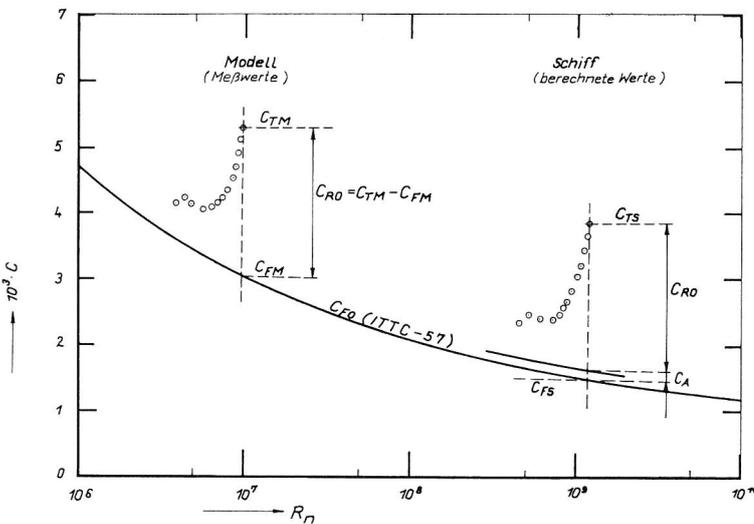


Bild 2. Umrechnungsmethode ohne Formfaktor (ITTC-1957-Methode)

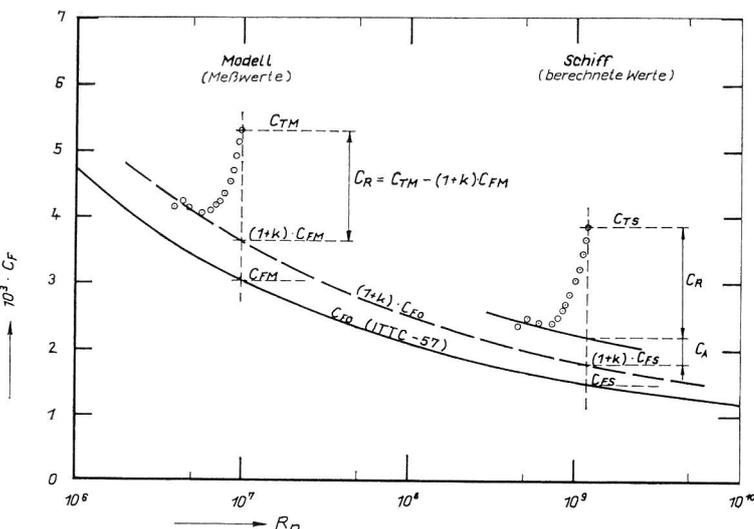


Bild 3. Umrechnungsmethode mit Formfaktor k (ITTC-1978-Methode)

Über den Rauheitszuschlag C_A wird in der vorliegenden Arbeit nicht diskutiert.

In der Definition der ITTC von 1978 wird der Formfaktor k aus dem Verhältnis des Gesamt-Zähigkeitswiderstandsbeiwertes C_V des Modells oder Schiffes und des Reibungswiderstandsbeiwertes C_{FO} der ebenen Platte bei der gleichen Reynoldszahl bestimmt:

$$r = 1 + k = \frac{C_V}{C_{F \text{ ITTC } 57}} \quad (16)$$

Als Reibungslinie wird die ITTC-1957-Linie verwendet.

Bei der Anwendung der Formfaktormethode erhält der Restwiderstandsbeiwert C_R eine andere Bedeutung als bisher. Er wurde von Hughes [7] als Widerstandsanteil der freien Oberflächen bezeichnet. Die Zahlen-Werte der mit der Formfaktormethode nach Gleichung (14) errechneten C_R -Werte unterscheiden sich von den C_{RO} -Werten nach Gleichung (1) und (12) in folgender Weise:

$$C_R = C_{RO} - k C_{FM} \quad (17)$$

Dieser Zusammenhang ist Fachleuten natürlich bekannt, führt aber bei ungeübten Anwendern leicht zu Fehlern, insbesondere wenn für den Schiffsentwurf die Ergebnisse älterer Serienversuche verwendet werden; zumal von der ITTC für beide Restwiderstandsbeiwerte das gleiche Symbol C_R verwendet wird (siehe dazu auch Bild 12).

Das eigentliche Problem bei der Anwendung der Formfaktor-Methode ist jedoch die richtige Bestimmung des Formfaktors k , da der gewählte Zahlenwert von k sich erheblich auf den prognostizierten Widerstand des Schiffes und damit auf die prognostizierte Geschwindigkeit auswirkt. Mit diesem Problem soll sich die vorliegende Arbeit auseinandersetzen. Da sich der Formfaktor in gleicher Weise auf den prognostizierten Widerstand wie auf die aus Propulsionsversuchsergebnissen berechnete Antriebsleistung auswirkt, wird die Diskussion auf den einfacheren Fall, den Widerstand, beschränkt.

3. Empfehlungen der ITTC-1978 zur Bestimmung des Formfaktors

Auf der 15. ITTC-1978 wurde die Einführung eines neuen Leistungs-Umrechnungsverfahrens empfohlen [10]. Fester Bestandteil dieses Verfahrens ist die Anwendung des Formfaktors bei der Berechnung der Leistung der Großausführung.

Der Widerstandsbeiwert der Großausführung wird dabei nach der folgenden Formel berechnet:

$$C_{TS} = (1 + k) C_{FS} + C_R + C_A + C_{AA} \quad (18)$$

mit

$(1 + k)$ Formfaktor nach Prohaska aus Widerstandsversuch

C_{FS}, C_{FM} Reibungsbeiwert nach ITTC-57

$$C_F = \frac{0,075}{(\lg R_n - 2)^2} \quad (19)$$

$$R_n = \frac{V \cdot L}{\nu} \quad (20)$$

C_R Restwiderstandsbeiwert

$$C_R = C_{TM} - (1 + k) C_{FM} \quad (21)$$

C_A Rauheitszuschlag

$$C_A = [105 (K_S/L_{WL})^{1/3} - 0,64] 10^{-3} \quad (22)$$

$$K_S = 150 \cdot 10^{-6} \text{ m}$$

C_{AA} Fahrtwind-Widerstandsbeiwert

$$C_{AA} = 0,001 A_T/S \quad (23)$$

Der Widerstand von Schlingerkielen kann in der folgenden Weise berücksichtigt werden:

$$C_{TS} = \frac{S + S_{BK}}{S} [(1 + k) C_{FS} + C_A] + C_R + C_{AA} \quad (24)$$

mit S_{BK} benetzte Oberfläche der Schlingerkielen

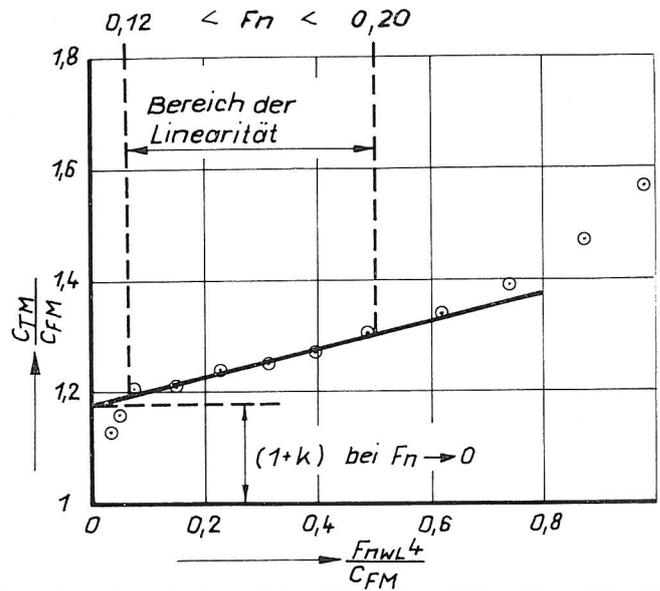


Bild 4. Grafische Ermittlung des Formfaktors $(1 + k)$ nach Prohaska

Für die Bestimmung des Formfaktors wird die relativ einfache Methode von Prohaska empfohlen, die von der Grundidee ausgeht, daß bei sehr kleinen Froudezahlen der Widerstand nur noch durch Reibung erzeugt wird. Unter dieser Annahme wird der Formfaktor genau durch das Verhältnis des Gesamt-Zähigkeitswiderstandsbeiwertes C_V eines Modells oder Schiffes zum zweidimensionalen Reibungswiderstandsbeiwert C_{FO} der ebenen Platte bei gleichen Reynoldszahlen ausgedrückt. Von der ITTC [11] wird empfohlen, dafür Widerstandsversuche im Bereich der Froudezahlen $0,12 < F_n < 0,20$ auszuführen.

Der Formfaktor ergibt sich aus:

$$(1 + k) = C_T/C_F - C F_n^N/C_F \quad (25)$$

Die Koeffizienten k, N, C werden mit Hilfe der Methode der kleinsten Fehlerquadrate näherungsweise berechnet. Für den Exponenten der Froude-Zahl wird $N = 4$ empfohlen. Sollte mit $N = 4$ keine Linearisierung erreicht werden, kann N variiert werden.

4. Praxis der Formfaktor-Ermittlung

Nach den Erfahrungen des Autors sind mindestens 7 Meßpunkte im Bereich $0,12 < F_n < 0,20$ mit äquidistanten Geschwindigkeitsschritten für eine ausreichend genaue Bestimmung des Formfaktors mit der Prohaska-Methode erforderlich.

Die Berechnung des Formfaktors läßt sich mit einem Computer-Programm oder auf grafische Weise leicht ausführen. Der grafischen Lösung, die computergestützt erfolgen kann, wird meistens der Vorzug gegeben, weil auf diese Weise eine Wertung der Güte der Meßpunkte auf der Grundlage eigener Erfahrungen erfolgen kann.

Auf Bild 4 ist das grafische Verfahren zur Bestimmung des Formfaktors nach Prohaska wiedergegeben. Der Formfaktor $(1 + k)$ nach Gleichung (25) ergibt sich für $F_n \rightarrow 0$ als Schnittpunkt der Geraden der besten Approximation aller C_T/C_F -Werte mit der Ordinate ($F_n = 0$). Es ist für normale Schiffe ohne Wulstbug ausreichend, den Exponenten $N = 4$ für F_n zu verwenden. Sollte sich keine Gerade durch die Punkte legen lassen, ergibt eine eindeutige leicht gekrümmte Kurve die gleichen Werte für den Formfaktor wie eine mit einem anderen Exponenten gestreckte Kurve.

Bei 5–6m-Modellen muß bei Froudezahlen $F_n < 0,12$ bereits mit laminarer Strömung gerechnet werden, was zu zu niedrigen Modellwiderständen führt. Die Meßpunkte bei $F_n < 0,12$ sind deshalb auf ihre Brauchbarkeit zu überprüfen. An der oberen Grenze des Geschwindigkeitsbereichs ist bei völligen Schiffen mit einem stärkeren Anstieg der

Gesamtwiderstandsbeiwerte zu rechnen. Auch diese müssen auf ihre Brauchbarkeit kontrolliert werden.

In jedem Fall ist zu empfehlen, die aus experimentellen Daten bestimmten Formfaktoren mit Hilfe von empirischen Formeln zu überprüfen, die auf der Auswertung einer großen Zahl von Modellversuchen basieren. Dabei ist unbedingt darauf zu achten, auf welcher Reibungslinie die Formeln beruhen. Die nachfolgenden vier Formeln sind auf die ITTC-1957-Reibungslinie bezogen:

nach *Watanabe* [9]:

$$k = -0,095 + 25,6 \frac{C_B}{\left(\frac{L_{WL}}{B}\right)^2 \sqrt{\frac{B}{T}}} \quad (26)$$

nach 13. ITTC-1972 [8]:

$$k = 0,017 + 20 \frac{C_B}{\left(\frac{L}{B}\right)^2 \sqrt{\frac{B}{T}}} \quad (27)$$

nach *Holtrop* [14]

$$(1 + k) = 0,93 + 0,487118 C_{14} (B/L)^{1,06806} (T/L)^{0,46106} (L/L_R)^{0,121563} (L^3/\nabla)^{0,36486} (1 - C_P + C_{22})^{-0,604247} \quad (28)$$

mit

$$L_R = L (1 - C_P + C_{22} + 0,06 C_P LCB / (4 C_P - 1))$$

$$C_{22} = 0 \text{ wenn } C_P < 0,9$$

$$C_{22} = 0,4 (C_P - 0,9) \text{ wenn } C_P > 0,9$$

$$C_{14} = 1 + 0,011 C_{STERN}$$

$$C_{STERN} = 0 \text{ für normale Schiffskonturen}$$

eigene Näherungsformel:

$$k = 0,4 \cdot C_B - 0,1 \quad (29)$$

Die Formel (29) ist eine grobe Näherungsformel, die aber auf Grund ihres simplen Aufbaus gut für eine schnelle erste Kontrolle von experimentell bestimmten Formfaktoren geeignet ist. Sie gilt für wulstlose, vollbeladene Schiffe mit normalen Schiffskonturen und nicht extremen Völligkeitsgraden. Die Formel basiert auf Modellversuchsergebnissen der Schiffbau-Versuchsanstalt Potsdam (SVA).

In den 10 Jahren seit Einführung des ITTC-1978-Verfahrens ist besonders über den Formfaktor viel diskutiert worden. Es sind mehrere Vorschläge [11], [12], [13] gemacht worden, wie der Formfaktor sicherer aber auch komplizierter zu bestimmen ist.

Das Performance-Committee hat bisher wegen der Einfachheit des Prohaska-Verfahrens an seiner Empfehlung von 1978 festgehalten, weist aber 1984 [12] bereits auf die folgenden Fehlermöglichkeiten hin:

- Ablösung am Modell gibt zu hohe Formfaktoren.
- Laminare Strömung am Modell gibt zu kleine Formfaktoren.

Tabelle 1. Hauptabmessungen des Schiffes ohne Bugwulst

		T1	T2	T3
L _{PP}	m	153,00	153,00	153,00
L _{WL}	m	154,88	147,76	142,81
B	m	23,50	23,50	23,50
T _A	m	8,28	7,55	6,20
T _F	m	8,28	6,55	3,70
S	m ²	4417	3989	3327
	m ³	19360	16095	10770
C _B	-	0,650	0,635	0,605

- Wellenbrechung stört die Linearität der Widerstandskurve.
- Wechselwirkungen zwischen Propeller und Schiffskörper beeinflussen den Formfaktor.
- Es ist schwierig, die Anhänge einzubeziehen.
- Kanaleinfluß beeinflusst den Formfaktor.
- Der Formfaktor ist abhängig von der Froude-Zahl.
- Der Formfaktor ist abhängig von der Reynolds-Zahl.
- Wulstbuge stören die Linearität der Widerstandskurve.

Bei der Bestimmung des Formfaktors nach der Prohaska-Methode sind alle genannten Einflüsse in Betracht zu ziehen, um Fehler bei der Leistungsprognose zu vermeiden.

In der vorliegenden Arbeit wird über den letzten Punkt der vorstehenden Liste berichtet, also über den Einfluß der Vorschiffsform, insbesondere verschiedener Bugwulstformen und auch verschiedener Tiefgänge und Trimmlagen auf den Formfaktor. Es soll der große Einfluß gezeigt werden, den die Wahl des Formfaktors auf die prognostizierte Leistung der Großausführung ausübt.

5. Bestimmung des Formfaktors am Beispiel eines Modells mit verschiedenen Bugformen

Auswahl des Schiffmodells und Versuchsbedingungen

Für die Darlegung des Problems der Formfaktorbestimmung bei verschiedenen Vorschiffsformen wurde als Beispiel ein Schiffmodell ausgewählt, für das Widerstands-Versuchsergebnisse für ein wulstloses Schiff und mehrere Bugwulstvarianten mit extrem großem Einfluß auf die Widerstandseigenschaften vorliegen. Die Wahl fiel auf ein Modell eines großen Fischereischiffes, für das Versuchsergebnisse mit einem guten Bugwulst (B1) und einem schlechten Bugwulst (B2) sowie für ein wulstloses Schiff bei jeweils 3 Tiefgängen vorhanden sind.

In Tabelle 1 sind die Hauptdaten des Schiffes ohne Wulst für die drei Tiefgänge zusammengestellt.

Bild 5 zeigt eine Skizze der Vor- und Hinterschiffskonturen sowie des Spants 20 der drei Varianten.

Die Versuche wurden für jeden Tiefgang jeweils bei konstanter Verdrängung gefahren, so daß geringe Tiefgangsunterschiede zwischen den Varianten vorhanden sind. Das Schiffmodell ist im Maßstab 1 : 25,9 aus Holz gefertigt, die Oberfläche ist lackiert. Zur Turbulenzerzeugung waren beim wulstlosen Modell auf Spt. 19 und bei den Wulstvarianten auf Spant 19 und 20 (FP) je zwei Reihen zylindrischer

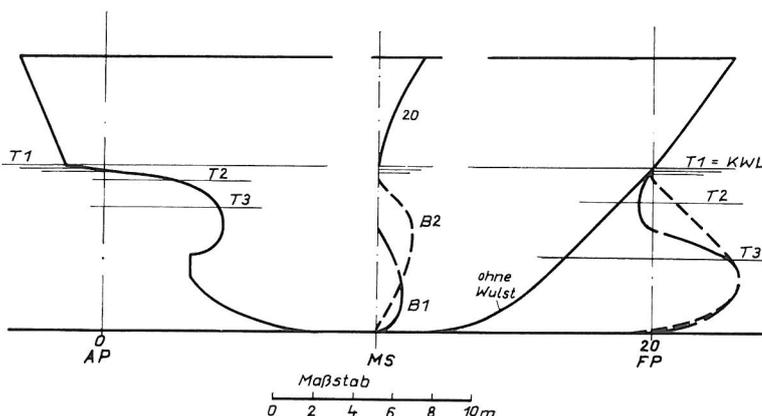


Bild 5. Vor- und Hinterschiffskonturen und Spant 20

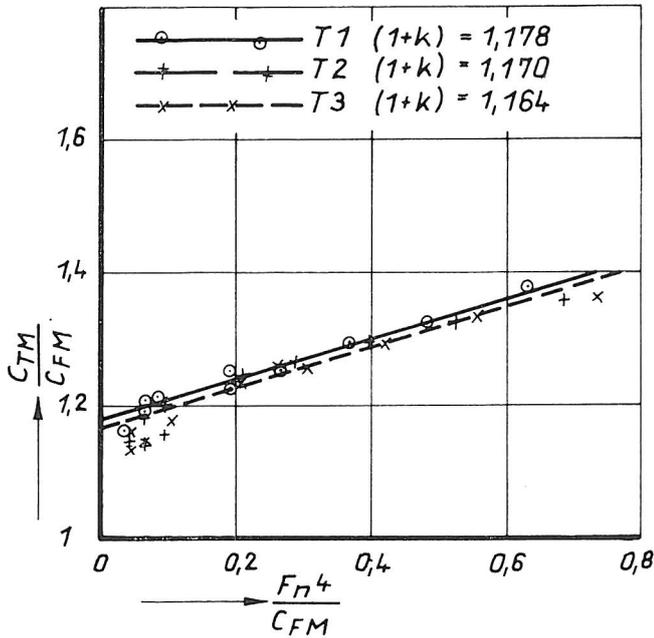


Bild 6. Formfaktor nach Prohaska
Modell ohne Wulst

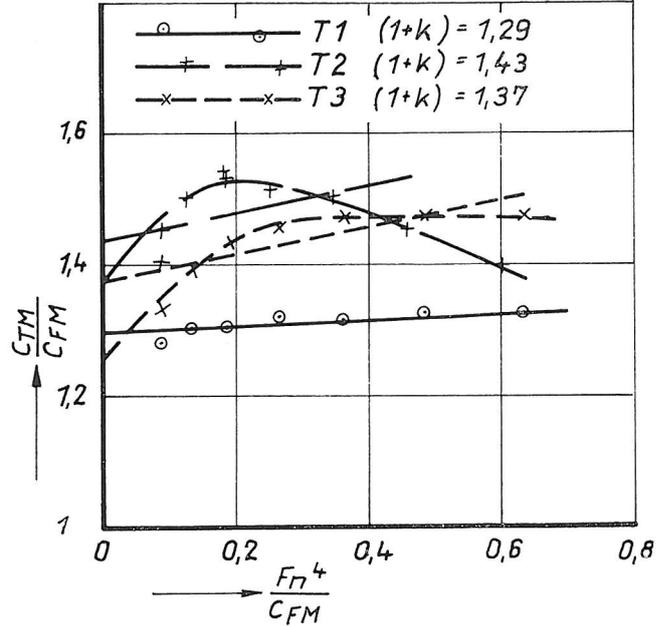


Bild 8. Formfaktor nach Prohaska
Modell mit Bugwulst B2

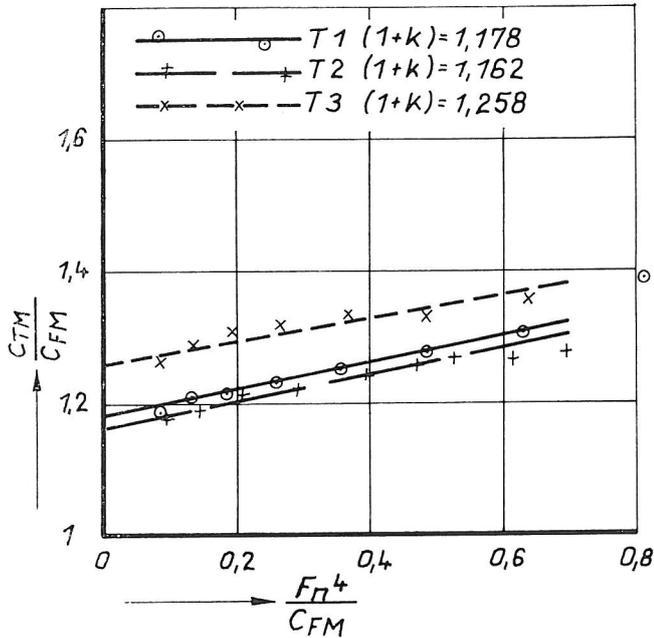


Bild 7. Formfaktor nach Prohaska
Modell mit Bugwulst B1

drischer Stifte (Durchmesser und Höhe 2,5 mm, Abstand 25 mm) angebracht.

Die Versuche wurden in der Schlepprinne der Schiffbau-Versuchsanstalt Potsdam (SVA) vorgenommen. Die Rinne hat die folgenden Abmessungen:

L = 280 m
B = 9 m
T = 4,50 m.

Als Meßgerät wurde eine mechanische Pendelwaage mit Vorlastgewichten benutzt. Der untersuchte Geschwindigkeitsbereich umfaßte einen F_n -Bereich von $0,12 < F_n < 0,27$, teilweise $0,10 < F_n < 0,27$.

Bestimmung der Formfaktoren

Die Bestimmung der Formfaktoren für jeden Versuch erfolgte nach der oben beschriebenen Prohaska-Methode in grafischer Form entsprechend Bild 4. Die Bilder 6 bis 8

zeigen die Arbeitsdiagramme für die Bestimmung der Formfaktoren für die drei Vorschiffsvarianten. Es ist zu erkennen, daß sich für das Schiff ohne Wulst mit dem empfohlenen F_n -Exponenten $N = 4$ problemlos die Formfaktoren bestimmen lassen, gleiches gilt für den Bugwulst B1. Beim Bugwulst B2 ist bei T2 und T3 keine Linearität der Widerstandskurve vorhanden, was hauptsächlich auf Wellenbrechung zurückzuführen ist. Eine eindeutige sichere Bestimmung des Formfaktors ist auf diesem Wege nicht möglich. Auch eine Änderung des F_n -Exponenten N bringt keine Abhilfe. Da auch mit anderen Methoden keine besseren Werte erzielt werden, wird der Formfaktor formell mit der Prohaska-Methode bestimmt.

In der Tabelle 2 sind die für das Modell nach dem Prohaska-Verfahren aus den Bildern 6 bis 8 ermittelten Formfaktoren zusammengestellt.

Die für das wulstlose Schiff und für den Bugwulst B1 ermittelten Werte sind nach erster Kontrolle brauchbar. Etwas fraglich ist der Wert bei B1/T3. Dagegen scheinen schon ohne Kontroll-Vergleichsrechnungen die ermittelten Werte für Bugwulst B2 zu hoch zu sein. Auch die Verwendung einer Parabel als Approximationskurve ergibt keine wesentliche Verbesserung der Werte.

Der Formfaktor k erweist sich hier nebenbei als brauchbares Maß für die „Widerstandsgüte“ eines Schiffskörpers bei kleinen Geschwindigkeiten. Hohe $(1+k)$ -Werte bedeuten schlechte Eigenschaften, niedrige weisen auf gute Schiffsförmigkeiten hin.

Zur Kontrolle der ermittelten Formfaktoren werden die Werte mit solchen aus empirischen Näherungsformeln ent-

Tabelle 2. Formfaktoren $(1+k)$ nach Prohaska

Modellvariante	Approximationskurve	T1	T2	T3
ohne Bugwulst	Gerade	1,178	1,170	1,164
B1	Gerade	1,178	1,162	1,258
B2	Gerade	1,29	1,43	1,37
	Parabel	1,28	1,36	1,25

Tabelle 3. Formfaktoren $(1+k)$ nach Näherungsformeln

Formel		T1	T2	T3
Watanabe (26)		1,132	1,130	1,098
ITTC-72 (27)		1,199	1,181	1,148
Holtrop (28)		1,186	1,176	1,163
Verfasser (29)		1,160	1,155	1,142

sprechend Formeln (26) bis (29) verglichen. Die Tabelle 3 zeigt die Werte für das Schiff ohne Bugwulst. Die Näherungsformeln ergeben für die Varianten mit Bugwulst nahezu die gleichen Werte.

Erwartungsgemäß weichen die nach den verschiedenen empirischen Formeln errechneten Werte voneinander ab. Der Erwartungsbereich und die Tendenzen werden aber klar wiedergegeben. Selbst mit der primitiven Überschlagsformel (29) werden brauchbare Werte errechnet.

Der Vergleich mit der experimentell ermittelten Formfaktoren der Tabelle 2 zeigt, daß diese für das wulstlose Schiff bei allen drei Tiefgängen im Erwartungsbereich liegen, also als richtig angesehen werden können. Das gleiche gilt für das Modell mit Bugwulst B1 für T1 und T2. Der experimentelle Wert von T3 ist dagegen zu hoch, die Ursache dürfte in Wellenbrechung in diesem Ballastzustand liegen. Der Vergleich zeigt weiterhin, daß die für den schlechten Bugwulst B2 mit dem Prohaska-Verfahren ermittelten Formfaktoren wesentlich zu hoch sind.

6. Einfluß der Wahl des Formfaktors auf die prognostizierte Schleppleistung

Jede Versuchsanstalt sammelt im Laufe der Jahre ihrer Tätigkeit eigene Erfahrungen bei der Umrechnung der Modellversuchsergebnisse auf die Großausführung, die sich dann in Besonderheiten bei der Umrechnungsmethode niederschlagen. So besitzen fast alle Versuchsanstalten eigene Vorschriften zur Festlegung des Formfaktors k und des Rauheitszuschlages C_A , aber auch bei der Festlegung der Probefahrt- und Dienstzuschläge sowie bei der Berücksichtigung des Fahrtwind-Widerstandes.

Für die vorliegenden Betrachtungen ist nur der Einfluß des Formfaktors von Interesse. Da im ITTC-1978-Umrechnungsverfahren mit der Einführung der Formfaktor-Methode eine feste Zuordnung des Rauheitszuschlages zur Schiffslänge, siehe Formel (22), verbunden ist, muß jedoch auch dieser bei Vergleichen mit berücksichtigt werden.

Um den großen Einfluß der Wahl des Formfaktors auf die für die Großausführung berechnete Schleppleistung darzulegen, wurden die Ergebnisse der insgesamt 9 Widerstandsversuche nach drei Varianten ungerechnet:

- Variante (1): ITTC-1957 (SVA)
 $(1 + k) = 1$ für alle Fälle
 $C_A = 0,0002$ für alle Fälle
- Variante (2): ITTC-1978
 $(1 + k)$ nach Prohaska, Tabelle 2
 C_A nach (22), Tabelle 4
- Variante (3): ITTC-1978, modifiziert
 $(1 + k) = 1,178$ für alle Fälle
 C_A nach (22), Tabelle 4

Die Rauheitszuschläge C_A nach Formel (22) sind für alle untersuchten Fälle in Tabelle 4 zusammengestellt. Es soll an dieser Stelle darauf hingewiesen werden, daß diese hohen C_A -Werte nur für das Umrechnungsverfahren mit Formfaktor verwendet werden sollten.

Auf den Fahrtwind-Widerstandsanteil entsprechend Formel (23) und den Widerstand der Schlingerkiel entsprechend Formel (24) wird verzichtet, da er für den Vergleich keine Bedeutung hat.

Tabelle 4. Rauheitszuschlag $10^3 \times C_A$ nach ITTC-1978

Modellvariante	T1	T2	T3
ohne Bugwulst	0,399	0,415	0,427
B1	0,399	0,413	0,399
B2	0,399	0,409	0,399

Bild 10. Restwiderstandsbeiwerte C_{RO}
T2 = 7,05 m; 1,0 m hecklastig

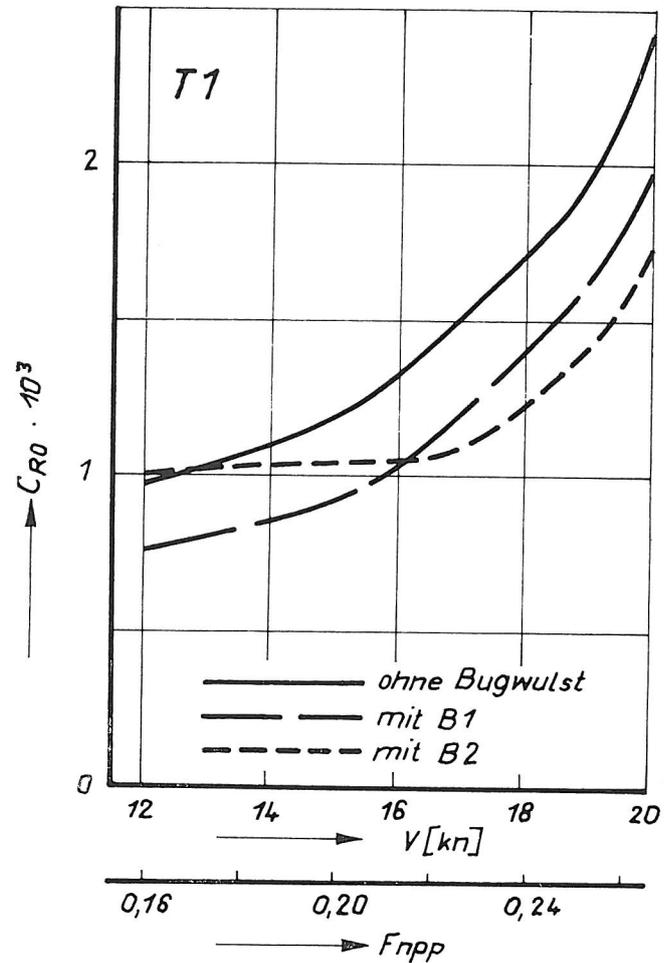
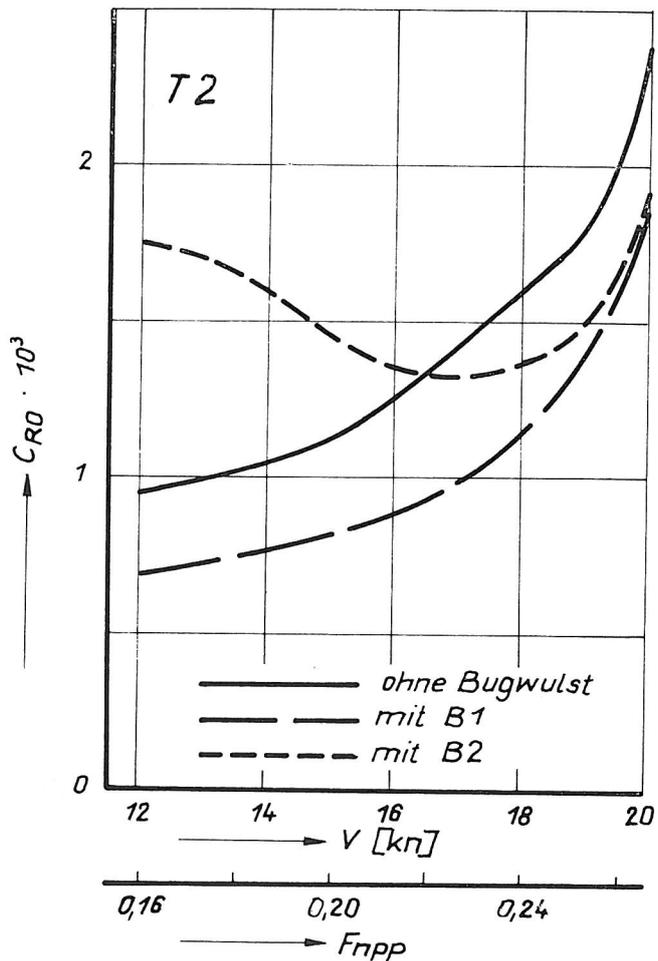


Bild 9. Restwiderstandsbeiwerte C_{RO}
T1 = 8,28 m; gleichlastig



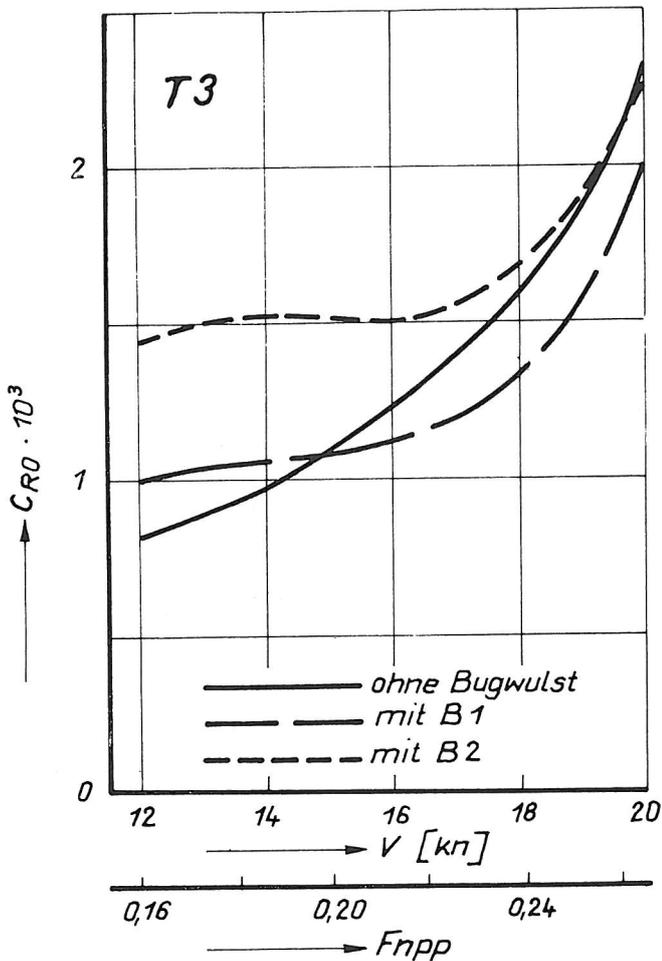
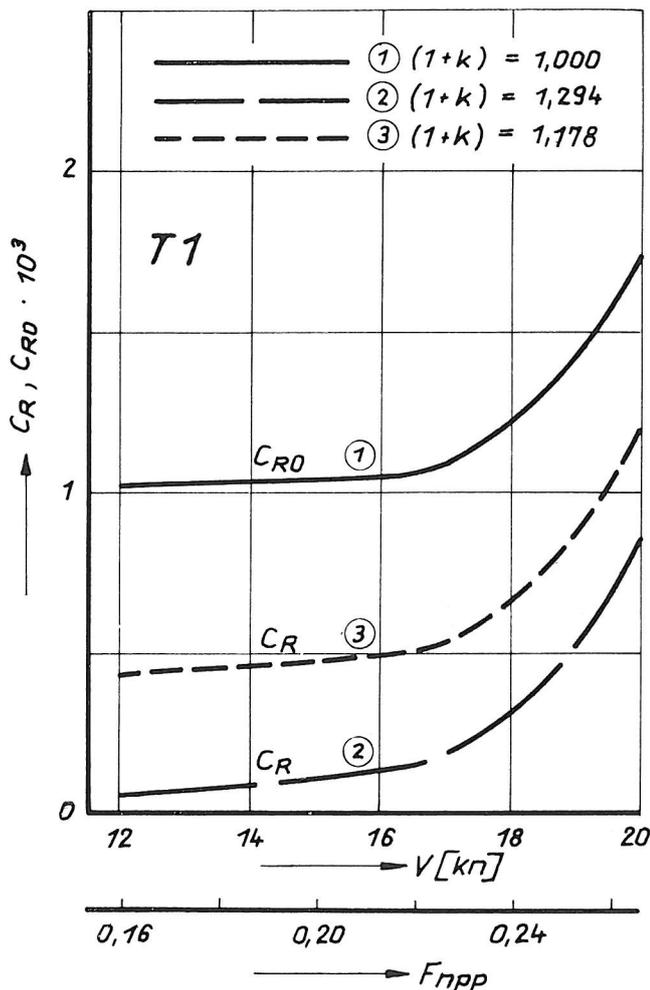


Bild 11. Restwiderstandsbeiwerte C_{RO}
 T3 = 4,90 m; 2,50 m hecklastig



In den Bildern 9 bis 11 sind die Ergebnisse der Widerstandsversuche in der Form $C_{RO} = f(V)$ dargestellt. Diese Darstellung erlaubt auf Grund der Verwendung des „alten“ C_{RO} -Wertes nach Formel (12) eine klare Aussage über die Güte der untersuchten Bugwulste, außerdem auch eine Verwendung für statistische Zwecke. Die großen Unterschiede der C_R -Werte nach den Varianten (1), (2), (3) zeigt Bild 12.

Der Bugwulst B1 erweist sich bei allen drei Tiefgängen als die beste Schiffsform der drei untersuchten. Ganz besonders deutlich gilt das für den mittleren Tiefgang T2, siehe dazu Bild 10. Für eine prozentuale Einschätzung der erzielten Leistungseinsparung oder des Geschwindigkeitsgewinns ist diese Darstellungsweise jedoch nicht zu gebrauchen. Dazu ist eigentlich nur die direkte Auftragung der Schleppleistung oder des Widerstandes über der Geschwindigkeit geeignet, wie sie in Bild 16 als Beispiel für T2 wiedergegeben wird.

Bei dieser direkten Auftragung der Leistung lassen sich die mit verschiedenen Verfahren ermittelten Unterschiede oft jedoch nicht deutlich genug grafisch darstellen, da die Kurven sehr eng beieinander liegen bzw. sich überschneiden. Der Gesamtwiderstandsbeiwert C_{TS} des Schiffes ist besser geeignet als Vergleichsgröße.

Auf den Bildern 13 bis 15 sind die C_{TS} -Werte getrennt für die drei untersuchten Tiefgänge aufgetragen. Der beträchtliche Einfluß des gewählten Umrechnungsverfahrens, also des Formfaktors, auf die für das Schiff prognostizierten Werte ist bei allen drei Tiefgängen deutlich zu erkennen. Während die im Modellversuch gemessenen Unterschiede der drei Formvarianten bei der Methode (1) in ihrer Gesamtheit auch für die Großausführung ausgewiesen werden, tritt mit der formalen Anwendung der Methode (2) eine Verfälschung der Versuchsergebnisse auf, die bei konsequenter Anwendung der für jeden Ladefall experimentell ermittelten Formfaktoren bis zu einer Umkehr der im Versuch ermittelten Tendenzen führt.

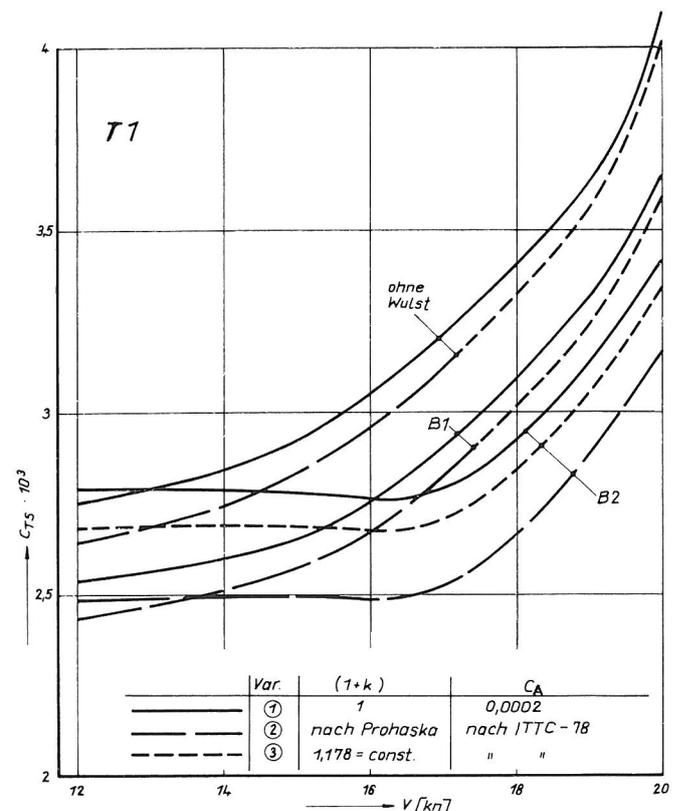


Bild 13. Gesamtwiderstandsbeiwert C_{TS} nach verschiedenen Verfahren
 Schiff mit und ohne Bugwulst
 T1 = 8,28 m, gleichlastig

Bild 12. Vergleich von Restwiderstandsbeiwerten nach verschiedenen Verfahren Bugwulst B1, T1 = 8,28 m

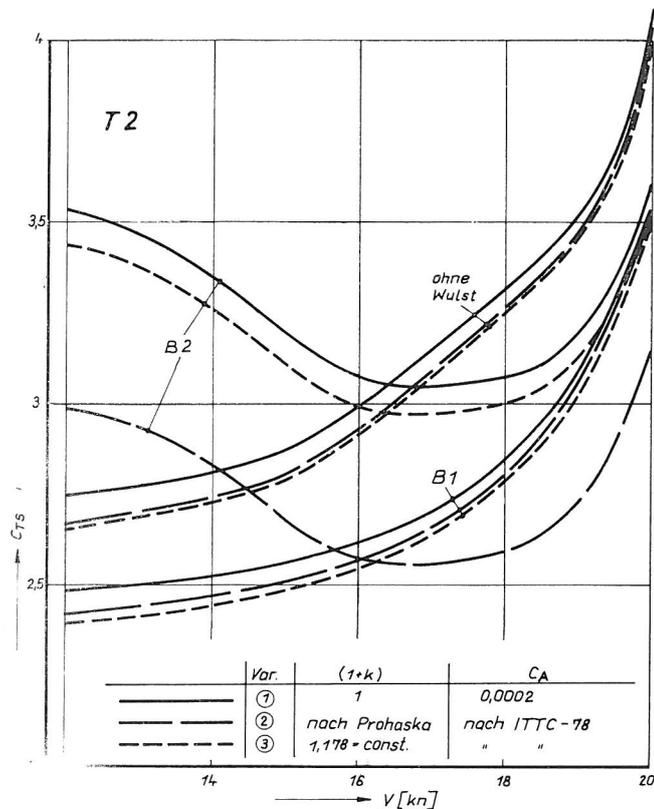


Bild 14. Gesamtwiderstandsbeiwert C_{TS} nach verschiedenen Verfahren Schiff mit und ohne Bugwulst
T2 = 7,05 m; 1 m hecklastig

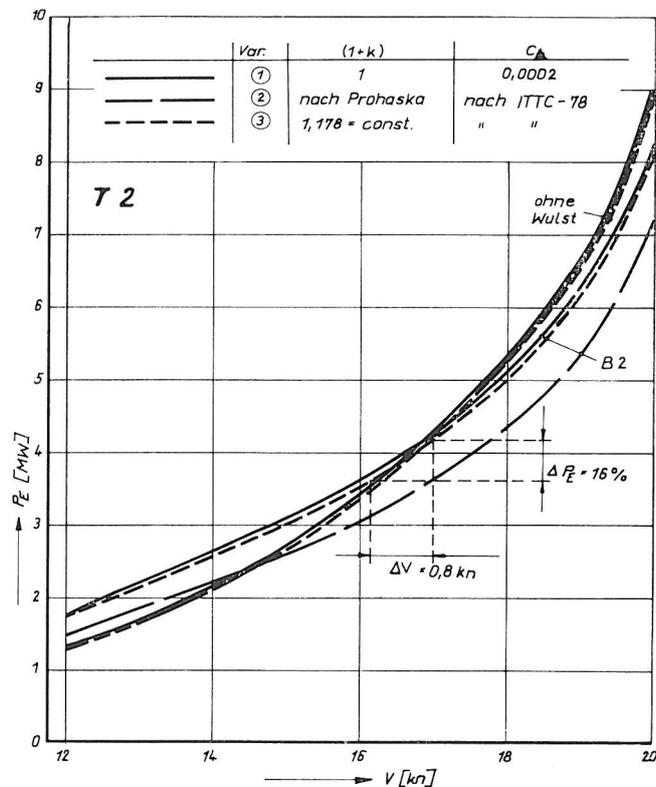


Bild 16. Schleppleistung P_E nach verschiedenen Verfahren Schiff mit und ohne Bugwulst B2
T2 = 7,05 m; 1 m hecklastig

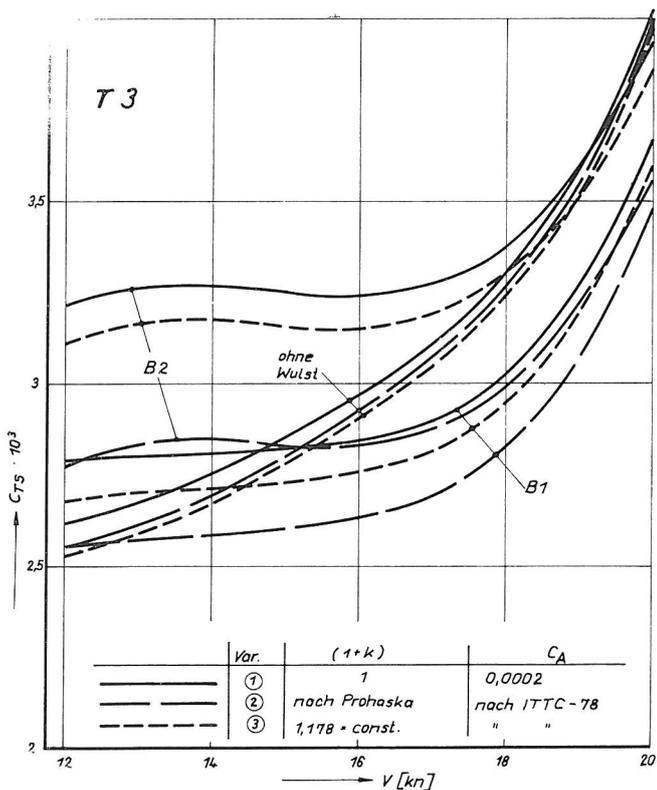


Bild 15. Gesamtwiderstandsbeiwert C_{TS} nach verschiedenen Verfahren Schiff mit und ohne Bugwulst
T3 = 4,9 m; 2,5 m hecklastig

Als Beispiel dafür soll der Tiefgang T2 kommentiert werden. Wie bereits erwähnt, werden für den Bugwulst 1 bei T2 im Modellversuch im gesamten untersuchten Geschwindigkeitsbereich die besten Widerstandseigenschaften ausgewiesen, siehe Bild 10. Der Bugwulst B2 bringt erst für $V > 16,5$ kn eine Verbesserung gegenüber dem wulstlosen Schiff. Mit der Umrechnungsmethode (1) bleiben diese Verhältnisse erhalten, wie Bild 14 zeigt. Wird aber der experimentell ermittelte Formfaktor nach Methode (2) verwendet, wird das Schiff mit Bugwulst 2 schon ab $V = 14,5$ kn wesentlich besser als das wulstlose Schiff und für $V > 16$ kn sogar besser als das Schiff mit Bugwulst 1. Das ist offensichtlich falsch.

Wie Bild 14 weiterhin zeigt, bleiben mit der vorgeschlagenen Methode (3) — d. h., konstanter Formfaktor für alle Modellvarianten und Tiefgänge — die im Modellversuch vorhandenen Tendenzen der Aussagen ebenso erhalten wie mit der Methode (1).

Wie bereits erwähnt, ist auf Bild 16 als Beispiel für T2 die Schleppleistung der Großausführung für das wulstlose Schiff und das Schiff mit Bugwulst B2 in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit dargestellt. Die Unterschiede zwischen den Methoden (1) und (3) sind nicht groß, sie betragen weniger als 3% bei der Leistung und weniger als 0,1 kn bei der Geschwindigkeit. Auch das Ergebnis des Modellversuches, daß der Bugwulst B2 erst für $V > 16,5$ kn besser ist als das wulstlose Schiff, bleibt mit beiden Methoden erhalten.

Durch die Methode (2) wird das gesamte Versuchsergebnis auf den Kopf gestellt. Das Schiff mit B2 ist hiernach bereits für $V > 14$ kn besser als das wulstlose Schiff. Es wird durch den zu hohen Formfaktor der Variante B2 wesentlich günstiger hingerechnet. Der Fehler beträgt im konkreten Fall für $V = 17$ kn ca. 16% der Schleppleistung bzw. ca. 0,8 kn der Geschwindigkeit.

Am Schluß dieser Betrachtungen soll noch einmal erwähnt werden, daß es sich bei dem vorgestellten Beispiel um einen ausgesprochen extremen Fall handelt, der zwar in der praktischen Arbeit einer Versuchsanstalt vorkommt, aber von

einem erfahrenen Team in seiner Auswirkung auf die Versuchsaussage erkannt wird.

Bei kleinen Widerstandsunterschieden, wie sie z. B. bei der Bugwulstoptimierung zwischen zwei ähnlichen Varianten häufig auftreten, ist die formelle Anwendung der Formfaktor-Methode viel gefährlicher. Hier kann es durch große Unterschiede im Bereich kleiner Schiffsgeschwindigkeiten zu einer Umkehr der Versuchsaussage im Bereich der Dienstgeschwindigkeit bei der Umrechnung vom Modell auf das Schiff kommen.

Besonders problematisch wird die Wahl des richtigen Formfaktors in den Fällen, wenn Versuche mit Schiffmodellen nur mit Bugwulst durchgeführt werden, über deren Einfluß auf den Formfaktor keine eindeutige Aussage gemacht werden kann.

7. Schlußfolgerungen

1. Es ist schwierig, den richtigen Wert für den Formfaktor aus Schiffmodellversuchen zu ermitteln.
2. Die Wahl des Formfaktors hat einen beträchtlichen Einfluß auf die prognostizierte Schleppleistung und Schiffsgeschwindigkeit.
3. Es ist oft besser, einen aus sicheren empirischen Formeln ermittelten Formfaktor zu benutzen als einen aus Versuchsergebnissen formal bestimmten.
4. Bei der Umrechnung von Versuchsergebnissen mit verschiedenen Formen eines Schiffstyps sollte der gleiche Formfaktor für alle Fälle verwendet werden.
5. Bei der Umrechnung von Versuchsergebnissen für verschiedene Tiefgänge sollte entweder der gleiche Formfaktor für alle Tiefgänge oder ein mit überprüften empirischen Formeln mit kleiner werdendem Tiefgang leicht abnehmender Formfaktor verwendet werden.
6. Der „alte“ Restwiderstandsbeiwert $C_{RO} = C_{TM} - C_{FM}$ ist für die statistische Arbeit besser geeignet als der „neue“ Restwiderstandsbeiwert $C_R = C_{TM} - (1 + k) C_{FM}$.

8. Zusammenfassung

Im Jahr 1978 wurde von der 15. ITTC die Einführung eines neuen Leistungs-Umrechnungsverfahrens empfohlen, das seitdem als ITTC-78-Methode bezeichnet wird.

Diese Methode schließt die Anwendung des Formfaktors k für die Berechnung des Schiffswiderstandes und der Antriebsleistung aus Modellversuchsergebnissen ein.

Die Einführung des Formfaktors ist ein Fortschritt gegenüber den hergebrachten Methoden, die konsequente Anwendung dieser Methode bringt allerdings neue Fehlerquellen bei der Leistungsberechnung mit sich, die bei der Benutzung berücksichtigt werden müssen.

In der vorliegenden Arbeit werden kurz die Bestimmungsverfahren und die Anwendungsmethode diskutiert. Es werden Fehlerquellen aufgezeigt, die bei der Formfaktorbestimmung auftreten können. Demonstriert wird der große Einfluß der Wahl des Formfaktors auf die berechneten Werte von Schiffswiderstand und Leistung an einem Beispiel der Widerstandsberechnung für ein Schiff mit und ohne Bugwulst für mehrere Tiefgänge.

Es wird festgestellt, daß die exakte Bestimmung des Formfaktors wichtig aber sehr schwierig ist. Oft ist es besser, die zweidimensionale Methode ohne Formfaktor oder die dreidimensionale Methode mit gleichem Formfaktor für alle untersuchten Fälle zu nutzen, z. B. bei der Widerstandsberechnung für Schiffe aus Versuchsergebnissen von Schiffmodellen mit unterschiedlichen Bugformen. Das gleiche gilt für die statistische Auswertung von Modellversuchsergebnissen.

Symbole

A_T	Luft-Querschnittsfläche des Schiffes
B	Breite des Schiffes
C	Beiwert im allgemeinen
C_A	Rauhigkeitszuschlag (früher ΔC_F)
C_{AA}	Fahrtwind-Widerstandsbeiwert

C_B	Völligkeitsgrad der Verdrängung
C_F	Reibungs-Widerstandsbeiwert $C_F = R_F/0,5 \rho V^2 S$
$C_{F \text{ ITTC } 57}$	Reibungs-Widerstandsbeiwert-Linie der ITTC-57 $C_F = 0,075/(\lg R_n - 2)^2$
C_{FO}	Reibungs-Widerstandsbeiwert in zweidimensionaler Strömung
C_R	Rest-Widerstandsbeiwert $C_R = C_{TM} - (1 + k) C_{FM}$
C_{RO}	Rest-Widerstandsbeiwert $C_{RO} = C_{TM} - C_{FM}$
C_T	Gesamt-Widerstandsbeiwert $C_T = R_T/0,5 \rho V^2 S$
C_V	Gesamt-Zähigkeits-Widerstandsbeiwert $C_V = R_V/0,5 \rho V^2 S$
$C_{14}, C_{22}, C_{\text{STERN}}$	Beiwerte von Holtrop
F_n	Froude-Zahl $F_n = V/\sqrt{g \cdot L}$
g	Erdbeschleunigung
k	Formfaktor
K_S	Rauhigkeitshöhe
L	Länge eines Schiffes
N	Exponent von F_n
O	Reibungsbeiwert von Froude
P_E	Schleppleistung $P_E = R_T V$
r	Formfaktor (nach Hughes) $r = (1 + k)$
R_n	Reynolds-Zahl $R_n = V \cdot L/\nu$
R_F	Reibungs-Widerstand
R_T	Gesamtwiderstand
R_V	Gesamter Zähigkeitswiderstand
S	Benetzte Oberfläche
S_{BK}	Benetzte Oberfläche der Schlingerkiele
T	Tiefgang, mittlerer
T_A	Tiefgang, hinten (am hinteren Lot)
T_F	Tiefgang, vorn (am vorderen Lot)
V	Geschwindigkeit
ν	kinematische Zähigkeit
ρ	Dichte des Wassers
ΔP_E	Differenz der Schleppleistungen
ΔV	Differenz der Geschwindigkeit
∇	Verdrängung

Verwendete Indexe:

M	Modell
S	Schiff
KWL	Konstruktionswasserlinie
PP	zwischen den Loten
WL	Wasserlinie

7. Literatur

- [1] *Lap, Jr. A. J. W.*: Fundamentals of Ship Resistance and Propulsion. Part A. Resistance. Publication No. 129a of the N. S. M. B., Rotterdam 1956
- [2] *Herner, H., Rusch, K.*: Die Theorie des Schiffes 6. Aufl., Leipzig: Fachbuchverlag, 1952.
- [3] *Prandtl, L.*: Strömungslehre. 5. Aufl. Braunschweig: Vieweg 1957.
- [4] *Schneekluth, H.*: Hydromechanik zum Schiffsentwurf. 2. Aufl. Herford: Koehler-Verlag 1977.
- [5] *Gatzer, H.*: Theorie des Schiffes. Wilhelm-Pieck-Universität Rostock, 4. Lehrbrief „Widerstand von Schiffen – Teil I“ 1984
- [6] Meyers Taschen-Lexikon „Schiffbau-Schifffahrt“. Leipzig: Bibliograph. Institut 1964
- [7] *Huges, G.*: Friction and Form Resistance in Turbulent Flow, and a Proposed Formulation for Use in Model and Ship Correlation. Transactions of the Institution of Naval Architects, Vol. 96, p. 314, London 1954
- [8] Proceedings of the 13th International Towing Tank Conference. Report of Performance Committee, Berlin, Hamburg 1972
- [9] Proceedings of the 14th International Towing Tank Conference. Report of Performance Committee, Ottawa 1975
- [10] Proceedings of the 15th International Towing Tank Conference. Report of Performance Committee, Wageningen 1978
- [11] Proceedings of the 16th International Towing Tank Conference. Report of Performance Committee, Leningrad 1981
- [12] Proceedings of the 17th International Towing Tank Conference. Report of Performance Committee, Göteborg 1984
- [13] Proceedings of the 18th International Towing Tank Conference. Report of Performance Committee, Kobe 1987
- [14] *Holtrop, J.*: A Statistical Resistance Prediction Method with a Speed dependent Form Factor. Proceedings, 17th SMSSH, Varna, 1988, Vol. 1

Fortsetzung auf S. 108 unten!

Zur Berechnung von Whipping-Schwingungen des Schiffskörpers im irregulären Seegang

Doz. Dr. sc. techn. *Horst Ulbricht*
Wilhelm-Pieck-Universität Rostock, Sektion Schiffstechnik

1. Einleitung

Die Untersuchungen von Beanspruchungen des Schiffskörpers im natürlichen Seegang sind in den letzten Jahren durch eine physikalisch exaktere Erfassung der Seegangsbelastungen unter Nutzung wahrheitstheoretischer Berechnungsmodelle gekennzeichnet. Dabei unterscheidet man verschiedene Komponenten der Beanspruchung, die aus charakteristischen Belastungszuständen des Schiffes im Seegang herrühren. Genannt seien die Glattwasserbelastung, die niederfrequente Seegangsbelastung, Temperatureinflüsse und die transienten dynamischen Belastungen. Eine weitere Unterteilung ist zwar möglich, aber nicht zweckmäßig, da wegen des Zufallscharakters aller dieser Belastungsanteile die Bestimmung der Verbundwahrscheinlichkeitsdichte für eine summarische Spannung außerordentlich kompliziert wird. Für den Kurzzeitraum ist die Annahme berechtigt, daß sich diese Belastungsanteile gegenseitig kaum beeinflussen, so daß eine jeweils gesonderte Betrachtung möglich ist.

Zu den dynamischen Belastungen sind die infolge Slamming, Sloshing und Green Water zu zählen. Im folgenden sollen die Auswirkungen von hydrodynamischen Stößen auf den Schiffskörper — die Slamming-Erscheinungen — gesondert untersucht werden.

Das Auftreten kurzzeitig wirkender hydrodynamischer Stöße bei Fahrt des Schiffes im irregulären Seegang führt am Schiffskörper einmal zu extremen örtlichen Belastungen und damit auch zu hohen Beanspruchungen bei den beaufschlagten Strukturen, und zum anderen sind sie Ursache für Whipping-Schwingungen des Gesamtschiffskörpers, die ihrerseits dynamische Schnittgrößen und daraus abgeleitet, Spannungsanteile hervorrufen. Diese Whipping-Spannungen sind den übrigen am Schiffskörper wirkenden Spannungsanteilen phasengerecht zu überlagern, sie weisen beachtliche Werte auf und können bei ungünstigen Seegangsbedingungen die Größe der Spannungen infolge des niederfrequenten Seegangs erreichen [8], [14].

Es soll von der Gültigkeit der Bedingung

$$T_1 \ll T_d \ll T_g$$

ausgegangen werden [18], wobei unter T_1 bzw. T_g die Grundschwingungsdauer der lokalen bzw. globalen Strukturen verstanden wird und T_d die Wirkungsdauer der dynamischen Belastung darstellt. In diesem Fall ist eine getrennte Behandlung der örtlichen und globalen Probleme beim Auftreten transienter Belastungen, also eine Entkopplung möglich.

Für die örtlichen Strukturen wird eine gleichwertige quasi-statische Belastung, die aus dem Größtwert des hydrodynamischen Stoßdruckes infolge Slamming abgeleitet wird, eingeführt und dann die betreffende Konstruktion auf statische Weise weiter untersucht [17].

Für den Schiffskörper als globale Struktur sind vor allem die durch den Slammingstoß angeregten Whipping-Schwingungen von Bedeutung.

2. Schiffskörperschwingungen bei transienter Erregung

Der Schiffskörper ist in seinem Aufbau ein sehr kompliziertes räumliches Gebilde. Er setzt sich aus tragenden Längs- und Querverbänden sowie versteiften ebenen und gewölbten Flächentragwerken zusammen. Als Besonderheit gegenüber anderen technischen Strukturen ist zu beachten, daß das Schiff sich in zwei Medien bewegt, wobei es an der Grenze der beiden Medien infolge des Auftretens von Oberflächenwellen zu komplizierten Belastungsbedingungen kommt, und außerdem existieren für den Schiffskörper keine raumfesten Auflagerpunkte. Zur Untersuchung des elastischen Schwingverhaltens des Schiffskörpers liegen anwendungsreife Methoden vor, die sowohl die Berechnung der Eigenschwingungen als auch der Zwangsschwingungen gestatten.

Der Schiffskörper als Gesamtverband besitzt ein dichtes Netz von Eigenfrequenzen. Er wird durch eine Vielzahl von Erregergrößen mit einem sehr breiten Frequenzspektrum zu mehr oder minder störenden Schwingungen angeregt, wobei Resonanzen nicht immer vermeidbar sind. Durch einmalige kurzzeitige hydrodynamische Stöße werden globale Schiffskörperschwingungen vor allem der Grundfrequenz angeregt, wobei es wegen der weit auseinanderliegenden Anregungsfrequenz und der niedrigsten Eigenfrequenz zu keinen Resonanzerscheinungen kommt. Die Aufgabe besteht also in diesem Fall darin, die auftretenden Spannungen aus den durch Slamming angeregten Schiffskörperschwingungen zunächst im Kurzzeitraum, also während eines kurzzeitigen Aufenthaltes des Schiffes im jeweiligen Seegebiet, zu berechnen.

2.1. Bewegungsgleichungen der vertikalen Transversalschwingungen des Schiffskörpers

Bei globalen Schiffskörperschwingungen können verschiedene Erscheinungsformen wie vertikale Transversalschwingungen, gekoppelte Horizontal-Torsionsschwingungen und Längsschwingungen des Schiffskörpers auftreten. Zur Berechnung dieser Schwingungen liegen umfangreiche Untersuchungen vor, eine Zusammenfassung der verschiedenen Methoden ist u. a. bei *Postl* [10] vorhanden.

Für die durch Slamming angeregten Schiffskörperschwingungen tritt die größte Erregerkraft bei Fahrt des Schiffes gegen die Hauptseegangsrichtung (Gegensee) auf, bei Erregung der Schiffskörperschwingungen durch Heckslamming ist auch Folgeseeg von Bedeutung. In beiden Fällen wird der Schiffskörper zu vertikalen Transversalschwingungen angeregt.

Beschränkt man sich auf die niedrigen Eigenschwingungen des Schiffskörpers, d. h. auf einen Frequenzbereich bis etwa 4 Hz je nach Schiffstyp und -größe, so werden die Bewegungen von Teilsystemen des Schiffskörpers (Aufbauten, Doppelboden, Decks) durch die Schwingungen des Gesamtschiffskörpers bestimmt. Damit kann der Einfluß lokaler Schwingungssysteme auf die globalen Schiffskörperschwingungen unberücksichtigt bleiben. Als Berechnungsmodell kann ein einfaches Balkenmodell eingeführt werden. Beim Balkenmodell wird der Schiffskörper als ein schwimmender kastenförmiger Träger mit veränderlicher Massen- und Steifigkeitsverteilung aufgefaßt. Das Problem der Vertikalschwingungen kann auf die Untersuchung der Transversal-

Fortsetzung von S- 107!

- [15] *Munk, T.*: Method for Analysis of Results from Tests in still Water with Ship Models. Danish Maritime Institute, SL 79901.12, Rep. No. 1, Lyngby 1979/80
- [16] *Harvald, Sv. Aa, Hee, J. H.*: The Form Factor on Friction $1 + k$. Proceedings 4th International Congress International Maritime Association of East Mediterranean, Varna 1987
- [17] *Nawrocki, St.*: The influence of form faktor „k“ on resistance prediction according to ITTC recommendation. Budownictwo Okretowe, Gdansk (1987) 10
- [18] *Mewis, F.*: Experience in Using the Form Factor Method. Proceedings, 17th SMSSH, Varna 1988, Vol. 3