

545 | September 1994

SCHRIFTENREIHE SCHIFFBAU

Volker Bertram

Numerische Schiffshydrodynamik in der Praxis

TUHH

Technische Universität Hamburg-Harburg

Numerische Schiffshydrodynamik in der Praxis

Volker Bertram, Hamburg, Technische Universität Hamburg-Harburg, 1994

ISBN: 3-89220-545-0

© Technische Universität Hamburg-Harburg
Schriftenreihe Schiffbau
Schwarzenbergstraße 95c
D-21073 Hamburg

<http://www.tuhh.de/vss>

INSTITUT FÜR SCHIFFBAU DER UNIVERSITÄT HAMBURG

Bericht Nr. 545

Numerische Schiffshydrodynamik in der Praxis

Volker Bertram

September 1994

In me, some human commodity is lacking.
And we can only be who we can be.
I have my own history; memories;
the unsolved maze of my own self,
where I am so often lost.

Scott Turow

Inhalt

	Zusammenfassung/Abstract	3
1.	Einleitung	4
2.	Grundlagen	5
2.1.	Grundgleichungen	5
2.2.	Grundtechniken	10
2.3.	Anwendungsgebiete	11
3.	Viskose Schiffsumströmung	17
3.1.	Turbulenzmodelle	18
3.1.1.	k - ϵ -Modell	19
3.1.2.	Cebeci-Smith-Modell	23
3.1.3.	Baldwin-Lomax-Modell	24
3.2.	Numerische Aspekte	26
3.2.1.	Netze	26
3.2.2.	Numerische Approximationen	29
3.2.3.	Gleichungssysteme	31
3.2.4.	Randbedingungen	32
3.2.5.	Druckkopplung	36
3.3.	Kommerziell vertriebene Programme	36
3.4.	Anwendungen	40
3.4.1.	E3-Tanker	41
3.4.2.	HSVA-Tanker	45
3.4.3.	Containerschiff "Hamburg Test Case"	52
3.4.4.	Weitere Anwendungen	59
4.	Nichtviskose Strömung mit Wellen	61
4.1.	Das Wellenwiderstandsproblem	61
4.2.	Panel-Methoden	63
4.2.1.	Bedingungen an Kollokationspunkten	64
4.2.2.	Speziell numerisch behandelte Bedingungen	66
4.2.3.	Programme	68
4.3.	Paneltypen	70
4.3.1.	Punktquelle	70
4.3.2.	Punkthaufen (Punkt-Cluster)	70
4.3.3.	Ebenes Rechteckpanel konstanter Quellstärke	71
4.3.4.	"Hess&Smith"-Panel	73
4.3.5.	Räumliches Vieleck konstanter Quellstärke	75
4.3.6.	Panel höherer Ordnung	75
4.3.7.	Desingularisierte Panel	75
4.4.	Anwendungsbeispiele	76
4.4.1.	Wigley-Schiff	76
4.4.2.	Series-60 Schiff	77
4.4.3.	Tanker	79
4.4.4.	Containerschiffe	80

4.4.5.	HYSWAS-Schiff	82
4.4.6.	Binnenschiff im Kanal	85
5.	Vision CFD 2000	87
5.1.	Schwerpunkte der Forschung für viskose Strömungen	87
5.2.	Schwerpunkte der Forschung für nichtviskose Strömungen	88
5.3.	Entwicklung der Hardware	90
5.4.	Der Numerische Schlepptank	91
	Literatur	93
	Stichworte	103

Zusammenfassung

Numerische Hydrodynamik (CFD) ermöglicht eine hydrodynamische Verbesserung von Schiffen, bevor Modellversuche durchgeführt werden. Panel-Verfahren und (zeitgemittelte) Navier-Stokes-Löser sind die wichtigsten CFD-Werkzeuge in der Praxis. Panel-Verfahren berechnen die nichtviskosen Strömung unter Berücksichtigung der Wellenbildung, um das Vorschiff zu optimieren. Navier-Stokes-Löser lösen die Reynoldsgleichungen (RANSE) für viskose Strömungen und werden insbesondere zur Verbesserung der Hinterschiffsform und der Untersuchung von Anhängen eingesetzt. Dabei wird heute noch in der Regel die Wellenbildung nicht berücksichtigt. Die Ergebnisse sind noch zu ungenau, um verlässliche Prognosen des Widerstands oder der Leistung zu liefern. CFD liefert allerdings bereits heute wertvolle Einsichten in lokale Strömungsphänomene und kann zum Variantenvergleich genutzt werden.

Abstract

Computational fluid dynamics (CFD) can improve the hydrodynamic design of ships before model tests are performed. Panel methods and (Reynolds-averaged) Navier-Stokes solver are the most important CFD tools for practical applications. Panel methods are used to compute the inviscid free-surface flow to evaluate the forebody. Navier-Stokes solvers solve the Reynolds-averaged Navier-Stokes equations (RANSE) for viscous flows. They allow an evaluation of the aftbody and flow analysis of appendages. Most methods still neglect the free surface. The results are not yet accurate enough to predict resistance or power requirements. CFD rather gives insight into flow details and is best used to compare different variants of hull shapes.

1. Einleitung

1984 erlebten die segelbegeisterten Amerikaner ihren "Sputnik-Schock". Die Australier hatten mit der Australia II den America's Cup zum ersten Mal in der Geschichte dieser traditionsreichen Regatta aus Amerika entführt. Der Grund war schnell gefunden. Die Australier hatten mit Hilfe von CFD (computational fluid dynamics = numerische Hydromechanik) ein überlegenes Boot gebaut, Slooff (1984). Die Computer-Simulation der Strömung erlaubte das Durchspielen einer Vielzahl von Formen, von denen nur die vielversprechendste dann den Feinschliff im Schlepptank erhielt. Die Amerikaner setzten ein entsprechendes Forschungsprogramm mit dem Ziel des "Numerischen Schlepptanks" auf, an dem Wissenschaftler verschiedener Universitäten und Versuchseinrichtungen beteiligt waren, und holten sich "ihren" Cup drei Jahre später wieder, Letcher et al. (1987a,b), Oliver et al. (1987).

Die Erfolge der numerischen Hydrodynamik im konventionellen Schiffbau sind vielleicht weniger spektakulär, aber dennoch für den Entwurf besserer Schiffsformen bereits heute nicht zu vernachlässigen. Der Druck auf die Werften, CFD zur Voroptimierung einzusetzen, nimmt von Reederseite zu. Es wird allgemein erwartet, daß spätestens in 10 Jahren für jedes größere in Deutschland gebaute Handelsschiff CFD-Rechnungen zur Formoptimierung Modellversuche zur Leistungsprognose ergänzen werden. In Japan ist dies bereits heute gängige Praxis.

Gelegentlich stößt man auf Aussagen, daß CFD teure Modellversuche ersetzt und so bereits heute direkte Kostenvorteile bietet. Eine derartige Argumentation weckt falsche Hoffnungen und schadet langfristig, da entsprechende Enttäuschungen unausweichlich sind. CFD wird genauso wenig direkte Kosten senken wie CAD in der Konstruktion. Der Modellversuch zur Leistungsprognose wird auf Jahrzehnte aus Genauigkeitsgründen nicht durch CFD zu ersetzen sein. Allenfalls lassen sich ein oder zwei Iterationsschleifen im Tank einsparen, was die direkten Mehrkosten für eine vorgeschaltete CFD-Rechnung kompensieren würde. Das entscheidende wirtschaftliche Argument liegt im Umsatz und bei den indirekten Kosten. Der Konkurrenzdruck der Mitbewerber und der Marktdruck der Abnehmer werden die deutschen Werften zum Einsatz von CFD zwingen, um immer höherwertige Schiffe anbieten zu können. Der Zeitvorteil durch CFD-Einsatz führt indirekt zu Kostensenkungen und Umsatzvorteilen, Bertram und Marzi (1993).

CFD ist bereits ein Standardwerkzeug in technisch verwandten Bereichen. Der Flugzeugbau spielt auf diesem Gebiet die Rolle des Vorreiters. Daher wurde auch die Mehrheit der numerischen Techniken für die Luft- und Raumfahrttechnik entwickelt und auf die speziellen Probleme bei Schiffen angepaßt. CFD ist für die Entwicklung der nächsten Generation von Flugzeugen nicht mehr wegzudenken, Long et al. (1991)¹. Diese Bedeutung von CFD wurde von den rapide wachsenden Kosten für Windkanaluntersuchungen und den physikalischen Beschränkungen von Modellversuchen vorangetrieben. CFD wird dabei benutzt, um vor allem Entwicklungszeit und Risiko bei Neuentwicklungen zu senken. Mit zunehmender Komplexität der Entwürfe werden Entwurfsschleifen und Optimierungen schwieriger. Der verstärkte Einsatz von CFD erlaubt mehr Schleifen und dadurch bessere Entwürfe. Ähnliche Aussagen treffen auch auf den Automobilbau, Hucho (1989), und Teile des Maschinenbaus zu.

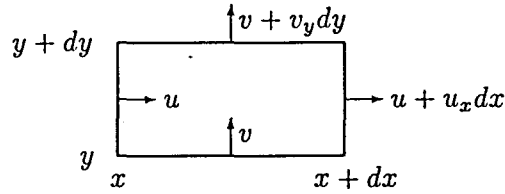
¹"Computational fluid dynamics (CFD) will play a major role in the design of the next generation of aerospace vehicles. This reliance on CFD has been driven by the rapidly decreasing cost of computers and the rapidly increasing cost of wind tunnel tests. CFD will be used to help reduce the cost, development time, and risk of many aerospace designs. In addition, it may lead to innovative new concepts as our understanding of flow phenomena is improved."

2. Grundlagen

2.1. Grundgleichungen

Für die bei Schiffsumströmungen auftretenden Geschwindigkeiten kann Wasser als inkompressibel angenommen werden, d.h. die Dichte ρ ist eine Konstante. Die folgenden Betrachtungen beschränken sich daher auf inkompressible Strömungen. Alle Gleichungen werden hier in einem Kartesischen Koordinatensystem angegeben, in dem z nach unten gerichtet ist.

Die *Kontinuitätsgleichung* besagt, daß alles, was in ein Kontrollvolumen hineinfließt, auch gleichzeitig herausfließen muß. Wir betrachten für den zweidimensionalen Fall ein infinitesimales Kontroll-Element:



u ist die Geschwindigkeitskomponente in x -Richtung, v die Geschwindigkeitskomponente in y -Richtung. Die Indizes bezeichnen partielle Ableitungen, z.B. $u_x = \partial u / \partial x$. Herausfließende Massenströme werden positiv angesetzt, hereinfließende entsprechend negativ. Für den gesamten Massenfluß muß dann gelten:

$$-\rho \, dy \, u + \rho \, dy \, (u + u_x \, dx) - \rho \, dx \, v + \rho \, dx \, (v + v_y \, dy) = 0 \quad (1)$$

$$u_x + v_y = 0 \quad (2)$$

Eine entsprechende Überlegung führt analog auf die Kontinuitätsgleichung für den dreidimensionalen Fall:

$$u_x + v_y + w_z = 0 \quad (3)$$

wobei w die Geschwindigkeitskomponente in z -Richtung ist.

Die *Navier-Stokes-Gleichungen*² und die Kontinuitätsgleichung reichen nach dem heutigen Wissensstand aus, um alle wirklichen Flüssigkeitsphänomene bei der Strömung um ein Schiff zu beschreiben. Die Navier-Stokes-Gleichungen beschreiben den Impulserhalt der Strömung:

$$\begin{aligned} \rho(u_t + uu_x + vv_y + ww_z) &= \rho f_1 - p_x + \mu(u_{xx} + u_{yy} + u_{zz}) \\ \rho(v_t + uv_x + vv_y + ww_z) &= \rho f_2 - p_y + \mu(v_{xx} + v_{yy} + v_{zz}) \\ \rho(w_t + uw_x + vw_y + ww_z) &= \rho f_3 - p_z + \mu(w_{xx} + w_{yy} + w_{zz}) \end{aligned} \quad (4)$$

Dabei ist f_i eine Beschleunigung aus einer Volumenkraft, p der Druck, μ die Viskosität und t die Zeit. Häufig werden Volumenkräfte vernachlässigt. Die Schwerkraft läßt sich z.B. mit $f_3 = g$ berücksichtigen oder die Wirkung des Propellers durch eine Verteilung von Volumenkräften f_1 . Die linken Seiten von (4) ohne die Zeitableitungsterme beschreiben die Konvektion, die Zeitableitung beschreibt die Änderungsrate ("Quellterm"), der letzte Term der rechten Seite beschreibt die Diffusion.

In (4) treten auf der linken Seite Produkte der Geschwindigkeiten und ihrer Ableitungen auf. Dieses ist eine *nicht-konservative Formulierung* der Navier-Stokes-Gleichung. Ein *konservative*

²Claude Navier (1785-1836), französischer Mathematiker

Sir George Stokes (1819-1903), englischer Mathematiker und Physiker

Formulierung liegt vor, wenn die unbekannten Funktionen (hier Geschwindigkeiten) nur als erste Ableitungen, aber nicht unabgeleitet vorkommen. Mit Hilfe der Produktregel und der Kontinuitätsgleichung (3) läßt sich eine konservative Formulierung in die hier benutzte nicht-konservative Formulierung überführen, z.B. für die erste Gleichung in (4):

$$\begin{aligned}
 (u^2)_x + (uv)_y + (uw)_z &= 2uu_x + u_yv + uv_y + u_zw + uw_z \\
 &= uu_x + vu_y + wu_z + u \underbrace{(u_x + v_y + w_z)}_{=0} \\
 &= uu_x + vu_y + wu_z
 \end{aligned}$$

Navier-Stokes-Gleichungen und Kontinuitätsgleichung formen ein System gekoppelter, nichtlinearer partieller Differentialgleichungen. Eine analytische Lösung dieses Systems ist für Schiffsumströmungen nicht möglich. Selbst wenn vereinfachend der Einfluß der wellenbildenden Wasseroberfläche vernachlässigt wird, erlauben die heute zur Verfügung stehenden Rechner eine numerische Lösung nicht.

Um die Navier-Stokes-Gleichungen einer rechnerischen Behandlung näher zu bringen, werden die Geschwindigkeiten und der Druck in einen zeitlichen Mittelwert und einen Schwankungsteil aufgeteilt. Durch zeitliche Mittelung kommt man so zu den *Reynolds-Gleichungen*³: Die Größen u, v, w und p sind von jetzt an als zeitliche Mittelwerte zu nehmen. u', v', w' bezeichnen Schwankungsanteile. Für instationäre Strömung (z.B. Manövrieren) wählt man dann ein Zeitintervall, über das die hochfrequenten Schwankungen gemittelt werden. Für stationäre Strömung (übliche Beschränkung für Schiffsumströmungen) fallen die Terme u_t, v_t und w_t fort.

Die Reynolds-Gleichungen sind formal ähnlich wie die Navier-Stokes-Gleichungen aufgebaut:

$$\begin{aligned}
 \rho(u_t + uu_x + vu_y + wu_z) &= \rho f_1 - p_x + \mu(u_{xx} + u_{yy} + u_{zz}) \\
 &\quad - \rho(\overline{u'u'})_x + \overline{u'v'}_y + \overline{u'w'}_z) \\
 \rho(v_t + uv_x + vv_y + wv_z) &= \rho f_2 - p_y + \mu(v_{xx} + v_{yy} + v_{zz}) \\
 &\quad - \rho(\overline{u'v'})_x + \overline{v'v'}_y + \overline{v'w'}_z) \\
 \rho(w_t + uw_x + vw_y + ww_z) &= \rho f_3 - p_z + \mu(w_{xx} + w_{yy} + w_{zz}) \\
 &\quad - \rho(\overline{u'w'})_x + \overline{v'w'}_y + \overline{w'w'}_z)
 \end{aligned} \tag{5}$$

Sie enthalten aber als zusätzlichen Terme die Ableitungen der *Reynolds-Spannungen*:

$$\begin{aligned}
 &-\overline{\rho u' u'} \quad -\overline{\rho u' v'} \quad -\overline{\rho u' w'} \\
 &-\overline{\rho v' u'} \quad -\overline{\rho v' v'} \quad -\overline{\rho v' w'} \\
 &-\overline{\rho w' u'} \quad -\overline{\rho w' v'} \quad -\overline{\rho w' w'}
 \end{aligned} \tag{6}$$

Die Reynolds-Gleichungen werden in der internationalen Fachliteratur als Reynolds-averaged Navier-Stokes equations (*RANSE*) bezeichnet. Die Reynolds-Gleichungen erfordern zusätzlich ein Turbulenzmodell, das den Zusammenhang zwischen den Reynolds-Spannungen und den mittleren Geschwindigkeiten herstellt. Kapitel 3.1 geht detaillierter auf Turbulenzmodelle ein. Da die wirklichen Navier-Stokes-Gleichungen so weit von einer Lösbarkeit entfernt sind, wird häufig aus Bequemlichkeit "Navier-Stokes" gesagt, wenn RANSE gemeint ist.

Zwischen Navier-Stokes-Gleichungen und RANSE sind die "large-eddy-simulations" (LES) angesiedelt, die Zhu et al. (1989), Zhu und Miyata (1991), für Schiffsumströmungen benutzen. Bei LES löst das Rechnernetz die großen Wirbel direkt auf. Lediglich die kleinen Wirbel werden durch ein Turbulenzmodell erfaßt. Diese Methode kommt damit einer direkten Lösung der Navier-Stokes-Gleichungen schon recht nahe.

³Osborne Reynolds (1842-1912), britischer Physiker

Vernachlässigt man die Reibung – und damit natürlich auch alle Turbulenzeffekte –, so erhält man aus den Navier-Stokes- oder Reynolds-Gleichungen die *Euler-Gleichungen*⁴, die zusammen mit der Kontinuitätsgleichung zu lösen sind:

$$\begin{aligned}\rho(u_t + uu_x + vv_y + ww_z) &= \rho f_1 - p_x \\ \rho(v_t + uv_x + vv_y + ww_z) &= \rho f_2 - p_y \\ \rho(w_t + uw_x + vw_y + ww_z) &= \rho f_3 - p_z\end{aligned}\quad (7)$$

Euler-Löser erlauben gröbere Netze und sind numerisch robuster als RANSE-Löser. Sie sind geeignet für die Berechnung von Strömungen um Tragflügel und daher im Flugzeugbau weit verbreitet. Für die Umströmung von Schiffen sind Euler-Löser nach allgemeiner Ansicht nicht zu empfehlen, da sie die Nachteile von RANSE-Lösern und Potential-Lösern kombinieren, ohne deren wesentliche Vorteile realisieren zu können: In der Programmierung sind sie fast so aufwendig wie RANSE-Löser, aber das physikalische Modell bietet für Schiffsumströmungen kaum Vorteile gegenüber einfacher Potentialströmung.

Eine weitere Vereinfachung ist die Annahme von Rotationsfreiheit:

$$\nabla \times \vec{v} = 0 \quad (8)$$

mit $\nabla = (\partial/\partial x, \partial/\partial y, \partial/\partial z)$. Rotationsfreie, reibungsfreie Strömungen bezeichnet man als Potentialströmungen. Bei diesen Strömungen sind die Komponenten des Geschwindigkeitsvektors nicht mehr unabhängig voneinander, sondern über das Potential ϕ gekoppelt. Die Ableitung des Potentials in beliebige Raumrichtung gibt die Geschwindigkeitskomponente in diese Richtung:

$$\vec{v} = \begin{pmatrix} u \\ v \\ w \end{pmatrix} = \nabla \phi \quad (9)$$

Anstatt drei unbekannter Geschwindigkeitskomponenten im Flüssigkeitsraum, muß nur noch eine Größe, das Potential, bestimmt werden. Dies führt natürlich zu einer erheblichen Vereinfachung der Rechnung.

Die Kontinuitäts-Gleichung geht für Potentialströmung über in die *Laplace-Gleichung*⁵:

$$\Delta \phi = \phi_{xx} + \phi_{yy} + \phi_{zz} = 0 \quad (10)$$

Berücksichtigt man als Volumenkraft nur die Schwerkraft, so werden die Euler-Gleichungen:

$$\nabla(\phi_t + \frac{1}{2}(\nabla \phi)^2 - gz + \frac{1}{\rho}p) = 0 \quad (11)$$

Durch Integration erhält man daraus die *Bernoulli-Gleichung*⁶:

$$\phi_t + \frac{1}{2}(\nabla \phi)^2 - gz + \frac{1}{\rho}p = \text{konst.} \quad (12)$$

Für Potentialströmungen sind in den Gleichungen Druck und Geschwindigkeit entkoppelt. Interessiert man sich nur für die Geschwindigkeit, so reicht die Lösung der Laplace-Gleichung. Die Laplace-Gleichung ist linear. Das bietet den großen Vorteil, daß Einzellösungen (Quelle, Senke, Dipol, Wirbel) zu beliebig komplizierten Lösungen zusammengesetzt werden können. Potential-Löser sind die am meisten benutzten CFD-Werkzeuge im Schiffbau.

⁴Leonhard Euler (1707-1783), schweizer Mathematiker

⁵Pierre Simon Laplace (1667-1748), französischer Mathematiker und Astronom

⁶Daniel Bernoulli (1700-1782), schweizer Mathematiker und Physiker

Einen Sonderfall stellen die *Grenzschicht-Gleichungen* nach Prandtl dar, die man für turbulente Strömung aus den Reynolds-Gleichungen und für laminare Strömung direkt aus den Navier-Stokes-Gleichungen herleitet, Schlichting (1958). Die Grenzschicht-Gleichungen führen einige Vereinfachungen im physikalischen Modell ein: Die Diffusion in Hauptstromrichtung wird vernachlässigt, die Grenzschichtdicke wird als klein und der Druck konstant über die Dicke angenommen. Da die Annahmen der Grenzschichttheorie in der Nähe ablösender Grenzschichten verletzt sind, kann Ablösung am Schiff nicht immer korrekt vorhergesagt werden, Bertram et al. (1992a), Yim (1993). Aussagen über die Strömung nach der Ablösung sind natürlich auch nicht möglich. Gerade dieser Bereich ist aber für die Praxis bei der Beurteilung der Hinterschiffsform und der Auslegung des Propellers interessant⁷. Grenzschicht-Löser werden daher weitgehend von RANSE-Lösern verdrängt⁸.

Schiffbauer werden in Zukunft im wesentlichen mit Lösungen der Laplace-Gleichung für nicht-viskose und der Reynolds-Gleichungen für viskose Strömungen arbeiten. Auf diese Anwendungen wird im Detail eingegangen.

Zonale Löser stellen eine interessante Möglichkeit dar, die Vorteile verschiedener Grundgleichungen zu kombinieren. Zonale Löser teilen das Rechengebiet in verschiedene Zonen ein, Abb.2.1. Vor dem Schiff und seitlich weit entfernt, kann Potentialströmung in guter Näherung angenommen werden. Direkt am Schiff können Grenzschichtlöser eingesetzt werden, solange man weit genug vom Ablösepunkt der Strömung entfernt ist. Dahinter müssen die Reynolds-Gleichungen gelöst werden. Ein wesentliches Problem bei diesem Ansatz ist die geeignete automatische Kopplung der Lösungen an den Zonengrenzen.

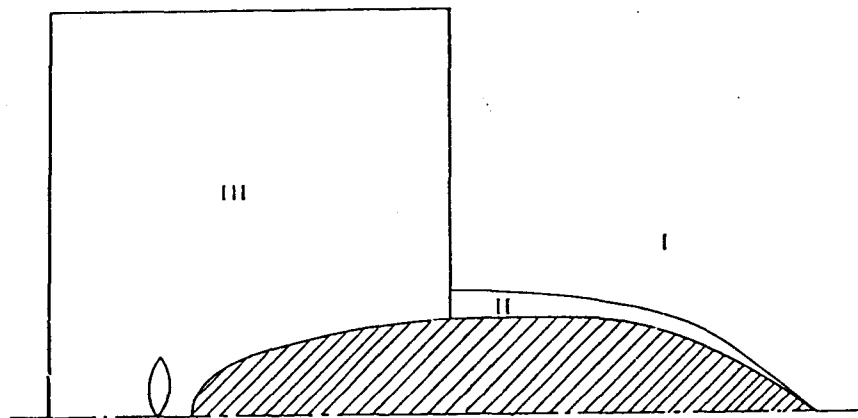


Abb.2.1: Zonale Löser teilen das Rechengebiet in verschiedene Zonen ein. (Zone I: Potential-Löser; Zone II: Grenzschicht-Löser; Zone III: RANSE-Löser)

Grundgleichungen (und Strömungen) werden mitunter als elliptisch, hyperbolisch oder parabolisch klassifiziert. Diese Bezeichnung wird aus einer Analogie verständlich: Betrachtet wird

⁷"With the present method the practically interesting velocities at the propeller plane can not be determined because there is no wall. In order to compute all the velocity components in a thick boundary layer and at the propeller plane, the Navier-Stokes equations have to be solved." Yim (1993)

⁸"Unfortunately, it was demonstrated during the SSPA-ITTC workshop on ship boundary layers...that such a procedure [Lösung der Gleichungen für dünne Grenzschichten] failed in the stern region because of the rapid thickening of the boundary layer in this zone. The limited success of generalizations of thin boundary layer equations involving high order corrections...was subsequently demonstrated so that the tendency towards computing the full solution of the Navier-Stokes equations became stronger and stronger for increased computer resources became more and more available at continuously decreasing costs." Piquet und Visonneau (1989)

eine zweidimensionale Differentialgleichung zweiter Ordnung:

$$A \frac{\partial^2 f}{\partial x^2} + 2B \frac{\partial^2 f}{\partial x \partial y} + C \frac{\partial^2 f}{\partial y^2} + a \frac{\partial f}{\partial x} + b \frac{\partial f}{\partial y} + cf + d = 0 \quad (1)$$

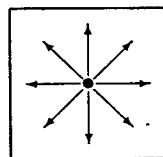
$\delta = AC - B^2$ wird als Diskriminante der Gleichung bezeichnet. Für $\delta > 0$ ist die Gleichung "elliptisch", für $\delta = 0$ "parabolisch" und für $\delta < 0$ hyperbolisch. Die Analogie besteht zur algebraischen Gleichung

$$Ax^2 + 2Bxy + Cy^2 + ax + by + d = 0 \quad (2)$$

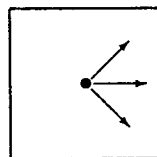
Diese Gleichung beschreibt für $\delta = AC - B^2 > 0$ eine Ellipse, für $\delta = 0$ eine Parabel und für $\delta < 0$ eine Hyperbel.

Hinter den mathematischen Definitionen verbirgt sich physikalisch:

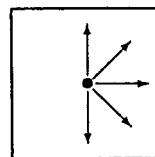
- *elliptisch:*
Störungen breiten sich in alle Richtungen aus. Die Laplace-Gleichung ist z.B. elliptisch.
- *hyperbolisch:*
Störungen sind auf einen kegelförmigen (oder – für den zweidimensionalen Fall – keilförmigen) Bereich in der Ausbreitung beschränkt. Überschallströmung mit dem Mach-Kegel wird von einer hyperbolischen Feldgleichung beschrieben. Der Kelvin-Winkel im Wellenbild bei stationärer Fahrt führt zu der 'hyperbolischen' Strahlungsbedingung als Randbedingung⁹.
- *parabolisch:*
Parabolische Strömungen stellen einen Extremfall hyperbolischer Strömungen dar, wobei der Kegelwinkel zu 90° aufweitet. Störungen breiten sich dann immer noch nur stromab aus. Eine entsprechende Annahme "parabolisiert" eine Gleichung. Parabolisierte RANSE-Löser erlauben schnellere Lösungen mit weniger Speicherplatzbedarf, indem man scheibenweise von vorn anfangend das ganze Rechengebiet durchrechnen kann, anstatt es gesamt betrachten zu müssen. Allerdings können Rückströmungen prinzipiell nicht reproduziert werden, da diese gegen die Annahme parabolischer Eigenschaft verstoßen. In zeitlicher Hinsicht sind alle genannten instationären Gleichungen parabolisch.



elliptisch



hyperbolisch



parabolisch

Abb.2.2. Eine Störung pflanzt sich abhängig vom Typ der Gleichung fort

⁹Randbedingungen sollten nicht zusammen mit Grundgleichungen klassifiziert werden. Trotzdem findet sich in Literatur und Vorträgen gelegentlich dieser unsaubere Sprachgebrauch.

2.2. Grundtechniken

Unter CFD im eigentlichen Sinne versteht man Methoden, die grundlegende Feldgleichungen und Randbedingungen zum größten Teil durch den Ansatz vieler einfacher mathematischer Elemente erfüllen, was zu einer großen Anzahl von Unbekannten führt. Grundlegende CFD-Techniken in diesem Sinne sind:

- *Randelemente-Methoden* (*BEM* = boundary element methods)

Randelemente-Verfahren werden im Schiffbau nur für Potentialströmungen eingesetzt. Für Potentialströmungen gelingt es, mit Hilfe der Greenschen Sätze Integrale über den Flüssigkeitsraum in Integrale über den Rand des Flüssigkeitsraums zu verwandeln. Der Schritt vom Raum zur Fläche bedeutet eine erhebliche Vereinfachung der Netzerzeugung und Beschleunigung der Rechnung. Für Potentialströmungen um Schiffe (z.B. Wellenwiderstandsprobleme) wird daher in der Praxis ausschließlich auf Randelemente-Verfahren gesetzt, die man als (Rankine-)Panel-Verfahren bezeichnet. Panel-Verfahren belegen die Oberfläche des Schiffes (und teilweise die umgebende Wasseroberfläche) mit diskreten Quell- und Senken-Elementen. Diese Elemente stellen exakte, elementare Lösungen der Laplace-Gleichung dar. Bei *indirekten Verfahren* wird die Ergiebigkeit (Stärke) der Quellen so bestimmt, daß die Geschwindigkeit in den *Kollokationspunkten* (gewöhnlich sind das die Schwerpunkte der Elemente) eine lineare Randbedingung (z.B. Normalgeschwindigkeit Null) erfüllt ist. So entsteht ein vollbesetztes lineares Gleichungssystem zur Berechnung der Quellstärken und damit indirekt der Geschwindigkeiten. Mit Hilfe der Bernoulli-Gleichung kann daraus das Druckfeld berechnet werden. *Direkte Verfahren* bestimmen direkt als Unbekannte das Potential. Für Randbedingungen mit höheren Ableitungen des Potentials eignen sie sich weniger. Alle bekannten, kommerziell im Schiffbau genutzten Panel-Programme basieren auf indirekten Verfahren. Zur Lösung der RANSE oder Euler-Gleichungen können Panel-Verfahren nicht eingesetzt werden.

- *Finite-Elemente-Methoden* (*FEM* = finite element methods)

Finite-Elemente-Methoden dominieren in der Strukturanalyse. In der schiffbaulichen Hydrodynamik spielen sie bislang eine Außenseiterrolle. Anders als in der Strukturanalyse können die Ansatzfunktionen nicht als Gewichtsfunktionen zur Bestimmung der gewichteten Fehler-Integrale (Residuen) nach der Galerkin-Methode benutzt werden, was die Eleganz der Methoden beeinträchtigt.

- *Finite-Differenzen-Methoden* (*FDM* = finite-difference methods)

Finite-Differenzen-Methoden diskretisieren ebenso wie FEM den gesamten Flüssigkeitsraum. Die Differentiale der Feldgleichungen werden durch finite Differenzen ersetzt. Durch Diskretisierungsfehler kann es bei diesen Methoden dazu kommen, daß Massen- und Impulserhaltung verletzt werden, also z.B. im Laufe der zeitlichen Simulation die Wassermenge immer geringer wird. Finite-Differenzen-Methoden werden daher in letzter Zeit weniger häufig als Finite-Volumen-Methoden eingesetzt¹⁰, obwohl beide Methoden in vielen Fällen vergleichbar gute Ergebnisse liefern.

- *Finite-Volumen-Methoden* (*FVM* = finite-volume methods)

Finite-Volumen-Methoden setzen ebenfalls finite Differenzen zur räumlichen und zeitli-

¹⁰Nach Einschätzung eines Konsortiums europäischer CFD-Experten sind Finite-Volumen-Methoden besonders vielversprechend für Anwendungen insbesondere für Umströmungen von Schiffen: "A special formulation of the finite difference method, i.e. a finite volume algorithm has meanwhile been successfully applied to a wide range of flow problems and is regarded as the most promising formulation for further applications." Adonis (1992)

chen Diskretisierung ein. Sie integrieren aber die Erhaltungsgleichungen für Masse und Impuls über die einzelne Zelle, bevor abhängige Variable durch die Werte an den Zellmittelpunkten angenähert werden. Damit läßt sich Konservativität sicherstellen, d.h. daß Masse und Impuls erhalten bleiben, da diesbezügliche Fehler an der Austrittsseite einer Volumenzelle sich aufheben mit den Fehlern an der Eintrittsseite der Nachbarzelle. Die meisten praxis-relevanten Verfahren zur Lösung der RANSE-Gleichungen ("Navier-Stokes-Löser") sind heute Finite-Volumen-Verfahren.

2.3. Anwendungsgebiete

Behandelt wird vor allem die Aufgabe, die Strömung um ein stationär geradeaus fahrendes Schiff zu berechnen. CFD-Anwendungen für manövrierende Schiffe oder für Schiffe im Seegang tauchen nur vereinzelt in der Literatur der letzten Jahre auf und haben noch keinen Eingang in die Praxis gefunden. Sie erfordern auch bei Beschränkung auf Potentialströmung erheblich mehr Aufwand als das Problem des stationär geradeaus fahrenden Schiffes. CFD-Verfahren zur Umströmung von Propellern und von Offshore-Bauwerken werden bereits seit einiger Zeit erfolgreich eingesetzt. Sie werden hier nicht im Detail behandelt, da es sich nicht um Schiffsumströmungen im engeren Sinne handelt. Nach Umfragen bei Schiffbauversuchsanstalten sind nichtviskose Wellenwiderstandsrechnungen immer noch die wichtigste CFD-Anwendung in der Praxis (zirka 40-60% der Industrie-Umsätze im CFD-Bereich), gefolgt von viskosen 'Navier-Stokes'-Lösungen (25-35%) und Rechnungen für den Propeller (10-20%). Auf alle weiteren Anwendungen entfallen nicht einmal 5% der industriellen Umsätze. Neben globalen Aspekten wie dem Widerstand sind häufig gerade lokale Strömungsdetails Gegenstand der Untersuchungen. Beispiele sind die Ausrichtung von Wellenböcken, Stabilisierungsflossen oder die Gestaltung von Sonardomen zur Geräuschminimierung, z.B. Larsson et al. (1990).

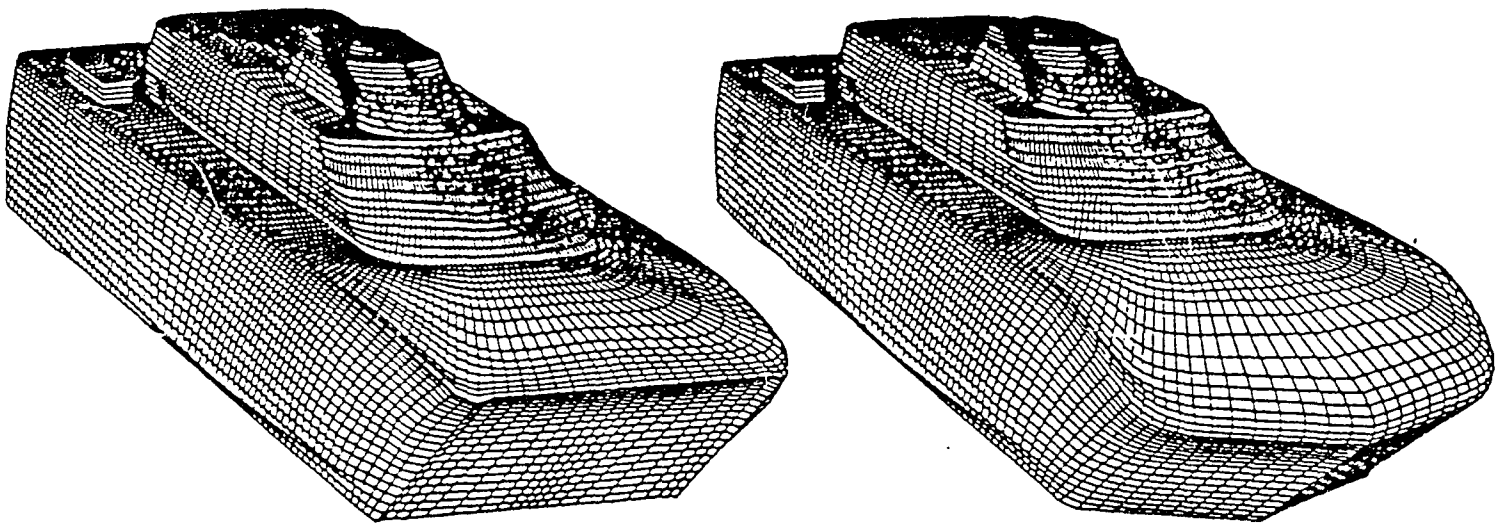


Abb.2.3: Ausgangsform (links) und modifizierte Form (rechts) eines Luftkissen-Katamarans (SES). Die modifizierte Form hat 40% weniger Windwiderstand

Die Berechnung der Überwasserströmung (von Luft) um Schiffe wird ebenfalls ausgeklammert. Trotz zunehmender Bedeutung des Luftwiderstands für Schiffe sind nur sehr wenige Anwendungen von CFD-Rechnungen auf diesem Gebiet bekannt. Førde et al. (1992) lösen die Euler-Gleichungen um einen schnellen Luftkissen-Katamaran (SES = surface effect ship). Für dieses etwa 50 Knoten schnelle Schiff macht der Luftwiderstand etwa 25% des Gesamtwiderstands aus.

Veränderungen wurden auf den Bug beschränkt. Geringfügige Änderungen der Form, Abb.2.3, senkten den Luftwiderstand um 40%. Ein um 20% verringerter aerodynamischer Auftrieb des Überwasserkörpers dürfte aber die tatsächliche Treibstoff-Ersparnis reduzieren.

Aspekte des Manövrier-Verhaltens von Schiffen gewinnen zunehmend an Bedeutung, da generell das Thema Sicherheit von Schiffen von der Öffentlichkeit nach spektakulären Unfällen von Tankern und Fahrgastschiffen stärker wahrgenommen wird. Neue IMO-Anforderungen an die (dokumentierte) Manövrierbarkeit von Schiffen führen zu Fragen nach der Leistungsfähigkeit von CFD-Methoden auf diesem Gebiet. Modellversuche zur Bestimmung des Manövrier-Verhaltens sind aufwendig und teuer. Bestehende Rechenverfahren mit analytisch oder aus Regressionsanalysen (auf dünner Datenbasis) gewonnenen hydrodynamischen Koeffizienten werden mitunter als zu ungenau angesehen. CFD-Anwendungen zur Simulation von Manövrier-Versuchen stecken jedoch noch in den Kinderschuhen und werden auf absehbare Zeit nicht für die Praxis nutzbar sein, Oortmerssen (1990)¹¹. Zou (1992,1993a,b) berechnet ähnlich wie Nakatake et al. (1990) die Strömung um ein manövrierendes Schiff, indem er ein (nicht-viskoses) Panel-Verfahren zur Berechnung des stationären Wellenwiderstands modifiziert, Abb.2.4. Viskose CFD-Simulationen von Manövern, die den gesamten Schiffsrumpf erfassen, sind nach dem heutigen Stand der Technik noch auf Jahre nicht in Sicht. Bereits die Simulation leichter Queranströmung für völlige Schiffsförmungen übersteigt die Möglichkeit heutiger Supercomputer, Patel et al. (1990)¹².

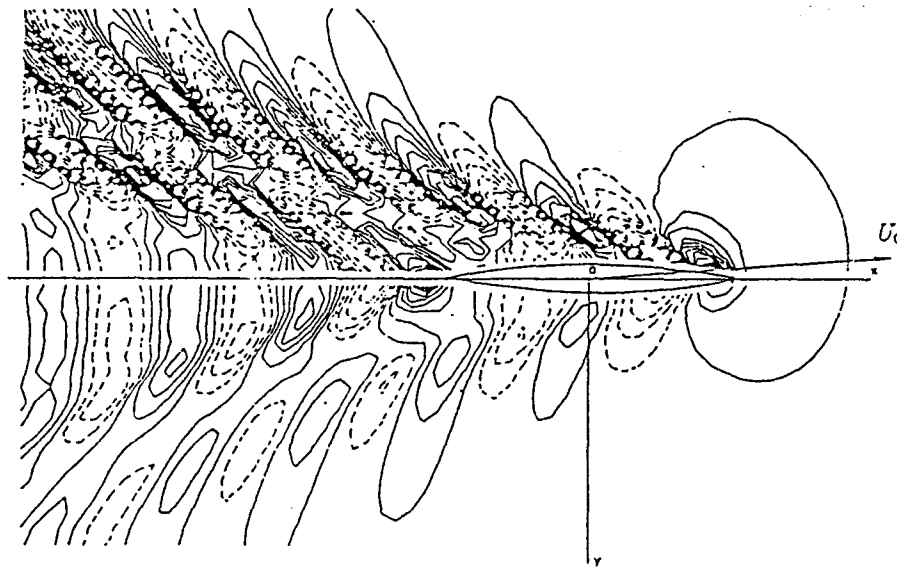


Abb.2.4: Wellenerhebung an einem Wigley-Schiff bei Gierwinkel 5°, Zou (1993a)

¹¹"Although a few of the linear manoeuvring derivatives, such as added mass and linear damping terms, can be obtained by means of potential theory calculations (strip method or 3-D diffraction programs), the applicability of theoretical flow codes for the manoeuvrability problem is very limited, due to the complex flow phenomena such as cross flow and vortex shedding. ... Such methods can certainly help as a research tool to increase our insight in the complex flow, but the use of CFD to provide design information is at present [1990] very remote."

¹²"Thus, the present calculations have been performed with a $50 \times 40 \times 27$ grid, which is close to the finest that could be accommodated on a CRAY XMP/48 supercomputer. ... The first attempt to calculate the viscous flow is regarded only as a partial attempt. ... Although the calculations are successful in describing the port-starboard flow asymmetry and vortex formation, the solutions indicate a need for better resolution of the bow flow. ... The failure of the calculations to reproduce the observed high levels of axial vorticity in well defined cores is another feature brought forth by this investigation."

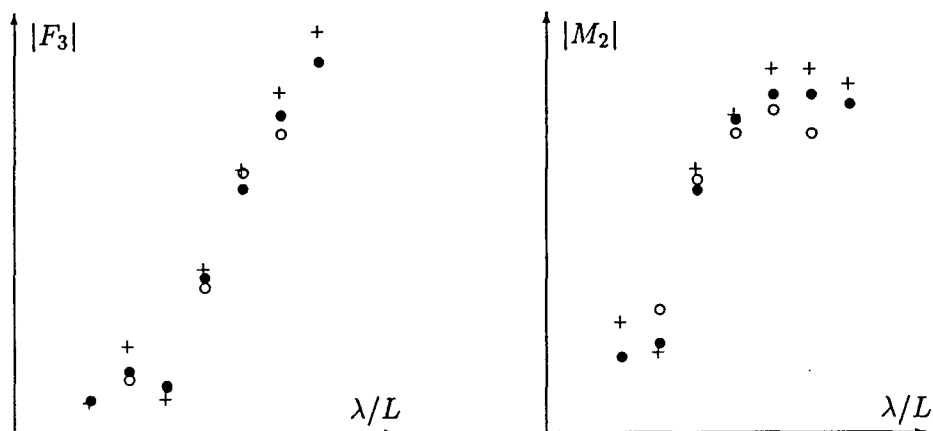


Abb.2.5: Erregende Tauch-Kraft und Stampf-Moment für Series-60, $C_B = 0.7$, Bertram (1990a)
See von vorn, Froude-Zahl 0.2

• 3D-CFD-Methode, + Streifenmethode, o Experiment

Nakos (1990,1993), Nakos und Slavounos (1990a,b), Bertram (1990a) und McCreight (1991) berechnen quasi-stationär (im Frequenzbereich) die Kräfte und Bewegungen eines Schiffes im Seegang mit Panel-Verfahren, die sich für stationäre Strömung mit Wellenbildung (Wellenwiderstandsproblem) sehr bewährt haben. Zhao und Faltinsen (1989) lösen das verwandte Problem der Umströmung von Offshore-Strukturen in Wellen bei schwacher überlagerter Grundströmung ebenfalls mit einem Panel-Verfahren. An der University of Michigan sind in einer Reihe von Dissertationen Zeitschritt-Verfahren zur Lösung des gleichen Problems entwickelt worden, Liapis (1986), King (1987,1990), King et al. (1988), Beck und Magee (1988), Magee (1991). Zeitschrittverfahren bieten den prinzipiellen Vorteil, daß auch Bewegungen mit großen Bewegungsamplituden erfaßt werden können. Lin und Yue (1990) stellen ein derartiges Verfahren vor, wobei aber immer noch die Randbedingung an der Wasseroberfläche linearisiert und der Einfluß der veränderten benetzten Oberfläche des Schiffes nicht erfaßt wird. Trotz besserer physikalischer Modelle mit weniger Vereinfachungen liefern die Methoden für Schiffe manchmal bessere, manchmal schlechtere, meistens etwa die gleichen Ergebnisse für die Bewegungen wie die Streifenmethode, Abb.2.5. Dabei erfordern sie aber den hundert- bis tausendfachen Aufwand. Für stark nichtlineare Probleme, z.B. Slamming-Lasten, erfassen auch die aufwendigsten CFD-Rechenverfahren z.Z. noch nicht wichtige lokale Strömungsdetail wie Spritzer mit ausreichender Genauigkeit, Maskew (1992). Dies macht sie für die Praxis uninteressant. Für einfache Fragestellungen wird man daher in der Praxis Streifenmethoden, für stark nichtlineare Probleme Modellversuche einsetzen.

Was macht *Seegangsprobleme* so viel schwieriger als das Wellenwiderstandsproblem? CFD-Methoden lösen die relevanten Oberflächen in Elemente endlicher Größe auf. Die Feinheit dieser Diskretisierung wird im wesentlichen durch die Form der Oberfläche bestimmt, bzw. in welchem Maß sich die Strömung an der Oberfläche ändert. Für die Wasseroberfläche bestimmt die Wellenlänge die notwendige Feinheit der Diskretisierung. Beim Wellenwiderstandsproblem hat man ein dominierendes Wellensystem aufzulösen und kann das Netz auf diese Wellenlänge anpassen. Bei Seegangsproblemen ergeben sich zusätzlich mehrere Diffraktions- und Radiationswellensysteme mit unterschiedlichen Wellenlängen und Laufrichtungen. Liegen die Wellenlängen um Größenordnungen auseinander, kann eine Diskretisierung nicht alle Wellensysteme angemessen erfassen. Dieses prinzipielle Problem wird auch in absehbarer Zukunft dafür sorgen, daß die Streifenmethode als Standardwerkzeug zur rechnerischen Analyse von Schiffen im Seegang

nicht durch dreidimensionale CFD-Methoden verdrängt wird, Faltinsen und Svensen (1990). Die für die Praxis wichtigsten Größen¹³ werden mit ausreichender Genauigkeit für die meisten Handelsschiffe von Streifenmethoden berechnet, obwohl die zugrunde liegenden physikalischen Modelle allgemein als unbefriedigend angesehen werden. Die zweidimensionale Umströmung der einzelnen Querschnitte in der Streifenmethode erfolgt heutzutage aber fast immer CFD-Verfahren, nämlich *Close-Fit-Verfahren*. Söding (1993a) stellt ein derartiges Verfahren vor, das auf Yeung (1973) zurückgeht.

Für Offshore-Anwendungen lassen sich Seegangsprobleme dagegen recht gut mit CFD-Methoden behandeln. Bei Geschwindigkeit Null fällt das stationäre Wellensystem weg und verschiedene Diffraktions- und Radiationswellensysteme fallen zusammen. Liegen geometrische Abmessungen der Offshore-Struktur und der Wellen in ähnlichen Größenordnungen, können CFD-Methoden sehr erfolgreich dreidimensionale Effekte und komplexe Wechselwirkungen erfassen. Die eingesetzten dreidimensionalen Randelemente-Verfahren bestimmen Kräfte und Bewegungen entweder im Zeit- oder im Frequenzbereich. Dabei werden Kräfte und Bewegungen erster Ordnung inzwischen recht verlässlich berechnet¹⁴. ISSC (1988), Newman (1989), ITTC (1990) und Herfjord und Nielsen (1991) geben Überblicke über den Stand der Technik auf diesem Gebiet. Ein weit verbreitetes¹⁵ Programm-Paket (WAMIT) für hydrodynamische Offshore-Anwendungen wurde am Massachusetts Institute of Technology (MIT) von Newman und seinen Mitarbeitern entwickelt, Newman (1985), Breit et al. (1985).

Ein weiteres Randgebiet des Schiffbaus, auf dem CFD bereits sehr erfolgreich eingesetzt werden kann, ist die Strömung am Propeller. Hier sind CFD-Methoden bereits im Aussagewert mit Experimenten vergleichbar, Newman (1989). Dabei werden Tragflächen-Verfahren und Panel-Verfahren eingesetzt.

Tragflächen-Verfahren wie die *Quasi-Continuous Method (QCM)* oder die *Vortex-Lattice-Methode*, die von Kerwin und Lee (1978), Greeley und Kerwin (1982) für Propellerumströmungen vorgeschlagen wurden, erlauben die dreidimensionale Modellierung des Propellers. Dabei wird eine mittlere Fläche des Propellerflügels durch einzelne Wirbelpanel diskretisiert. Zudem werden die freien Wirbel durch Elemente vorgegebener Stärke erfaßt, Abb.2.6, Chao und Streckwall (1989), Streckwall (1991,1993). Im Gegensatz zu den weiter unten beschriebenen Panel-Verfahren erfüllen Tragflächentheorien die Randbedingungen auf der Flügelober- und -unterseite nicht exakt. Der dabei gemachte Fehler ist allerdings um so kleiner, je schlanker der Flügel im Schnitt ist. Eine weitere Verbesserung hinsichtlich der Geometrie-Erfassung stellen Panel-Verfahren dar.

Panel-Verfahren erfassen mit Hilfe von Oberflächen-Quellen und/oder -Dipolen neben der Auftriebswirkung auch noch die Verdrängungswirkung der Flügelblätter und die Propellernabe, Abb.2.7. Die Mehrzahl der bislang für den Propeller-Bereich entwickelten Panel-Programme gehen auf einen Ansatz von Morino und Kuo (1974) zurück, der ausschließlich Dipol-Panels benutzt, die auf die Flügeloberfläche, Nabe und den Nachlauf jedes Flügels gesetzt werden. Panel-Verfahren für Propeller wurden u.a. entwickelt von Hess und Valarezo (1985), Kerwin et al. (1987).

¹³Tauch- und Stampfbewegung für Slamminggefahr und Wasser an Deck, Zusatzwiderstand

¹⁴ITTC (1990) berichtet von Rechnungen für eine halbtauchende Plattform, ein Bohrschiff (turret moored production ship) und eine Plattform mit großem Tiefgang (deep draft floater DDF). Verbesserungen gegenüber früheren Rechnungen werden auf feinere Netze und weniger "menschliches Versagen" (Programmfehler, Bedienungsfehler, Interpretationsfehler) zurückgeführt. Korsmeyer et al. (1989) weisen nach, daß früher (1986) übliche Diskretisierungen mit etwa 250 Elementen unzureichend sind. Für praktisch erforderliche Genauigkeit werden etwa 1000 Elemente (erster Ordnung) für ausreichend gehalten.

¹⁵Adonis (1992): "A standard computational methodology for the zero-speed case has been so far achieved, mainly due to the work of Newman and Slavounos and resulting in the WAMIT seakeeping code."

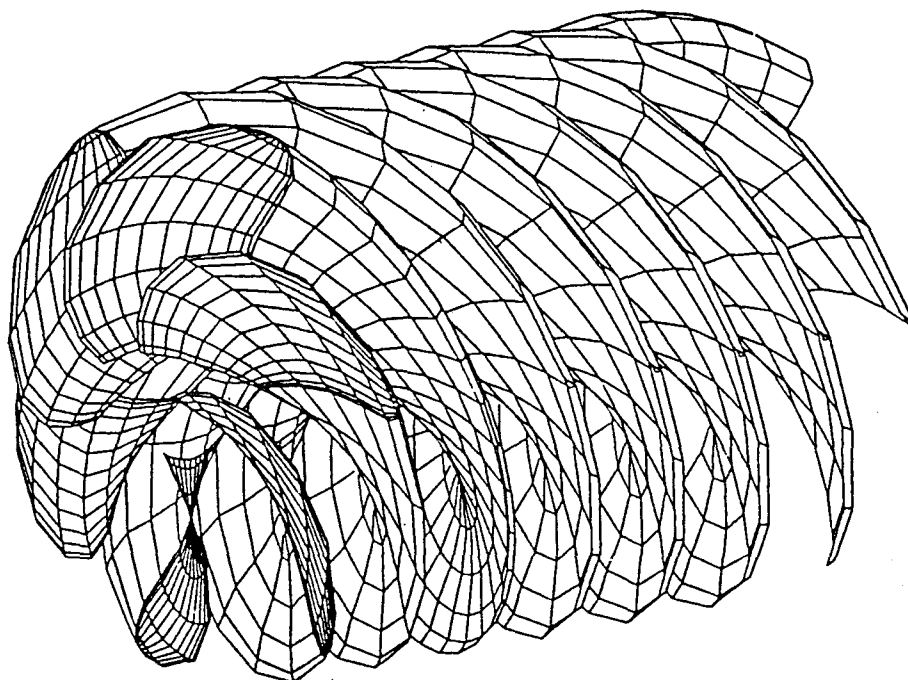


Abb.2.6: Vortex-Lattice-Verfahren diskretisieren die mittlere Fläche der Propellerflügel und die freien Wirbel, Streckwall (1993)

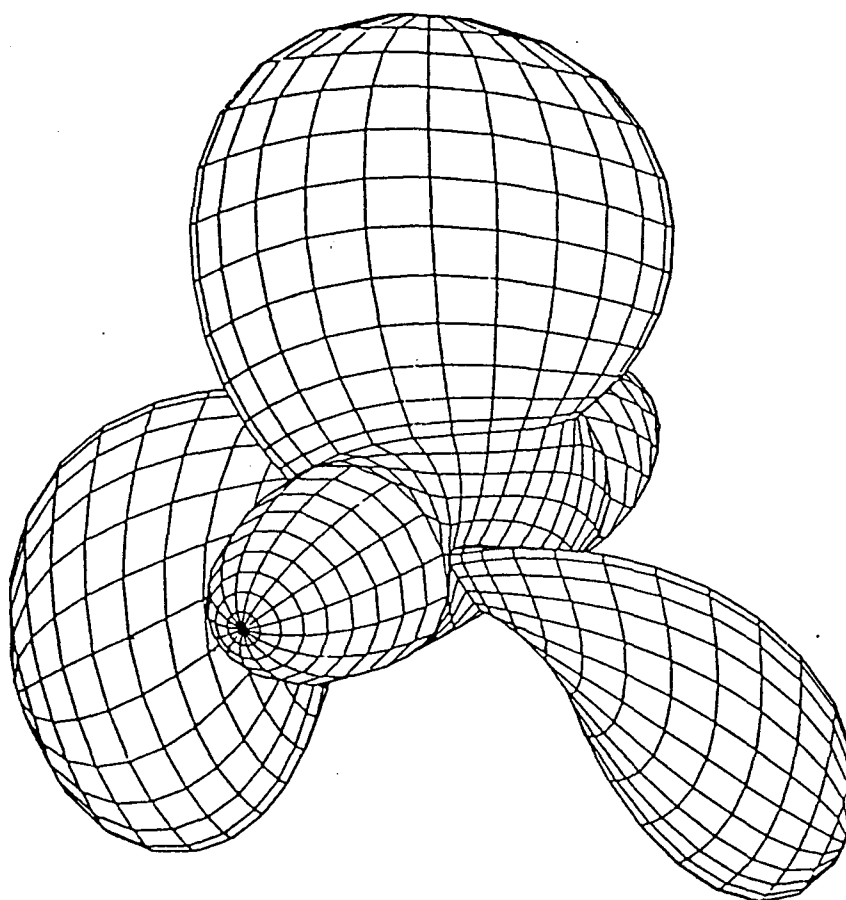


Abb.2.7: Panel-Verfahren erlauben auch die Modellierung der Propeller-Nabe, Hoshino (1990)

In jüngster Zeit veröffentlichte Panel-Verfahren können auch zeitabhängige Zuströmverhältnisse berücksichtigen, z.B. Kinnas und Hsin (1990,1992). Hess (1990) erwähnt Erweiterungen der Panel-Verfahren auf kontra-rotierende Propeller. Trotz ihrer theoretischen Überlegenheit sind jedoch bislang die mit Panel-Verfahren erzielten Ergebnisse noch nicht besser als die mit QCM-Verfahren erzielten Ergebnisse, Koyama (1992).

Ein weiteres Randgebiet stellen innere Strömungen im Schiffbau dar. Bei inneren Strömungen sind die Ränder der Strömung (physikalisch) fest vorgegeben, was die Rechnung in der Regel erleichtert. Im (Turbo-)Maschinenbau sind innere Strömungen die Regel und der Einsatz von CFD weiter verbreitet als im Schiffbau. Anwendungen von inneren Strömungen im Schiffbau tauchen gelegentlich in Forschungsberichten auf. So berechnen Dillingham (1981) für eindimensionale und Petey (1985) für zweidimensionale Strömung die Flüssigkeitsbewegung in flach gefüllten Tanks bei Rollbewegung. Weitere Anwendungen, bei denen eine innere Strömung eng an das äußere (globale) Bewegungsverhalten des Schiffes gekoppelt ist, sind Strömungen in Schlingerdämpfungstanks, "Sloshing" und Wassereinbruch bei Lecks, Adonis (1992).

Diese Arbeit beschränkt sich im weiteren auf CFD-Anwendungen für die stationäre Strömung um geradeaus fahrende Schiffe, die bereits heute für die Schiffbaupraxis relevant sind.

Für den Fall der *Doppelkörperströmung*, bei dem man die Wellenbildung an der Wasseroberfläche und den Einfluß der Zähigkeit vernachlässigt, ist diese Strömung relativ einfach, schnell und genau zu bestimmen. Der Name "Doppelkörperströmung" kommt daher, daß man im Rechenmodell den Schiffskörper an der Schwimmwasserlinie spiegelt, Abb.2.8, und dann die Strömung im unendlichen Flüssigkeitsraum berechnet. Für die untere Hälfte des Flüssigkeitsraums ergibt sich dann durch die Symmetrie automatisch die Strömung um das Schiff und eine nichtwellenbildende Wasseroberfläche. Die nichtviskose Doppelkörperströmung wird nur als Näherungslösung für andere Verfahren (Grenzschicht, Wellenwiderstand, Seeverhalten) benutzt.

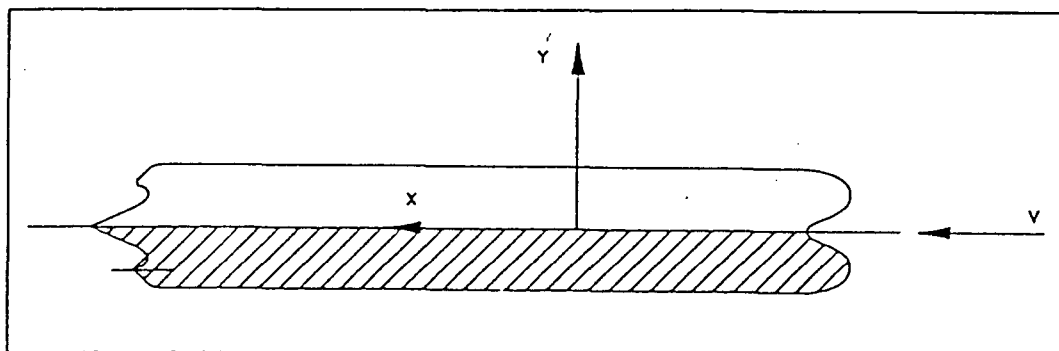


Abb.2.8: Doppelkörperströmung repräsentiert die Strömung mit einer flachen, unverformbaren Wasseroberfläche

Die gleichzeitige Berücksichtigung von Zähigkeit und Wellenbildung erfordert einen Rechenaufwand, der heute noch selbst für Größtrechner an die Grenze des Möglichen stößt. Üblicherweise vernachlässigt man daher bei der Berechnung viskoser Strömungen die Wellenbildung an der freien Wasseroberfläche (viskose Doppelkörperströmung). Läßt man dagegen den Einfluß der Zähigkeit weg, so kommt man zum Wellenwiderstandsproblem. Viskose Strömungen ohne Wellen und stationäre nichtviskose Strömungen mit Wellen (Wellenwiderstandsproblem) werden im folgenden im Detail behandelt.

3. Viskose Strömung

Verfahren zur Lösung der Reynolds-Gleichungen (RANSE) haben in der Praxis Grenzschicht-Verfahren verdrängt, ITTC (1990)¹⁶, Larsson et al. (1991).

Eine rechnerische Bestimmung des Gesamtwiderstands mit der von Modellversuchen gewohnten Genauigkeit wäre wünschenswert, erscheint aber auf absehbare Zeit nicht möglich¹⁷. Beim Schiffsentwurf interessieren aber nicht Widerstand und Leistung, sondern auch lokale Strömungsphänomene wie zum Beispiel die Geschwindigkeitsverteilung im Hinterschiffsbereich. Daher werden bereits heute Navier-Stokes-Löser (korrekter RANSE-Löser) vor allem eingesetzt, um die Strömung im Hinterschiffsbereich zu untersuchen und das Nachstromfeld des Propellers zu berechnen oder die Strömung um Anhänge zu untersuchen.

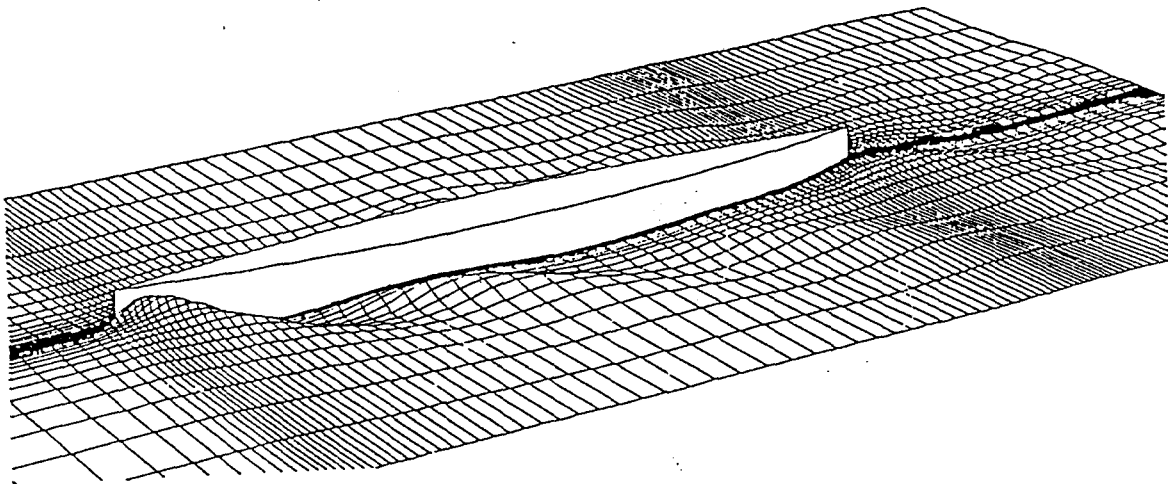


Abb.3.1: In der Regel wird bei viskosen Rechnungen die Wellenbildung der Wasseroberfläche vernachlässigt. Der Ansatz von Hino (1989) bildet eine Ausnahme. Für ein Series-60 Schiff rechnet Hino direkt mit einer Finite-Differenzen-Methode die Wellenerhebung aus.

Dabei wird in der Praxis in der Regel immer noch der Einfluß der freien wellenbildenden Oberfläche vernachlässigt. In der Literatur finden sich allerdings bereits Ansätze zum Einbeziehen der freien Oberfläche. Tzabiras et al. (1990) geben aus Messungen die Wasseroberfläche vor. Diese Vorgehensweise ist zu Validierungszwecken akzeptabel. Ansonsten muß natürlich die Wasseroberfläche rechnerisch bestimmt werden, damit CFD gegenüber Modellversuchen einen Vorteil hat. Miyata et al. (1987) lösen die Navier-Stokes-Gleichungen mit 'Large-Eddy Simulation' unter Berücksichtigung der freien Oberfläche. Für eine einfache Testgeometrie (Wigley-Schiff) konnten nur Rechnungen für eine Reynolds-Zahl durchgeführt werden, die zwei Größenordnungen unter den bei Modellversuchen üblichen Reynolds-Zahlen lag. Miyata et al. (1992) berechnen die Strömung in ähnlicher Weise für das Wigley-Schiff und den HSVA-Tanker für Reynolds-Zahlen, die etwa dem Modellversuch entsprechen. Hino (1989) rechnet

¹⁶"A review of works published after the last Conference indicates that the application of Navier-Stokes methods on 3-D problems is becoming increasingly popular."

¹⁷Trotzdem kann CFD bereits heute praktisch eingesetzt werden, um eine Vorauswahl vor teuren und zeitaufwendigen Modellversuchen durchzuführen: "Although any single prediction may fall short of accuracy requirements, it is likely that comparative performances over a range of similar hull forms could be assessed confidently in this way leading to the need to test perhaps only one or two models to validate the predictions", ITTC (1990).

für ein Series-60-Schiff direkt die Wellenerhebung aus, Abb.3.1. Farmer et al. (1993) haben in jüngster Zeit sehr gute Übereinstimmung von gemessenen und gerechneten Wellenprofilen an den Rümpfen des Wigley-Schiffes und des Series-60-Schiffes erzielt. Kwag et al. (1990), Mori et al. (1990) berechnen ebenfalls direkt die Wellenerhebung für ein Wigley-Schiff aus, wobei sie an der Wasseroberfläche ein verfeinertes Netz benutzen. Larsson et al. (1989) berechnen die Wellenbildung zunächst nach einer potentialtheoretischen Methode, bevor sie mit der dann fest vorgegebenen Wasseroberfläche die viskose Rechnung durchführen. Tahara et al. (1990) benutzen eine zonale¹ Lösung, um die Strömung um ein Wigley-Schiff zu berechnen. Einen ähnlichen Ansatz verfolgen Campana et al. (1993a,b) für ein Series-60 Schiff. Alle oben genannten Arbeiten berücksichtigen nicht die dynamische Schwimmlagenänderung des Schiffes. Diese hat aber wesentlichen Einfluß auf den Widerstand, wie Modellversuche zeigen.

3.1. Turbulenzmodelle

Um mit den Reynolds-Gleichungen rechnen zu können, muß der Zusammenhang zwischen den turbulenten Schwankungsgrößen (Reynolds-Spannungen) und der mittleren Geschwindigkeit bekannt sein. Dieser Zusammenhang kann nur durch halbempirische Theorien² in einem Turbulenzmodell hergestellt werden. Dies kann durch algebraische oder Differentialgleichungen erfolgen. Für keins der vorgestellten Turbulenzmodelle wurde je die Anwendbarkeit in der Nähe von freien Wasseroberflächen untersucht. Andererseits ist unklar, wie wichtig eine genaue Turbulenzmodellierung in allen Strömungsgebieten bei der Berechnung der Schiffsumströmung für praktisch interessierende Fragestellungen ist.

Die sechs Reynolds-Spannungen (genauer deren Ableitungen) führen sechs weitere Unbekannte ein, die über zusätzliche Gleichungen bestimmt werden müssen. In der Praxis wird generell der Ansatz von Boussinesq (1877) für isotropische Turbulenz³ benutzt. Boussinesq schlägt vor, die Reynolds-Spannungen über eine turbulente Scheinviskosität μ_t (eddy viscosity = Wirbelviskosität) an die mittleren Gradienten der Geschwindigkeit zu koppeln:

$$-\rho \begin{bmatrix} \overline{u'u'} & \overline{v'u'} & \overline{w'u'} \\ \overline{u'v'} & \overline{v'v'} & \overline{w'v'} \\ \overline{u'w'} & \overline{v'w'} & \overline{w'w'} \end{bmatrix} = \mu_t \begin{bmatrix} 2u_x & u_y + v_x & u_z + w_x \\ u_y + v_x & 2v_y & w_y + v_z \\ u_z + w_x & w_y + v_z & 2w_z \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \frac{2}{3}\rho k & 0 & 0 \\ 0 & \frac{2}{3}\rho k & 0 \\ 0 & 0 & \frac{2}{3}\rho k \end{bmatrix} \quad (15)$$

mit der (mittleren) turbulenten kinetischen Energie

$$k = \frac{1}{2}(\bar{u}^2 + \bar{v}^2 + \bar{w}^2) \quad (16)$$

Die Scheinviskosität μ_t wird als skalare Größe angenommen. Anders als die wirkliche Viskosität μ ist sie keine Stoffkonstante, sondern ihrerseits noch von der Geschwindigkeitsverteilung abhängig.

¹Die Autoren bezeichnen den Ansatz als 'interaktiv'. Gemeint ist die Berücksichtigung der Interaktion zwischen den einzelnen Zonen, nicht etwa die Interaktion zwischen Mensch und Computer.

²Die hierbei aufgestellten empirischen Ansätze sind zwar mehr oder weniger zu Theorien ausgebaut worden, sie sind aber sämtlich zur völligen Analyse auch nur einer turbulenten Strömung nicht ausreichend. Vielmehr sind stets von Fall zu Fall zusätzliche Hypothesen und experimentelle Aussagen über den Verlauf gewisser Funktionen oder mindestens über gewisse Zahlenwerte erforderlich. Der Leitgedanke dieser empirischen Turbulenztheorien ist, aus Meßergebnissen die noch fehlenden physikalischen Grundlagen abzuleiten." Schlichting (1958)

³Neuere detaillierte Messungen von Knaack (1992) im Windkanal am Modell eines Tankers zeigen, daß zumindest in kritischen Bereichen des Hinterschiffs die Annahme der Isotropie der Turbulenz stark verletzt ist. Es bleibt aber unklar, inwieweit lokale Fehler bei der Berechnung von Detailgrößen wie Elementen des Reynolds-Spannungstensors Auswirkungen auf global interessierende Fragen wie die Zuströmungsverteilung in der Propeller-Ebene haben.

Die Reynolds-Gleichungen (5) ergeben sich mit (15) zu:

$$\begin{aligned}
\rho(u_t + uu_x + vu_y + wu_z) &= \rho f_1 - p_x - \frac{2}{3}\rho k_x + (\mu + \mu_t)(u_{xx} + u_{yy} + u_{zz}) \\
&\quad + \mu_{tx}2u_x + \mu_{ty}(u_y + v_x) + \mu_{tz}(u_z + w_x) \\
\rho(v_t + uv_x + vv_y + wv_z) &= \rho f_2 - p_y - \frac{2}{3}\rho k_y + (\mu + \mu_t)(v_{xx} + v_{yy} + v_{zz}) \\
&\quad + \mu_{tx}(u_y + v_x) + \mu_{ty}2v_y + \mu_{tz}(w_y + v_z) \\
\rho(w_t + uw_x + vw_y + ww_z) &= \rho f_3 - p_z - \frac{2}{3}\rho k_z + (\mu + \mu_t)(w_{xx} + w_{yy} + w_{zz}) \\
&\quad + \mu_{tx}(u_z + w_x) + \mu_{ty}(w_y + v_z) + \mu_{tz}2w_z
\end{aligned} \tag{17}$$

Turbulenzmodelle benutzen in der Regel eine Bezugsgeschwindigkeit und eine Bezugslänge. Aus Dimensionsgründen wird dann die Scheinzähigkeit proportional zum Produkt von Bezugslänge und Bezugsgeschwindigkeit angesetzt. Die Bezugslänge ist ein Maß für die Größe der Turbulenzballen, die im wesentlichen zum Impulsaustausch beitragen. Die Bezugsgeschwindigkeit ist ein Maß für die Intensität der turbulenten Schwankungen.

Alle bekannten Turbulenzmodelle sind mit großen Unsicherheiten behaftet⁴. Die Brauchbarkeit eines speziellen Turbulenzmodells läßt sich nur im Einzelfall beurteilen. Falls Referenzanwendungen für eine ähnliche (Schiffs-)Umströmung vorliegen, sollte man diese unbedingt als Entscheidungshilfen heranziehen. Andernfalls wird für gewöhnlich das Standard- k - ε -Modell genommen. ITTC (1990) gibt einen umfassenden Literaturüberblick über relevante Turbulenzmodelle.

3.1.1. k - ε -Modell

Das wohl am häufigsten bei der Berechnung von Schiffsumströmungen benutzte Turbulenzmodell ist das k - ε -Modell, Launder und Spalding (1974). Rodi (1980) gibt eine gut verständliche, ausführliche Beschreibung in deutsch. k ist die turbulente kinetische Energie. ε ist die Dissipationsrate von k , also die pro Zeit- und Masseneinheit in Wärme überführte Energie der Turbulenzbewegung. Das k - ε -Modell setzt die Scheinviskosität μ_t als einfache Funktion von k und ε an:

$$\mu_t = 0.09\rho \frac{k^2}{\varepsilon} \tag{18}$$

0.09 ist eine empirische Konstante. k und ε werden durch zwei partielle Differentialgleichungen⁵ mit empirischen Konstanten beschrieben:

$$\frac{Dk}{Dt} = \frac{1}{\rho} \left(\left(\frac{\mu_t}{1.0} k_x \right)_x + \left(\frac{\mu_t}{1.0} k_y \right)_y + \left(\frac{\mu_t}{1.0} k_z \right)_z \right) + P_k - \varepsilon \tag{19}$$

und

$$\frac{D\varepsilon}{Dt} = \frac{1}{\rho} \left(\left(\frac{\mu_t}{1.2} \varepsilon_x \right)_x + \left(\frac{\mu_t}{1.2} \varepsilon_y \right)_y + \left(\frac{\mu_t}{1.2} \varepsilon_z \right)_z \right) + 1.44 \frac{\varepsilon}{k} P_k - 1.92 \frac{\varepsilon^2}{k} \tag{20}$$

⁴"Turbulence models are voodoo. We still don't know how to model turbulence." William Schultz, Professor für angewandte Mechanik an der University of Michigan, in persönlicher Kommunikation.

⁵"The word ['model'] is...a euphemism for an 'uncertain but useful postulated regularity...In the last few decades, scientists have learned to simulate some aspects of these [turbulence] effects by the invention of 'turbulence models' which purport to represent the phenomena by postulated laws of conservation, transport and sources for supposed 'properties of turbulence' such as its 'energy', its 'frequency' or its 'length scale'. These 'laws'...are highly speculative.", Adonis (1992)

⁶Das k - ε -Modell gehört somit zur Klasse der *Zwei-Gleichungs-Modelle*.

P_k ist die Produktionsrate von k :

$$P_k = \frac{\mu_t}{\rho} (2u_x u_x + (u_y + v_x)u_y + (u_z + w_x)u_z + (v_x + u_y)v_x + 2v_y v_y + (v_z + w_y)v_z + (w_x + u_z)w_x + (w_y + v_z)w_y + 2w_z w_z) \quad (21)$$

Die substantielle Ableitung ist wie üblich definiert:

$$\frac{D}{Dt} = \frac{\partial}{\partial t} + u \frac{\partial}{\partial x} + v \frac{\partial}{\partial y} + w \frac{\partial}{\partial z} \quad (22)$$

Diese Gleichungen enthalten 4 empirische Konstanten (1.0, 1.2, 1.44 und 1.92), die für sehr einfache Strömungen durch physikalische und numerische Experimente bestimmt wurden⁶. Ihre Übertragbarkeit auf andere turbulente Strömungen (wie um Schiffsgeometrien) wurde nie explizit nachgewiesen. Sames (1992) gibt eine Herleitung der obigen Formeln.

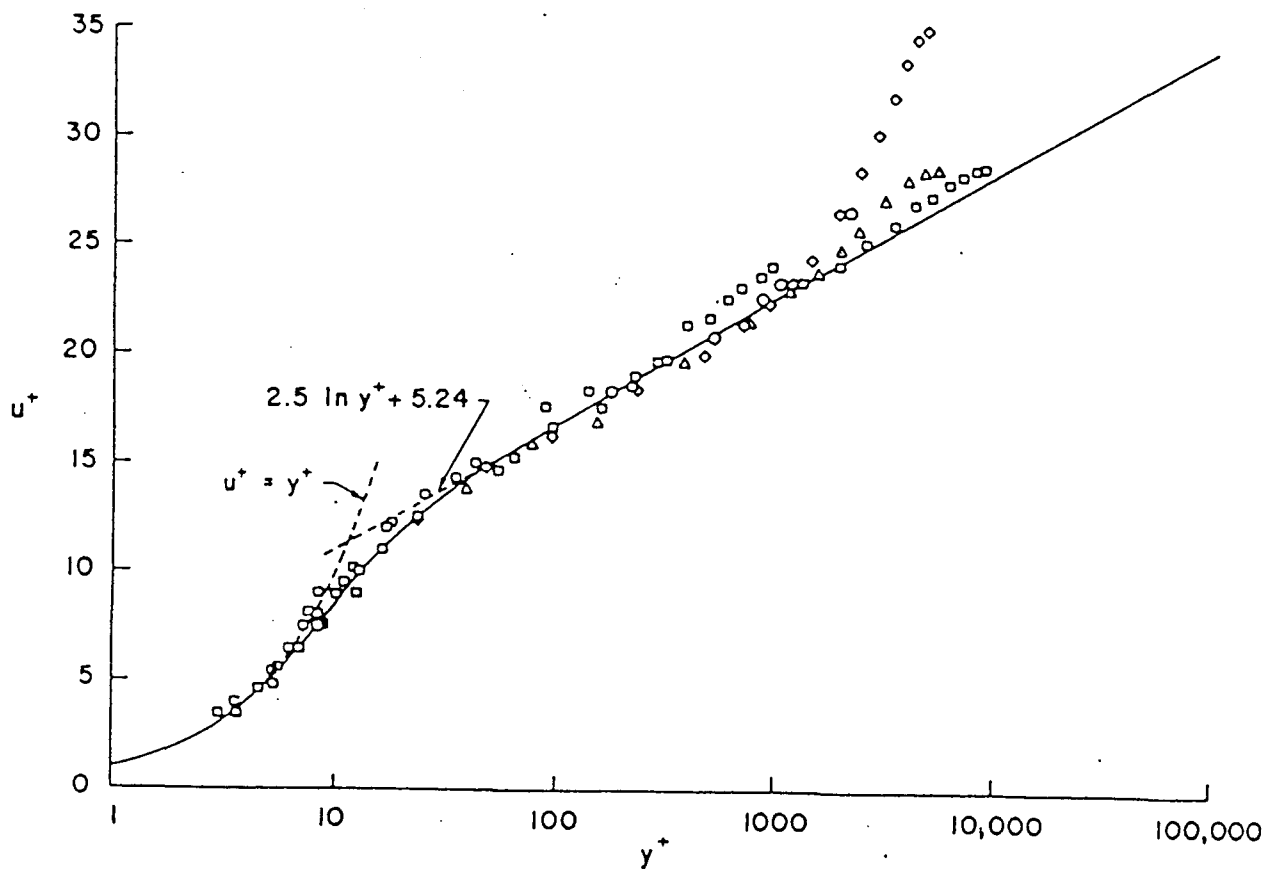


Abb.3.2: Mittlere Geschwindigkeitsverteilung in der Grenzschicht an einer ebenen Platte in Wandnähe im Vergleich zu Messungen, Cebeci und Smith (1974)

Das k - ε -Modell kann in unmittelbarer Nähe der Schiffsaußenhaut (Wand) wegen der zugrunde liegenden Annahme hoher Reynolds-Zahlen nicht angewendet werden. Falls die Bedingung

⁶Für die Festlegung der Konstanten wurden für einige ausgewählte Strömungen Rechnungen mit verschiedenen Konstanten durchgeführt. Durch Vergleich von Rechen- und Meßergebnissen wurden die Konstanten so ermittelt, daß sich für die betrachteten Strömungen die beste allgemeine Übereinstimmung der Ergebnisse ergab. Die ausgewählten Strömungen waren: Plattengrenzschicht ohne Druckgradient, entwickelte Rohrströmung, entwickelte ebene Kanalströmung, Wandstrahl in ruhender Umgebung, ebene Mischungsschicht, ebener Strahl in ruhender Umgebung, Radialstrahl in ruhender Umgebung.

verschwindender Relativgeschwindigkeit an der Wand direkt erfüllt werden soll, muß die ε -Gleichung durch eine algebraische Gleichung in Wandnähe ersetzt werden, Chen und Patel (1987). Gewöhnlich wird aber stattdessen das k - ε -Modell mit einer *Wandfunktion* verkoppelt, die die Strömung im Wandbereich mit Hilfe von empirischen Annahmen aus Punkten im wandnahen, aber bereits vollturbulenten Gebiet bestimmt. Hier wird üblicherweise in Analogie zur Theorie zweidimensionaler dünner Grenzschichten davon ausgegangen, daß die Geschwindigkeit logarithmisch nach außen wächst:

$$\frac{u}{u_\tau} = \begin{cases} y^+ & y^+ \leq y_m^+ \\ \frac{1}{0.42} \ln(9.0y^+) & y^+ > y_m^+ \end{cases} \quad (23)$$

wobei y_m^+ sich implizit ergibt aus

$$y_m^+ = \frac{1}{0.42} \ln(9.0y_m^+) \quad (24)$$

0.42 und 9.0 sind empirische Konstanten. $y^+ = y\rho u_\tau/\mu$ ist ein dimensionsloser Abstand von der Wand, u die Geschwindigkeit in Längsrichtung und $u_\tau = \sqrt{\tau_w/\rho}$ die Wandschubspannungsgeschwindigkeit, wobei τ_w die Wandschubspannung bezeichnet. Abb.3.2 verdeutlicht diesen Ansatz.

Der Abstand des innersten Zellmittelpunktes sollte im Gültigkeitsbereich des logarithmischen Wandgesetzes liegen. Abb.3.2 legt einen dimensionslosen Wandabstand y^+ zwischen 100 und 1000 nahe; Laudan (1993) empfiehlt zwischen 200 und 300. Bei der Bildung von y^+ geht jedoch die Wandschubspannung ein, die Teil der Lösung ist. Es kann also erst im nachhinein bestimmt werden, ob ein gewählter Abstand in der richtigen Größenordnung lag. Abb.3.3 zeigt den dimensionslosen Wandabstand y^+ für ein Containerschiffsmodell ("Hamburg Test Case") von 6.5 Meter Länge, bei dem der dimensionsbehaftete Abstand zwischen 7 und 8 Millimeter lag, Laudan (1993). Nur im äußersten Hinterschiffsbereich liegen in diesem Fall die y^+ -Werte niedriger, d.h. hier hätte das Netz gröber sein dürfen. Laudan weist außerdem darauf hin, daß der Wandabstand bei konstant gehaltenem y^+ mit zunehmendem Modellmaßstab abnimmt, also bei der Großausführung kleiner ist als beim Modell.

Launder und Spalding (1974) geben die grundlegenden Annahmen für das Wandgesetz:

- Geschwindigkeitsänderung im wesentlichen senkrecht zur Wand
- Druckgradient und Schwerkrafteinfluß so klein, daß die Scherspannungen in der Grenzschicht konstant sind
- Scherspannungen und Geschwindigkeitsvektoren mit gleicher Richtung über die gesamte Grenzschichtdicke
- Gleichgewicht von Turbulenz-Erzeugung und Dissipation
- Lineare Veränderlichkeit der Bezugslänge der Turbulenz

Die Gültigkeit dieser Annahmen ist bei komplizierten Strömungen wie im Hinterschiffsbereich zweifelhaft²⁴. Der Ansatz einer Wandfunktion liefert in der Regel schlechtere Ergebnisse für

²⁴Oh et al. (1989) simulieren recht gut mit dem Standard- k - ε -Modell und der Wandfunktion die mittlere Strömung um ein Containerschiff und ein völliges barge-ähnliches Schiff. Trotzdem merken sie an: "There appears some deficiency of the k - ε model ... to simulate the turbulence fields over the stern. The standard form of the model usually over-predicts the turbulent kinetic energy. It is also investigated that the model cannot properly account for the reduction of the turbulent kinetic energy near the wall when the viscous layer becomes thick over the stern."

die Scherspannungen an der Wand als Methoden, die direkt an der Wand eine Haftbedingung ansetzen können, z.B. Tzabiras (1987), Chen und Patel (1987). Da der Ansatz aber viele Berechnungszellen (und damit Speicherbedarf und Rechenzeit) in der Wandnähe einspart, wird trotzdem in der Praxis immer noch bevorzugt mit Wandfunktionen gearbeitet.

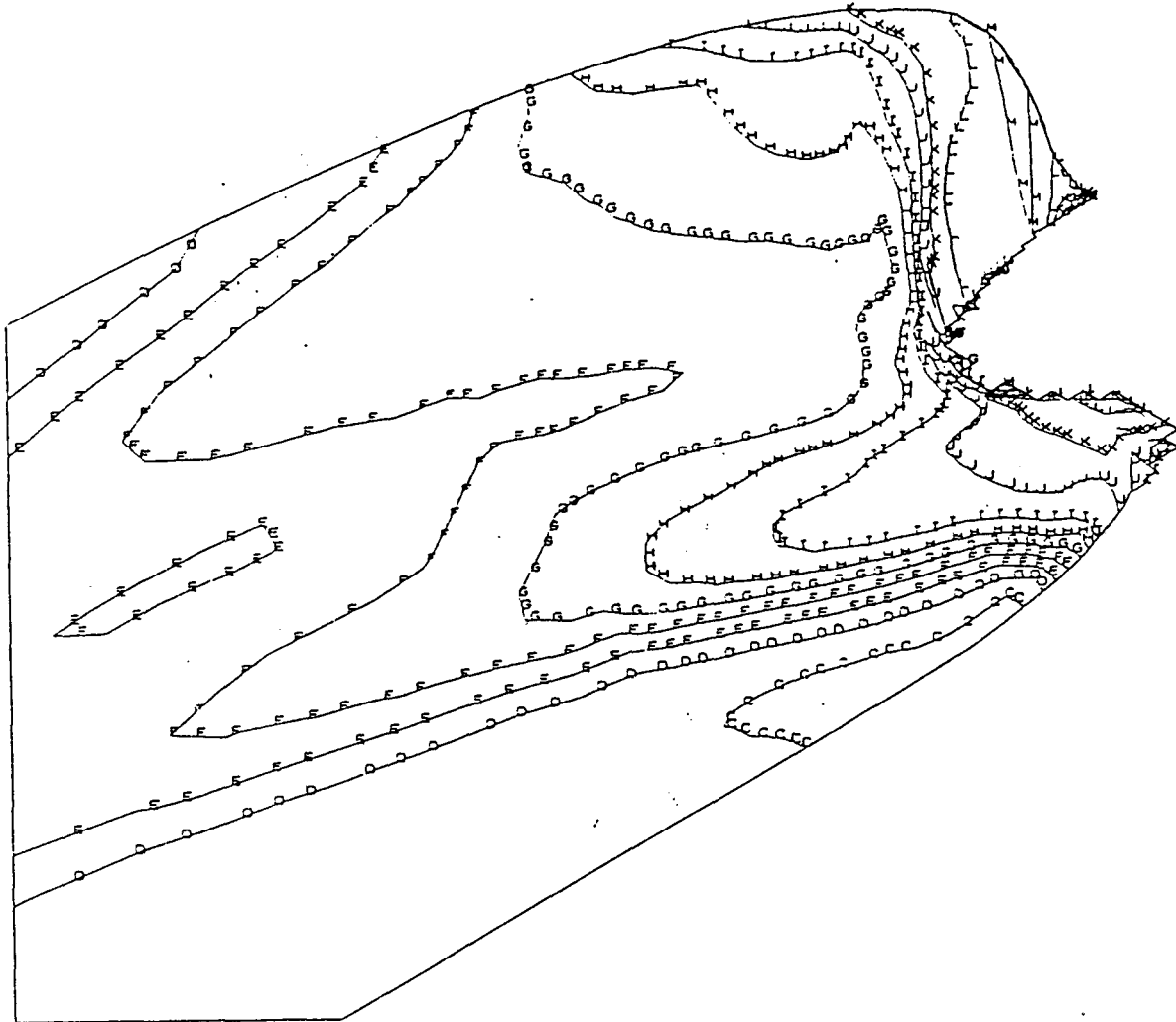


Abb.3.3: Dimensionsloser Wandabstand y^+ im Hinterschiffsbereich eines Containerschiffes

A	260	H	120
B	240	I	100
C	220	J	80
D	200	K	60
E	180	L	40
F	160	M	20
G	140	N	0

Das k - ε -Modell ist für Strömungen mit überwiegendem Grenzschicht-Charakter geeignet. Die Mehrzahl der CFD-Programme zur Berechnung der Reynolds-Gleichungen benutzt dieses Turbulenzmodell. Es hat zwei Vorteile: Probleme mit der Bezugslänge wie in den algebraischen Modellen von Baldwin-Lomax oder Cebeci-Smith (s.u.) entfallen, und die wichtige Tatsache, daß Turbulenz transportiert wird, wird berücksichtigt. Die Wandfunktion spart Zellen in Wandnähe ein. Wandfunktion und k - ε -Modell können aber nicht Ablösung an gekrümmten Oberflächen vorhersagen!

3.1.2. Cebeci-Smith-Modell

Das einfache Turbulenz-Modell von Cebeci und Smith (1974) benutzt eine algebraische, empirische Funktion für die Abhängigkeit der Scheinviskosität vom Ort. In die algebraischen Formeln gehen nur die Geschwindigkeiten und die Geometrie ein. Dieses *algebraische Turbulenzmodell* hat zwei Vorteile: Es ist keine weitere Differentialgleichung zu lösen²⁵, und das Modell erlaubt das direkte Ansetzen einer *Haftbedingung* (Geschwindigkeit = 0) an der Schiffsaußenhaut. Auf der anderen Seite stehen gravierende Nachteile: Der Term $2/3\rho k$ wird vernachlässigt, da die turbulente kinetische Energie k nicht ermittelbar ist. Der Transport der Turbulenz wird nicht berücksichtigt. Damit kann nur eine sich im Gleichgewicht²⁶ befindliche Strömung (z.B. in dünnen Grenzschichten) in guter Näherung beschrieben werden. Die Verdrängungsdicke wird als Längenmaßstab benutzt. Diese Länge ist aber im Bereich des Hinterschiffs und des Nachstroms schwer festzulegen.

Das Cebeci-Smith-Modell unterscheidet eine innere und eine äußere Schicht an der Wand (*Zweischichten-Modell*). μ_t wird dann aus dem Minimum des Werts für μ_t in der inneren und der äußeren Schicht bestimmt. Die Formulierung für die innere Schicht ist:

$$\mu_t = \rho (0.42 \cdot y \cdot (1 - e^{-y^+/26}))^2 |\omega| \quad (25)$$

0.42 und 26 sind empirische Konstanten. Der exponentielle Term (Van-Driest-Korrektur, Van-Driest (1956)) kann bei Verwenden einer Wandfunktion vernachlässigt werden. $\omega = \nabla \times \vec{v}$ ist die Rotation des Geschwindigkeitsvektors.

Die Formulierung für die äußere Schicht ist:

$$\mu_t = 0.0168 \rho \delta^* u_e \frac{1}{1 + 5.5(y/\delta)^6} \quad (26)$$

0.0168 ist die empirische Clauser-Konstante, Clauser (1956), der Bruch die empirische Klebanoff-Abklingfunktion, Klebanoff (1954). δ^* ist die Verdrängungsdicke:

$$\delta^* = \int_0^\delta 1 - u(y)/u_e dy$$

δ ist die Grenzschichtdicke und u_e die Geschwindigkeit am Rand der Grenzschicht. In Strömungen mit lokalen Ablösezone kann das Cebeci-Smith-Modell nicht angewandt werden, Rodi (1992).

²⁵Es fällt daher in die Klasse der *Null-Gleichungs-Modelle*.

²⁶d.h. gleichgroße Produktion und Dissipation von Turbulenz

3.1.2. Baldwin-Lomax-Modell

Ein dem Cebeci-Smith-Modell ähnliches algebraisches Turbulenzmodell stammt von Baldwin und Lomax (1978). Das Baldwin-Lomax-Modell benutzt empirische Konstanten, die für transsonische Strömungen gemessen wurden. Ihre Übertragbarkeit auf schiffbauliche Strömungen ist daher keinesfalls gesichert. Trotz dieser Schwierigkeiten haben Hoekstra (1989) und Kodama (1989) mit diesem Modell recht erfolgreich gerechnet. Das Baldwin-Lomax-Modell wird zunehmend gegenüber dem Cebeci-Smith-Modell bevorzugt.

Die Formulierung der inneren Schicht ist beim Baldwin-Lomax-Modell identisch mit dem Cebeci-Smith-Modell, Gl. (25). Die Formulierung für die äußere Schicht ist ähnlich aufgebaut:

$$\mu_t = 0.0168 \rho^{1.6} F_{wake} \frac{1}{1 + 5.5(0.3y/y_{max})^6} \quad (23)$$

mit

$$F_{wake} = \min(y_{max} F_{max}, y_{max} 0.25 u_{dif}^2 / F_{max})$$

1.6, 0.3 und 0.25 sind empirische Konstanten. F_{max} ist das Maximum der Funktion $F = y \cdot |\omega| \cdot (1 - e^{-y^+ / 26})$ und y_{max} dessen Ort. u_{dif} ist die Differenz zwischen der minimalen und maximalen Geschwindigkeit $u = u(y)$. Der u_{dif} -Term wird nur bei Ablösung gebildet.

Das Auftreten mehrerer lokaler Maxima in der Funktion F kann zu erheblichen Fehlern führen. Das Baldwin-Lomax-Modell geht nur von einem, wohldefinierten Maximum aus. In der Praxis kommt es aber durchaus zu Funktionen F mit mehreren Maxima, Abb.3.4. Da das Produkt aus Maximum und Ort des Maximum gebildet wird, kann es in diesen Fällen zu erheblichen Unterschieden kommen, die sich z.B. in stark schwankenden Werten für die Scheinviskosität ausdrücken.

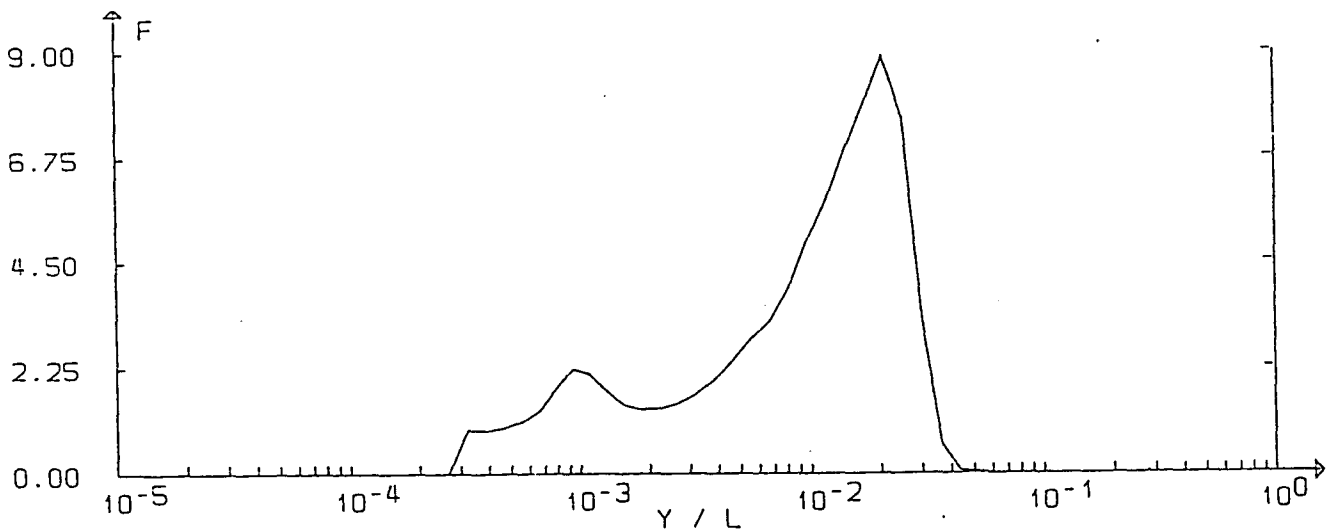


Abb.3.4: Das Auftreten mehrerer lokaler Maxima in der Funktion F ist im Baldwin-Lomax-Modell nicht vorgesehen, kommt aber in der Praxis vor.

Graf (1992) vergleicht für die zweidimensionale Umströmung von schiffsähnlichen Barge auf flachem Wasser das Baldwin-Lomax-Modell mit dem k - ϵ -Modell. Sowohl in Hinsicht auf Rechenzeit wie Genauigkeit schneidet dabei das k - ϵ -Modell besser ab⁷.

⁷However, the Baldwin-Lomax model is less reliable for calculations of flow in arbitrary geometry than the k - ϵ model. For three-dimensional flows and flows with obstacles further problems arise. A three-dimensional

Larsson et al. (1990a) weisen ebenfalls daraufhin, daß algebraische Turbulenzmodelle wie das Baldwin-Lomax-Modell die komplizierten Turbulenzerscheinungen am Hinterschiff nicht ausreichend genug im Vergleich zu Experimenten von Löfdahl und Larsson (1984) erfassen. Deng et al. (1993) finden für die Umströmung des HSVA-Tankers keine wesentlichen Unterschiede zwischen dem Baldwin-Lomax-Modell und dem k - ϵ -Modell²⁸.

Klebanov function is needed, and the boundary between the inner and outer flow domain now is a surface rather than a line. As another inherent disadvantage, the Baldwin-Lomax method is based on an a priori definition of planes orthogonal to streamlines of the main flow. For the flow around ships, this cannot be satisfied everywhere. ...Altogether the Baldwin-Lomax method is less attractive for the calculation of turbulence in simulating ship flows." Graf (1992)

²⁸"However, the supremacy of the k - ϵ models over the algebraic Baldwin-Lomax model is not demonstrated for this class of flows."

3.2. Numerische Aspekte

3.2.1. Netze

Die Erzeugung geeigneter Netze für die Berechnungen nimmt einen großen Teil der Bearbeitungszeit in Anspruch, Jensen und Laudan (1992), Engelman (1992)²⁹. Netze müssen die Schiffsgeometrie geeignet erfassen, aber auch Änderungen der Strömung fein genug auflösen. Aus Gründen der Rechengenauigkeit und des Konvergenzverhaltens versucht man zudem meistens, extreme Seitenverhältnisse oder Winkel bei den einzelnen Elementen zu vermeiden. Bei Schiffsumströmungen ändert sich die Strömung am Schiff stark in senkrechter Richtung zur Außenhaut, aber häufig nur relativ wenig in Längsrichtung. Man möchte die Strömungsänderung in jede Richtung gleich gut erfassen. Dies führt in Wandnähe zu Netzelementen mit sehr extremen Seitenverhältnissen, die durchaus im Bereich 1:1000 liegen können, Kux und Söding (1990). Generell läßt sich die numerische (unphysikalische) Diffusion durch Ausrichten der Netzlinien entlang von Stromlinien verringern. Ablösungen und Totwassergebiete bei Schiffsumströmungen erlauben dies aber nur bedingt.

Kartesische Netze bestehen aus Elementen, deren Kanten parallel zu den Achsen eines Kartesischen Koordinatensystems liegen. Sie lassen sich zwar recht einfach erzeugen, sind jedoch ungeeignet zum Erfassen von komplizierten Rändern wie der Schiffsaußenhaut. Daher arbeitet man in der Praxis mit *randangepaßten* (krummlinigen) Koordinatensystemen, die orthogonal oder auch nicht sein können. In orthogonalen Netzen schneiden sich Netzlinien, die die Elementkanten begrenzen, im rechten Winkel. Krummlinige orthogonale Netze erfordern mehr Aufwand in der Netzerzeugung, halten aber die Komplexität der diskretisierten Gleichungen relativ gering. Krummlinige nichtorthogonale Netze können netzorientierte oder kartesische Vektorkomponenten verwenden. Netzorientierte Vektorkomponenten entlang der Netzlinie werden als kovariant, senkrecht zur Netzlinie als kontravariant bezeichnet. Eine Entscheidung über die gewählte Darstellung der Vektorkomponenten hat "weitreichende, aber ohne praktische Erfahrungen kaum abschätzbare Folgen für die Kompliziertheit des Berechnungsprogramms, für die Genauigkeit der Ergebnisse und für die Schnelligkeit, mit der das Iterationsverfahren konvergiert", Kux und Söding (1990). Eine Formulierung in kartesischen Geschwindigkeitskomponenten beinhaltet weniger metrische Koeffizienten als bei anderen Formulierungen (was Rechenaufwand spart), und enthält keine 'Krümmungsterme', die sehr empfindlich auf Unglattheiten des Gitters reagieren, Cura (1993b).

Da Schiffe in der Regel mit der Wasseroberfläche keinen rechten Winkel bilden, werden zumindest an den äußersten Netzlinien nichtorthogonale Schnitte in Kauf genommen. Ansonsten verwendet man bevorzugt orthogonale Netze, da in ihnen die Gleichungen einfacher beschrieben werden können.

In der Regel gibt man sich ein Netz auf den Außenrändern (Schiffsoberfläche, Wasseroberfläche, äußere künstliche Ränder) vor und bestimmt durch geeignete Interpolation die übrigen Netzknotenpunkte. Dabei können algebraische Funktionen, konforme Abbildungen oder die Lösung von Differentialgleichungen als Hilfsmittel zur Netzgenerierung eingesetzt werden.

Algebraische Netz-Generierer berechnen mit Hilfe von Verzerrungs- und Interpolationsfunktionen die Netzgeometrie. Für komplizierte Geometrien ist das so erzeugte Netz für die Berechnung der viskosen Strömung häufig nicht 'glatt' genug. Dafür geben Larsson et al. (1990a) ein Beispiel: Janson und Larsson (1985) benutzen einen einfachen algebraischen Netzgenerierer,

²⁹"For complex 3-D simulations it is not uncommon for 80%+ of the man-hours required to perform a simulation to be spent on model generation. Increased use of CFD is dependent on improved model generation techniques."

um mit dem kommerziellen Programm PHOENICS die viskose Strömung an einem Hinterschiff zu untersuchen. Die Übereinstimmung der Ergebnisse mit Meßergebnissen war schlecht. Caprino et al. (1987) reproduzieren mit dem gleichen Programm ähnlich schlechte Ergebnisse für das gleiche Schiff. Durch Austausch des Netzgenerierers mit einem von Chen und Patel (1985) entwickelten Netzgenerierer, der die Poisson³⁰-Gleichung (s.u.) löst, konnte eine erhebliche Verbesserung der Ergebnisse erzielt werden.

Konforme Abbildungen werden z.B. von Tzabiras (1993) eingesetzt, wobei zusätzliche Transformationen sicherstellen sollen, daß auch für realistische Schiffsgemetrien die Netze (in Spantebene) orthogonal sind. Diese Technik der Netzgenerierung ist aber auf zwei Dimensionen beschränkt. In Längsrichtung läßt sich dann nicht automatisch Orthogonalität und Glattheit der Netzlinien sicherstellen. Daher werden zunehmend Netzgenerierer eingesetzt, die eine dreidimensionale Differentialgleichung lösen, z.B. die Poisson-Gleichung.

Thompson et al. (1985) beschreiben im Detail ein Verfahren zur Netzgenerierung auf Basis der Lösung der Poisson-Gleichung, wobei der Benutzer durch Vorgabe von Kontrollfunktionen Abstand und Orientierung von Netzlinien beeinflussen kann. Dabei kann die Generierung durch Lösen der Poisson-Gleichung für den gesamten, dreidimensionalen Raum erfolgen, z.B. Cura (1993a), oder durch spantweise Lösung der zweidimensionalen Poisson-Gleichung, z.B. Bertram und Laudan (1993). Dabei stellt die dreidimensionale Lösung Orthogonalität und Glattheit auch in Längsrichtung sicher und ist aus diesem Grund vorzuziehen.

Bei der Lösung der Poisson-Gleichung wird anschaulich z.B. im zweidimensionalen Fall ein Schiffsspannt als Wärmequelle betrachtet und Linien konstanter Temperatur werden als Netzlinien genommen. So erzeugte Netze sind recht glatt, Abb.3.5. Das Finden geeigneter Kontrollfunktionen kann abhängig von der Erfahrung des Benutzers mehrere Versuche erfordern. Die Strömung ändert sich sehr stark senkrecht zur Außenhaut. Daher sollte in dieser Richtung die Maschenweite des Netzes enger sein als entlang der Kontur. Durch eine nachgeschaltete Interpolation kann sichergestellt werden, daß auch für sehr konkave Spantkonturen der Abstand der Mitten der innersten Zellen von der Außenhaut nicht zu groß wird. Die Interpolation vermeidet zeitintensives Anpassen der Kontrollfunktionen für ein geeignetes Netz.

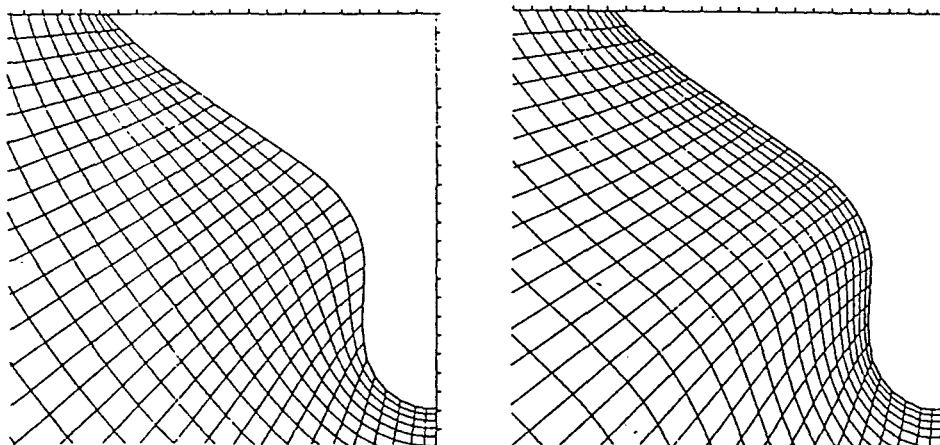


Abb.3.5: Nachgeschaltete Interpolation führt zu besseren Netzen bei stark konkaven Spanten

Häufig werden *versetzte Netze* (staggered grids) für Druck und Geschwindigkeit benutzt. Der Druck wird dann z.B. an der Zellenmitte angesetzt, die Geschwindigkeiten an den Zellseiten. Der Vorteil derartiger Vorgehensweise ist eine größere numerische Stabilität. Da versetzte Netze schlecht geeignet sind für Mehrgitter-Verfahren, werden sie bei Neuentwicklungen möglichst

³⁰Simeon-Denis Poisson (1781-1840), französischer Mathematiker

vermieden. Das ist dann zwar für die Diskretisierung und Lösung der Erhaltungsgleichungen vorteilhaft, dafür müssen in diesem Fall aber spezielle Vorkehrungen zur Vermeidung von Druckoszillationen getroffen werden, z.B. Rhie und Chow (1983).

Mehrgitter-Verfahren (multigrid methods) benutzen mehrere Netze unterschiedlicher Feinheit, die das gleiche Rechengebiet abdecken. Iterative Lösungsverfahren für lineare Gleichungssysteme bestimmen in jeder Iteration (Relaxation) eine bessere Näherung der exakten Lösung. Die Differenz zwischen exakter Lösung und Näherung bezeichnet man als Residuum oder Fehler. Hochfrequente³¹ Fehlerkomponenten werden sehr schnell reduziert, niederfrequente Fehlerkomponenten dagegen nur sehr langsam. Da die Frequenz relativ zur Anzahl der unbekannten Netzelemente bzw. zur Netzfeinheit definiert ist, wird eine gegebene Fehlerfunktion auf einem gröberen Gitter höherfrequenter und damit effizienter reduziert. Mehrgitter-Verfahren nutzen dies durch ihre Vorgehensweise aus:

1. Iteration (Relaxation) des Ausgangs-Gleichungssystem, bis der Fehler eine glatte Funktion ist, d.h. nur noch niederfrequente Fehlerkomponenten verbleiben.
2. "*Restriktion*": Übertragen des Fehlers auf ein gröberes Gitter (z.B. Gitterabstand verdoppeln).
3. Lösung einer Fehlergleichung auf dem groben Gitter. Da dieses Gitter im dreidimensionalen Fall bei Verdoppelung des Gitterabstands nur noch $1/8$ der Unbekannten hat und der Fehler wegen der relativ höheren Frequenz schneller konvergiert, ist nur ein Bruchteil der Rechenzeit erforderlich, die bei weiterer Iteration im Ausgangsgitter bei gleicher Genauigkeit erforderlich wäre.
4. "*Prolongation*": Interpolation der auf dem groben Gitter berechneten Fehler zurück auf das feine Gitter.
5. Addition der interpolierten Fehlerfunktion zu der auf dem feinen Gitter vorliegenden Lösung.

Dieser Vorgang beschreibt ein Zweigitter-Verfahren. Wird zur Lösung des Grobgitter-Gleichungssystems wieder ein Zweigitter-Verfahren eingesetzt, entsteht so rekursiv ein Mehrgitter-Verfahren. Wird bei einem Mehrgitter-Verfahren vom feinsten Gitter bis zum größten Gitter restringiert und danach wieder schrittweise bis zum feinsten Gitter prolongiert, so liegt ein *V-Zyklus* vor. Wird dagegen vom größten Gitter nur bis zu einem Zwischengitter prolongiert, dann wieder bis zum größten Gitter restringiert, bevor bis zum feinsten Gitter prolongiert wird, so liegt ein *W-Zyklus* vor, Abb.3.6.

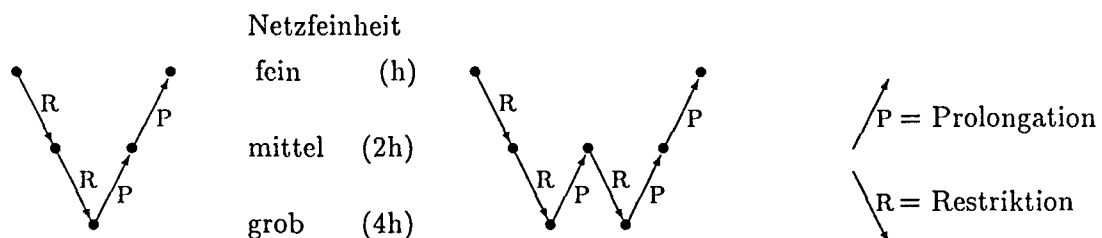


Abb.3.6: Mehrgitter-Zyklen: V-Zyklus (links), W-Zyklus (rechts), h: Gitterabstand

³¹Trägt man die Residuen über einer Achse der Zeilennummer im Gleichungssystem auf, so erscheint eine mehr oder weniger wellenförmige Kurve für jeden Iterationsschritt der Lösung. Eine Fourier-Analyse gibt dann wie gewohnt 'hochfrequente' und 'niederfrequente' Anteile.

In Summe rechnet die Mehrgitter-Methode viel schneller, als wenn man nur mit dem feinsten Netz versuchen würde, eine Lösung von gegebener Genauigkeit zu erhalten. Mehrgitter-Verfahren erzielen Rechenzeiten nahezu proportional zur Anzahl der Gitterpunkte, während die Rechenzeit etwa quadratisch zur Anzahl der Gitterpunkte bei Eingitterverfahren steigt. Die Mehrgitter-Methode ist dabei relativ einfach mit den gängigen iterativen Lösungsmethoden kombinierbar. Diese Vorteile wiegen den etwas höheren Programmieraufwand und Speicherplatzbedarf bei weitem auf. Neuere Entwicklungen von 'Navier-Stokes'-Lösern für Schiffsumströmungen setzen daher generell Mehrgitter-Verfahren ein, z.B. Cura (1992), Graf (1992).

Man unterscheidet *strukturierte*, *blockstrukturierte* und *unstrukturierte Netze*. Strukturierte Netze ordnen ihre Zellen in einem regelmäßigen Raster an. Eine einfache mathematische Formel kann dann die Nummern der Nachbarzellen bestimmen. Die Automatisierung der Netzgenerierung vereinfacht sich, Mehrgitter-Verfahren werden erleichtert. Örtliche Verfeinerungen an Stellen, in den sich die Strömung stark ändert, sind aber mit strukturierten Netzen sehr schwierig. Man ordnet also entweder zu viele Zellen an, verbraucht damit unnötig Rechenzeit, oder löst interessante Gebiete der Strömung zu ungenau auf. Neuere Verfahren benutzen daher mitunter unstrukturierte Netze, die zwar sehr universelle Netze auch für komplizierte Geometrien erlauben, dafür aber sehr viel mehr Aufwand in der Netzgenerierung erfordern. In der Praxis wird daher meistens noch strukturierten Netzen der Vorzug gegeben. Blockstrukturierte Netze erscheinen mittelfristig als die beste Alternative. Sie teilen den Rechenraum in wenige Blocks auf, in denen dann jeweils ein strukturiertes Netz verwendet wird. Die Netzgenerierung ist dann komfortabel und flexibel. Das Hauptproblem ist dann, korrekte Randbedingungen an den Schnittstellen zwischen den Blöcken anzusetzen.

Netze sollten dort möglichst fein sein, wo hohe Geschwindigkeits- und Druckgradienten auftauchen. Der Verlauf der Krümmung der Außenhaut oder Erfahrung aus ähnlichen Formen bieten einen Hinweis darauf. Mitunter sieht man aber erst nach einer Rechnung, wo die Strömung hätte feiner erfaßt werden müssen. Idealerweise sollte während der Rechnung das Netz an diesen Stellen automatisch feiner werden, z.B. Zienkiewicz (1992). Derartige *adaptive Netze* sind Gegenstand der Forschung und werden bei etwa gleichbleibender Rechenzeit erhebliche Genauigkeitsfortschritte bringen. Die vielversprechendste Vorgehensweise ist wohl das "Embedding", bei dem an kritischen Stellen ein feineres Netz eingelagert wird, Dannenhoffer (1991). Das "Embedding" eignet sich besonders in Kombination mit Mehrgitter-Verfahren. Bislang sind keine Anwendungen von adaptiven Netzen für Schiffsumströmungen bekannt.

3.2.2. Numerische Approximationen

Finite-Volumen-Methoden benötigen die Werte (und Ableitungen) mancher Variablen an den Seiten der Volumenzellen, die zunächst nur an den Zellmitten bekannt sind. Bei der Bestimmung dieser Werte für konvektive Terme wird häufig die Stromrichtung beachtet, in der die Konvektion stattfindet. Zeitliche Ableitungen werden in Zeitschritt-Simulationen ebenfalls numerisch approximiert. Obwohl die meisten Anwendungen von viskosen Strömungsberechnungen für Schiffe sich immer noch auf stationäre Strömung beschränken, wird hier der Vollständigkeit halber kurz auch auf Zeitableitungen eingegangen.

Betrachten wir exemplarisch die konvektiven Flüsse in x -Richtung. Man bestimmt dabei allgemein den Wert einer Variablen (Druck, Geschwindigkeit) am Ort x mit Hilfe eines Interpolationspolynoms durch benachbarte Zellmitten x_i :

$$f(x) = a_1 + a_2(x - x_1) + a_3(x - x_1)(x - x_2) + \dots$$

Die Koeffizienten a_i werden durch Einsetzen der bekannten Funktionswerte f_i an den Stellen x_i bestimmt. Im einfachsten Fall wird der Wert des nächsten stromauf gelegenen Zellmittelpunkts

genommen (*upwind differencing scheme UDS*):

$$\begin{aligned} f(x) &= f_{i-1} & u > 0 \\ f(x) &= f_i & u < 0 \end{aligned}$$

Wobei u die Strömungsgeschwindigkeit in x -Richtung ist. Diese Approximation erster Ordnung³² hängt also der Richtung der Geschwindigkeit in der Zellmitte ab. UDS ist bedingungslos stabil, führt aber durch starke *numerische Diffusion*³³ leicht zu falschen Ergebnissen. Dabei ist die numerische Diffusion maximal bei einem Winkel von 45° zwischen Netzlinien und Strömungsrichtung. Eine Netzverfeinerung verringert die numerische Diffusion auf Kosten des Speicherplatzbedarfs und der Rechenzeit.

(Lineare) zentrale Interpolation *central differencing scheme (CDS)* benutzt jeweils den nächsten stromauf und stromab gelegenen Punkt:

$$f(x) = \frac{f_{i-1} + f_i}{2}$$

Diese Approximation zweiter Ordnung ist unabhängig vom Vorzeichen der Geschwindigkeit. CDS neigt zu numerischen Instabilitäten und ist deswegen für übliche Diskretisierungen und Geschwindigkeiten für die konvektiven Flüsse nicht geeignet. Die diffusiven Flüsse werden meist mit CDS approximiert.

Lineare Stromauf-Interpolation *linear upwind differencing scheme (LUDS)* benutzt die Zellenmitten der beiden nächsten stromauf gelegenen Punkte:

$$\begin{aligned} f(x) &= \frac{f_{i-2} - f_{i-1}}{x_{i-2} - x_{i-1}}(x - x_{i-1}) + f_{i-1} & u > 0 \\ f(x) &= \frac{f_i - f_{i+1}}{x_i - x_{i+1}}(x - x_i) + f_i & u < 0 \end{aligned}$$

Diese Approximation zweiter Ordnung beachtet wieder die Strömungsrichtung. LUDS ist stabiler als CDS, kann aber zu physikalisch unsinnigen Ergebnissen führen. Dieses Phänomen wird mitunter als *numerische Dispersion* bezeichnet. Laudan (1993) benutzt für die Berechnung von Strömungen um ausgewählte Handelsschiffe LUDS, da UDS "völlig unplausible Werte" lieferte.

Bei Verwendung von drei Stützstellen wird quadratisch interpoliert. In der quadratischen Stromauf-Interpolation *quadratic upstream interpolation for convective kinematics (QUICK)* werden zwei benachbarte Stützstellen stromauf und eine stromab angeordnet:

$$\begin{aligned} f(x) &= \frac{f_i + f_{i-1}}{2} - \frac{1}{8}(f_{i-2} + f_i - 2f_{i-1}) & u > 0 \\ f(x) &= \frac{f_i + f_{i-1}}{2} - \frac{1}{8}(f_{i+1} + f_{i-1} - 2f_i) & u < 0 \end{aligned}$$

Diese Approximation dritter Ordnung kann ebenfalls zu physikalisch unsinnigen Ergebnissen führen und erfordert von den hier vorgestellten Verfahren den höchsten numerischen Aufwand. Graf (1992) vergleicht QUICK und UDS für die zweidimensionale Umströmung von schiffsähnlichen Barge auf flachem Wasser. QUICK führt dabei auf schlecht konditionierte Gleichungssysteme, die starke Unterrelaxationen und damit höhere Rechenzeiten erfordern. Er benutzt daher im weiteren UDS.

³²Die "erste Ordnung" wird in der Regel aus einer Taylor-Reihen-Betrachtung für äquidistante Netze hergeleitet. Bei den üblichen nicht-äquidistanten Netzen taucht ein Zusatzfehler auf, der von dem Verhältnis der Zell-Längen abhängt. Dieser Fehler kann dominieren. Bei Netzverfeinerung erhält man im Grenzfall wieder äquidistante Netze und dieser Fehler verschwindet.

³³Der Effekt 'numerischer Diffusion' ist das Verschmieren von Ableitungen (Gradienten).

Vermischte Verfahren (*blended schemes*) kombinieren die vorgestellten Grundtechniken, indem sie die einzelnen Differenzenquotienten mit Wichtungsfaktoren zwischen Null und Eins addieren. Der beste Wichtungsfaktor kann dann problem-angepaßt gefunden werden. Vermischte Verfahren erfordern mit Sicherheit mehr Rechenaufwand zur Differenzenbildung als die Grundtechniken. Für Schiffsumströmungen liegt keine Erfahrung vor, so daß die Vorgabe eines Wichtungsfaktors zur Beschleunigung der Gesamtkonvergenz nicht möglich ist.

Eine andere Art vermischter Verfahren wählt den Differenzenquotienten abhängig von einer lokalen Strömungsgröße. Tzabiras (1993) berechnet die Strömung um einen Tanker, indem er eine Technik von Spalding (1972) für die konvektiven Terme in der Hauptströmungsrichtung (x -Richtung) benutzt. Dabei wird abhängig von der lokalen Peclet-Zahl³⁴ UDS oder CDS eingesetzt.

Spezielle Verfahren mit Filtertechniken sind Gegenstand der Forschung. Hierbei wird eine Grundtechnik (z.B. zentrale Differenzen) eingesetzt, die an Stellen mit numerischen Instabilitäten ('wiggles') so modifiziert wird, daß diese Instabilitäten geglättet oder gefiltert werden. Dabei werden Instabilitäten automatisch erkannt und korrigiert, erfordern also keine (willkürliche) Festlegung durch den Benutzer. Über diese Verfahren sind keine Einsatzerfahrungen für schiffbauliche Umströmungen bekannt.

Bei der Approximation der zeitlichen Ableitungen benutzt man für Schiffsumströmungen generell implizite Verfahren. Bei expliziten Verfahren hängen Unbekannte (z.B. Ableitungen von Geschwindigkeiten) an jedem Raumpunkt nur von bekannten Werten vorangegangener Zeitschritte ab und können daher direkt (explizit) berechnet werden. Bei impliziten Verfahren sind die Unbekannten an die Nachbar-Raumpunkte gekoppelt und können nur durch Lösen eines Gleichungssystems implizit bestimmt werden. Explizite Verfahren kommen für Schiffsumströmungen nicht in Frage, da sie bei den erforderlichen feinen Netzen sehr kleine Zeitschritte für eine stabile Lösung erfordern, Richtmeyer und Morton (1967). In impliziten Verfahren kann der Zeitschritt ohne Stabilitätseinschränkungen dem physikalischen Vorgang angepaßt werden. Im häufig verwendeten Crank-Nicholson-Verfahren wird die Zeitableitung zwischen dem alten und dem neuen Zeitpunkt gebildet. Diese Diskretisierung führt wie alle impliziten Verfahren auf ein gekoppeltes Gleichungssystem für die Unbekannten der neuen Zeitebene.

3.2.3. Gleichungssysteme

Die Diskretisierung der grundlegenden Differentialgleichungen führt auf sehr große Systeme linearer Gleichungen, die jedoch nur schwach besetzt sind, d.h. viele Matrix-Elemente sind Null. Direkte Lösungsmethoden wie Gauß-Elimination oder Matrix-Inversion erfordern sehr hohen Speicher- und Rechenzeitbedarfs. Zudem ist die Lösung des Gleichungssystems in eine 'äußere' Iteration eingebunden, in der nur eine Näherungslösung erforderlich ist, da die Koeffizienten wegen der Nichtlinearität der Differentialgleichungen und der Kopplung des Druckes an die Geschwindigkeiten korrigiert werden müssen. Man benutzt daher generell iterative Lösungsmethoden wie die Gauß-Seidel-Methode (punkt-iterativ), Linienrelaxation LSOR³⁵ oder ADI³⁶ (linien-iterativ), ILU-Zerlegung³⁷ wie das SIP-Verfahren³⁸ von Stone (1968), die Methode der konjugierten Gradienten CG³⁹ o.ä. Die verschiedenen iterativen Verfahren unterscheiden sich in ihren Voraussetzungen bezüglich der Matrix (Dominanz der Hauptdiagonale,

³⁴Die Peclet-Zahl ist eine Reynolds-Zahl, die mit der lokalen Geschwindigkeit und der Maschenweite der Zelle gebildet wird.

³⁵line successive overrelaxation

³⁶alternating direction implicit

³⁷incomplete lower upper

³⁸strong implicit procedure

³⁹conjugate gradient

Symmetrie, etc.), ihren Konvergenzeigenschaften und dem numerischen Aufwand pro Iteration. Die Konvergenzrate ist um so höher, je besser die Kopplung der einzelnen Punkte untereinander von dem Verfahren simuliert wird. Stark implizite Verfahren wie SIP zeichnen sich daher durch hohe Konvergenzraten aus. Mehrgitter-Verfahren ermöglichen enorme Verbesserungen der Konvergenzeigenschaften⁴⁰.

3.2.4. Randbedingungen

Da das Berechnungsnetz nur einen Teil des Strömungsgebiets erfassen kann, werden neben der Schiffsaußenhaut und der Wasseroberfläche noch weitere künstliche Ränder des Rechengebiets eingeführt. Meist vernachlässigt man die Fähigkeit der Wasseroberfläche, Wellen zu bilden, und behandelt sie wie eine Symmetrie-Ebene. Für symmetrische Schiffe in Geradeausfahrt wird die Mittschiffsebene ebenfalls als Symmetrie-Ebene behandelt. Man sollte sich aber bewußt sein, daß turbulente Strömung auch bei symmetrischer Anströmung eines symmetrischen Körpers nicht zu jedem Zeitpunkt symmetrisch ist. Erst die zeitliche Mittelung führt wieder zu symmetrischen Verhältnissen. Dies kann zu erheblichen Unterschieden beim Widerstand führen. Kux und Söding (1990) geben dafür ein Beispiel, Abb.3.7: "Hinter einem Kreiszylinder in Parallelströmung sollte man wegen der Symmetrie des Körpers eine symmetrische Strömung erwarten; diese würde durch eine hinter dem Zylinder angebrachte Platte fast nicht gestört. Tatsächlich ergibt sich jedoch für den Zylinder mit Platte ein erheblich kleinerer Widerstandsbeiwert als ohne Platte. Ursache hierfür ist, daß hinter dem Zylinder eine Wirbelstraße entsteht, bei der Wirbel abwechselnd einmal auf der einen Seite, dann auf der anderen vom Zylinder abgehen [Karman'sche Wirbelstraße], die Strömung also nur im zeitlichen Mittel symmetrisch ist; die zeitlichen Schwankungen werden durch die Platte behindert."

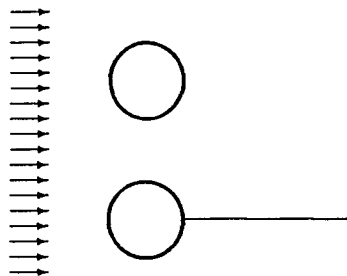


Abb.3.7: Der Zylinder mit Platte im Nachlauf hat einen deutlich kleineren Widerstandsbeiwert. Bei der Annahme von Symmetrie-Ebenen ist also Vorsicht geboten.

Eine vordere Einströmfläche (*Inlet*), eine hintere Ausströmfläche (*Outlet*) und eine Boden- und Seitenberandung vervollständigen die Berandung des Strömungsgebiets. Die Boden- und Seitenberandung kann dabei einem tatsächlichen, physikalischen Rand entsprechen wie in einer Kanalströmung. In diesem Fall ist sie ähnlich wie die Schiffsaußenhaut zu behandeln, wobei man nur auf die Relativgeschwindigkeit zum Schiff zu achten hat. Andernfalls ordnet man "weit" vom Schiff eine Fläche an, häufig in Form eines (Viertel-)Zylindermantels, Abb.3.8.

Auf der Schiffsaußenhaut wird eine Haftbedingung direkt oder über eine Wandfunktion indirekt

⁴⁰"Die hohe Effizienz [der Mehrgitter-Verfahren] zeichnet sich insbesondere dadurch aus, daß die Konvergenzrate unabhängig von der Anzahl der Gitterpunkte ist. Bei den anderen iterativen Lösungsmethoden ist die Konvergenzrate ungefähr proportional dem Quadrat der Gitterpunkte, was bei sehr feinen Gittern zu sehr hohen Iterationszahlen führt, wenn genaue Lösungen verlangt werden." Peric (1993)

vorgegeben.

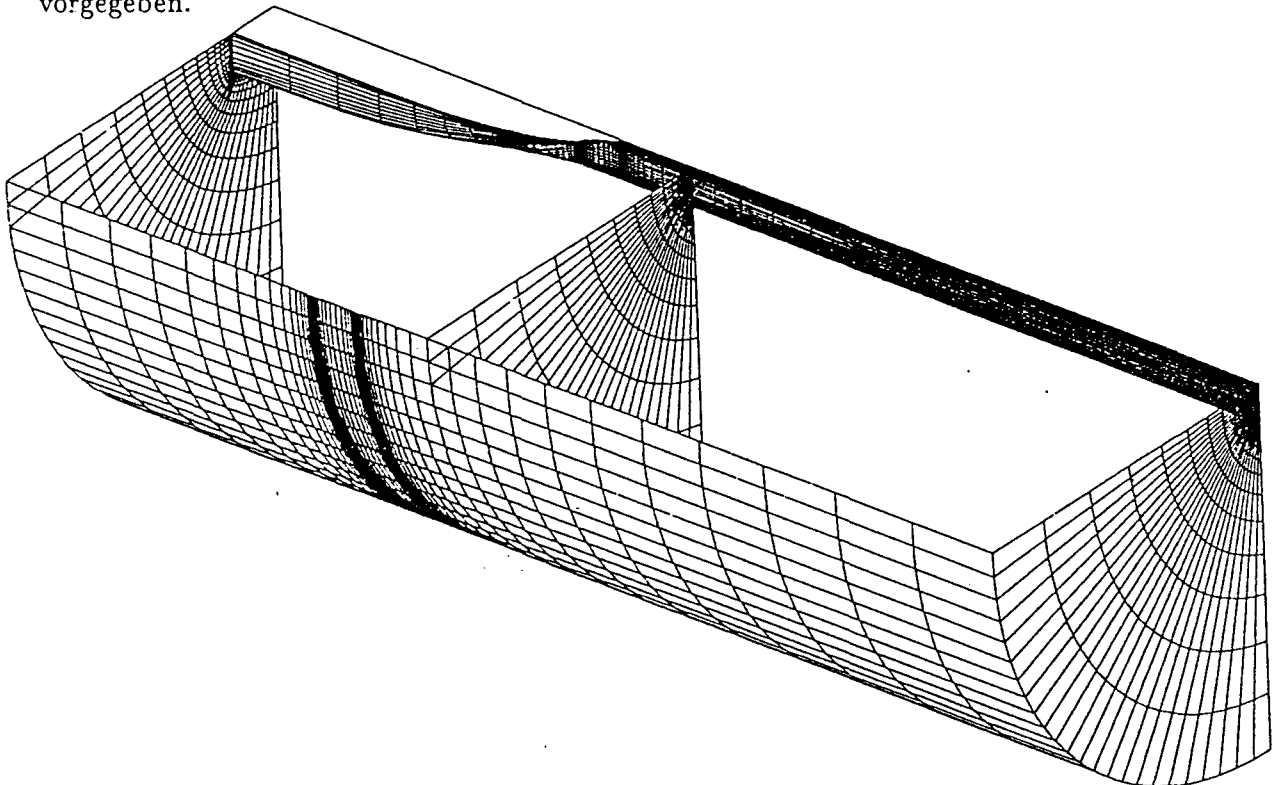


Abb.3.8: Die Mittschiffsebene und die Ruhewasserlinie werden in der Regel als Symmetrie-Ebenen angesetzt. Das eigentliche Rechengebiet wird dann häufig auf einen Viertel-Zylinder beschränkt

Am Inlet werden alle Unbekannten vorgegeben. Wird das Inlet weit vor dem Schiff gewählt, kann man parallele Anströmung und entsprechend nur hydrostatischen Druck ansetzen. Bei Verwendung des k - ϵ -Modells müssen auch k und ϵ in ihrer Verteilung über das Inlet vorgegeben werden. Der Einfluß der angesetzten Größen sollte schnell abklingen, so daß Fehler in den Annahmen nach einigen Zellen um Größenordnungen abgeklungen sind. Graf (1992) und Tzabiras (1993) setzen dabei einfach k und ϵ zu Null an. Ein etwas komplizierterer Ansatz für k schätzt eine Turbulenz-Intensität I (turbulenter Schwankungsanteil der Geschwindigkeitskomponente normiert mit der Schiffsgeschwindigkeit U) am Inlet ab. Bei der üblicherweise angenommenen Isotropie der Turbulenz ergibt sich dann die turbulente kinetische Energie zu:

$$k = \frac{3}{2}(UI)^2 \quad (28)$$

Laudan (1993) gibt für Schiffsumströmungen die Turbulenz-Intensität mit 5% vor, sofern keine experimentellen Daten vorliegen. Ein üblicher Ansatz für die Dissipationsrate ϵ ist:

$$\epsilon = 0.164 \frac{k^{1.5}}{\ell} \quad (29)$$

wobei 0.164 wieder eine empirische Konstante und ℓ eine Bezugslänge ist. Für Schiffsumströmungen finden sich wenig Angaben über die Wahl dieser Bezugslänge. Bertram et al. (1992a) setzen die Bezugslänge mit 1/100 des Radius des Zylinders an, der das Rechengebiet seitlich begrenzt. Laudan (1993) weist darauf hin, daß das Setzen der Größen für das Turbulenzmodell keinen Einfluß auf das Ergebnis, sondern nur auf die erforderliche Anzahl der Iterationen zur Lösung hat.

Wird nur das Hinterschiff betrachtet, so liegt das Inlet z.B. auf Höhe des Hauptspants. In diesem Fall müssen aus einfachen Rechnungen (Grenzschicht-Theorie, Potential-Theorie) und/oder Messungen die Verteilungen der Unbekannten vorgegeben werden. Am Outlet werden in der Regel die Ableitungen in Längsrichtung für alle Unbekannten zu Null gesetzt und der Ausfluß so bestimmt, daß die Kontinuität (Massenerhaltung) über das Gesamtgebiet erfüllt ist. Der Ansatz verschwindender Ableitungen ist in der Regel nicht exakt richtig. Diese Randbedingung sorgt aber zumindest dafür, daß keine (vom numerischen Verfahren eventuell erzeugten) Störungen am hinteren Rand des Rechengebiets wieder stromaufwärts reflektiert werden. Numerische Experimente zeigen, daß der Einfluß dieser Randbedingung auf die Ergebnisse nur auf eine kleine Umgebung des Ausströmrandes beschränkt bleibt.

An Symmetrie-Ebenen (Mittschiffsebene, evtl. Wasseroberfläche) werden Normalgeschwindigkeit und Ableitungen in Normalenrichtungen aller anderen Unbekannten zu Null gesetzt. Da die Ableitungen der Tangentialgeschwindigkeiten in Normalenrichtung verschwinden, sind dann auch die Schubspannungen Null. Die übliche Annahme von Symmetrie-Ebenen hat zur Folge, daß sowohl die Wellenbildung, als auch große periodisch von backbord nach steuerbord schwankende Ablösungen nicht erfaßt werden.

Der Außenrand (Zylinder-Mantel) kann ebenfalls als 'Symmetrie-Ebene' behandelt werden, d.h. man setzt an jeder Zellaußenseite die Normalgeschwindigkeit und die Ableitungen aller anderen Unbekannten in Normalenrichtung der Zellwand zu Null, z.B. Jensen und Laudan (1992). In diesem Fall sollte der Außenrand weit genug (z.B. eine halbe Schiffslänge) vom Schiff entfernt liegen. Eine andere Möglichkeit ist das Ansetzen von aus potential-theoretisch berechneten Werten, z.B. Tzabiras (1992), die ein kleineres Rechengebiet erlauben.

Viele Programme zur Lösung der zeitgemittelten Navier-Stokes-Gleichungen erlauben auch eine *Propeller-Modellierung*, also die Simulation eines Propulsionsversuches. Idealerweise müßte man den Propeller in seiner tatsächlichen Form mit einer Haftbedingung an den bewegten Flügeloberflächen erfassen. Dies ist viel zu kompliziert und in Anbetracht der anderen Ungenauigkeiten bei heutigen Rechnungen auch unangemessen. Daher wird heutzutage in der Regel an Zellen, die am Ort des Propellers liegen, die Propellerwirkung durch Vorgabe von Volumenkräften erfaßt, z.B. Stern et al. (1986,1988). Dabei werden Volumenzellen über den Propellerkreis verteilt. Durch Einführen von Volumenkräften f_1 in Längsrichtung wird dann das Wasser ähnlich beschleunigt wie durch den Propeller. Dabei muß die Summe der Volumenkräfte den Schub ergeben. Wenn man instationäre Effekte vernachlässigt, kann der Propeller durch eine Scheibe endlicher Dicke (z.B. eine Zellenlänge) ersetzt werden. Bertram et al. (1992a) setzen für Validierungsrechnungen den Schub aus einem unabhängig durchgeführten Propulsionsversuch an. Die Verteilung der Propeller-Belastung wird radial parabelförmig⁴¹ und im Umfang konstant vorgegeben. Prinzipiell wäre es auch möglich, die unterschiedliche Belastung über die Propellerfläche – der Propeller ist in der Regel durch die ungleichmäßige Anströmung oben stärker belastet als unten – in diesem Ansatz miteinzubeziehen. Derartige Anwendungen sind aber noch nicht bekannt. Abdel-Maksoud (1992) vergleicht zwei Propeller-Modelle, wobei ein Modell von einer radial konstanten Verteilung (Senkenscheiben-Modell), das andere von radial veränderlichen Verteilung ausgeht. Für stärker belastete Propeller sollte danach besser eine radial veränderliche Verteilung vorgegeben werden.

Zhang (1990) erfaßt in seinem Modell ähnlich wie Stern et al. (1988) neben axialen auch tangentialen Volumenkräfte. Dabei gibt ein Propeller-Analyse-Programm auf Basis einer Tragflügeltheorie als Eingangsgrößen erforderliche Geschwindigkeiten und die Zirkulationsverteilung vor. Dieses Programm benötigt wiederum den effektiven Nachstrom in der Propeller-Ebene, also ein Ergebnis der viskosen Strömungsberechnung um das Schiff. Dies erfordert ein itera-

⁴¹Dies entspricht in etwa einer optimalen Zirkulationsverteilung für den freifahrenden Propeller.

tives Vorgehen zwischen Propeller-Rechnung und Schiffs-Rechnung, daß mit der nominellen Nachstromverteilung anfängt. Konvergenz ist in der Regel nach 5 bis 7 Iterationen erreicht.

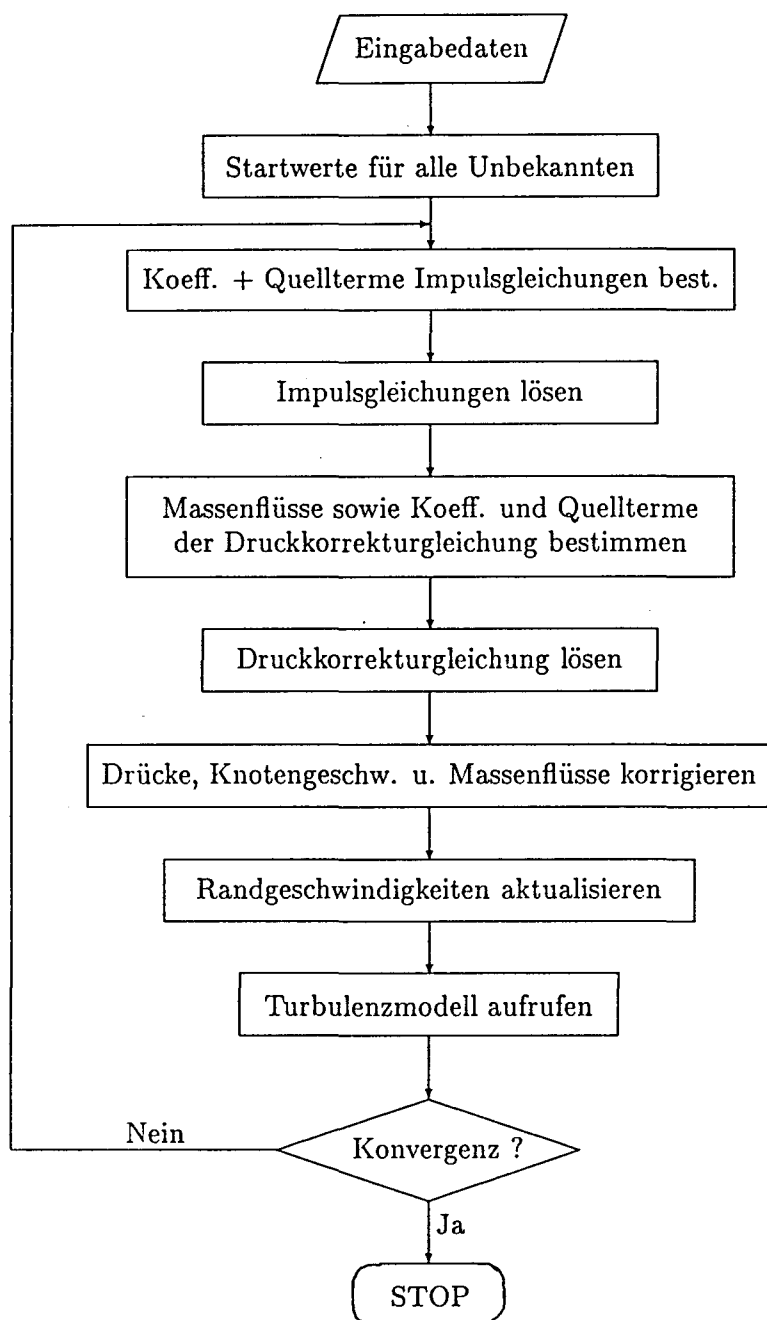


Abb.3.9: Flußdiagramm für das SIMPLE-Verfahren, Cura (1993b)

3.2.5. Druckkopplung

Die Vektor-Gleichungen zur Impulserhaltung führen im dreidimensionalen Raum auf drei skalare Gleichungen. Diese bestimmen die Geschwindigkeit bei gegebenem Druck. Normalerweise erfüllen diese Geschwindigkeiten noch nicht die Kontinuitätsgleichung. Die Einführung einer Kopplungsgleichung für den Druck erlaubt eine Korrektur von Druck und Geschwindigkeit. Übliche Methoden für diese *Druck-Geschwindigkeit-Kopplung* sind die SIMPLE-Methode⁴² von Patankar und Spalding (1972) und verwandte Verfahren wie die SIMPLER-Methode von Spalding und die PISO-Methode⁴³ von Issa (1986).

Die überwiegende Mehrheit der für viskose Schiffsumströmungen eingesetzten Verfahren basieren auf der SIMPLE-Methode oder Varianten davon, Cura (1993b). Die SIMPLE-Methode ist schnell, neigt aber zu mangelhafter Konvergenz für nichtoptimale Netze. Die PISO-Methode beruht wie die SIMPLE-Methode auf einem Prediktor-Korrektor-Verfahren, führt aber mehrere Korrektor-Schritte gegenüber einem bei der SIMPLE-Methode aus. Die PISO-Methode ist numerisch stabil, benötigt aber erheblich mehr Rechenzeit. Für die Berechnung der viskosen Strömung um einen Tanker stieg z.B. die Rechenzeit um den Faktor 5 beim Übergang von SIMPLE auf PISO an. Für instationäre Probleme soll die PISO-Methode aber wegen ihrer hohen Stabilität deutlich der SIMPLE-Methode überlegen sein. Cura (1993b) erläutert das Prinzip der SIMPLE-Methode anhand seines Programms NEPTUN für viskose Schiffsumströmungen. Abb.3.9 gibt ein prinzipielles Ablaufdiagramm des SIMPLE-Lösungsschemas.

3.3. Kommerziell vertriebene Programme

Neben speziellen Neuentwicklungen aus dem universitären Bereich, gibt es eine Reihe von kommerziellen Programmen zur Lösung von viskosen Strömungsproblemen, die jeweils eine breite Palette von Anwendungen abdecken, z.B. den Wärmetransport bei elektronischen Bauteilen, chemische Prozesse, Strömungsvorgänge in Motoren oder die Rauchausbreitung bei Feuer in Gebäuden. Die Anwendung ist dabei besonders weit fortgeschritten für innere Strömungen mit festen physikalischen Rändern. Die Strömung um Schiffe bringt einige besondere Probleme mit sich:

1. die freie Oberfläche mit teilweise brechenden Wellen
2. ein nach außen unbegrenztes Strömungsgebiet
3. die dynamische Schwimmlagenänderung des Schiffs
4. hohe Strömungsgradienten in der Grenzschicht

Selbst wenn man wie üblich die freie Oberfläche durch eine feste Fläche ersetzt (Doppelkörperproblem) und die dynamische Schwimmlagenänderung nicht erfaßt, muß gleichzeitig ein großes Strömungsgebiet um das Schiff erfaßt werden und die Strömung in Schiffsnähe fein genug aufgelöst werden. Kommerzielle (Vielzweck-)Programme können im Prinzip durch entsprechend viele Elemente diese Anforderungen erfüllen. In der Praxis sind dann aber häufig Grenzen der Rechnerkapazität oder der vertretbaren Rechenzeit überschritten.

Ein derartiges Vielzweck-Programm ist nicht ein in sich geschlossenes Programm-System wie etwa ADINA für die Strukturanalyse, das lediglich in vorgegebenem Format die Geometrie eines

⁴²Semi-implicit pressure linked equations

⁴³pressure implicit with splitting of operators

Netzes und wenige Steuergrößen wie Schiffsgeschwindigkeit und Stoffwerte des Fluids benötigt. Die Fülle der Befehle machen es – zumal bei der Möglichkeit der Anbindung eigener Routinen – eher zu einer Routinen-Bibliothek, die für die Umströmung eines Schiffes insbesondere bei Berücksichtigung einer wellenbildenden Wasseroberfläche möglicherweise nicht einmal alle nötigen Routinen enthält. Bei entsprechendem Sachverstand kann ein kommerzielles Programm aber durchaus die Entwicklung eines Werkzeugs zur Strömungsberechnung beschleunigen, da nicht alle Routinen neu entwickelt werden müssen. Die Auswahl geeigneter Bausteine wie des Turbulenzmodells oder der Druck-Kopplung (an die Geschwindigkeit) muß weitgehend durch Ausprobieren erfolgen.

Vorteile kommerzieller Software sind gute Dokumentation, Benutzerbetreuung oder -ausbildung und Verifikation der Programme. Der Hauptnachteil liegt in der langsamen Entwicklungsgeschwindigkeit, die bei der rasanten Entwicklung im CFD-Bereich zwangsläufig zu einer (leichten) Veraltung der kommerziellen Programme führt. Zu den im deutschen Schiffbau bekanntesten kommerziellen Programmen gehören PHOENICS und STAR.

PHOENICS⁴⁴, Rosten und Spalding (1987), ist das im deutschen Schiffbau wohl bekannteste kommerzielle Programm zur Lösung von viskosen Strömungen, das bereits 1981 auf den Markt kam. Ein vergleichbares Programm-System ist von Gosman und seinen Mitarbeitern entwickelte STAR⁴⁵, Dimirzic et al. (1980), das ebenso wie PHOENICS im wesentlichen am Imperial College in London entwickelt wurde. STAR ist etwas jünger und daher marginal besser. Die Unterschiede sind aber so gering, daß die nächste Version von PHOENICS durchaus wieder gegenüber STAR Vorteile bieten kann. Für beide Verfahren gilt, daß die Erfahrung und der Sachverstand des Benutzers hinsichtlich der zu untersuchenden Strömungen viel entscheidender für die Qualität der Berechnungen sind als die Funktionspalette der jeweils neuesten Programm-Version. Zusätzlich zu den Investitionen für Hardware und Software muß mit einer mehrmonatigen Einarbeitungszeit gerechnet werden, bevor an die realistische Berechnung viskoser Strömungen um Schiffe gedacht werden kann.

Das dritte bekannte Programm-System ist SHIPFLOW, das ein Spezialpaket von XFLOW für schiffbauliche Anwendungen darstellt, Larsson et al. (1989,1990a,b). Hier erscheint die Anbindung an Schiffsgeometrien weiter fortgeschritten als bei PHOENICS und STAR. So bestand bereits sehr frühzeitig eine Anbindung an das CAD-System NAPA, Kuutti (1990). Pre- und Postprocessing wurden dabei vom kommerziellen 'Navier-Stokes'-Code FIDAP übernommen. In seiner derzeitigen Version ist SHIPFLOW allerdings auf (teil-)parabolisierte⁴⁶ Gleichungen beschränkt, kann also prinzipiell keine Rückströmungen erfassen. Die nächste Version von SHIPFLOW soll diese Einschränkung nicht mehr haben.

Tabelle 3.1 gibt einen Überblick über die bekanntesten kommerziellen RANSE-Solver, wobei auch Programme aufgeführt werden, für die noch keine Anwendungen auf Schiffsumströmungen bekannt sind. Eine Tabelle mit weiteren Programmen (FLOTRAN, NEKTRON, 3D-FLUID) findet sich in Adonis (1992). Tabelle 3.1 entstand aus einer gemeinsamen Umfrage mit Prof. Peric (Inst. für Schiffbau, Univ. Hamburg) aus dem Juli 1993. Dabei wurden die für schiffbauliche Anwendungen wichtigen Eigenschaften zusammengetragen. Alle Programme erlauben randangepaßte Koordinaten, die für die Berechnung von Strömungen um die komplexen Schiffsgeometrien zum Standard geworden sind. Block- und nicht-strukturierte Netze werden in Zukunft zunehmend an Bedeutung gewinnen, wobei mittelfristig wegen der langwierigen Netz-

⁴⁴ Akronym: Parabolic, Hyperbolic or Elliptic Numerical Integration Code Series

⁴⁵ Akronym: Simulation of Turbulent Flow in Arbitrary Regions

⁴⁶ Teil-parabolisierte Reynolds-Gleichungen vernachlässigen die Zähigkeits- und Turbulenzwirkung in der Haupt-Strömungsrichtung. Die Geschwindigkeitsberechnung wird dann parabolisch (scheibenweise) durchgeführt, die Druck-Kopplung bleibt aber elliptisch. Dies vereinfacht die Gleichungen etwas auf Kosten der allgemeinen Anwendbarkeit.

Generierung nicht-strukturierte Netze noch weniger wichtig für die Praxis sein werden. Fast alle betrachteten Programme benutzen Finite Volumen, lediglich FIDAP basiert auf Finiten Elementen und SHIPFLOW auf Finiten Differenzen. Zur Interpolation bzw. numerischen Ableitung benötigter Größen (wie Druck und Geschwindigkeiten) setzen die Programme eine weite Bandbreite von Techniken ein, wobei häufig der Benutzer die Wahl zwischen verschiedenen Optionen hat, die die Ergebnisse signifikant beeinflussen können. Alle Programme benutzen das Standard- k - ϵ -Modell mit Wandfunktion; einige bieten zusätzlich weitere Modelle⁴⁷ zur Auswahl an, oder erlauben die Ankopplung eigener Modelle. Bewegte Netze sind für Schiffbauer wegen der freien Wasseroberfläche von Interesse. Mir sind jedoch keine Fälle bekannt, in denen mit derartigen Optionen erfolgreich die Wellenbildung um Schiffe oder nahe verwandte Probleme berechnet wurden. Entsprechend skeptisch bin ich gegenüber Beteuerungen von Programm-Vertreibern, die für Schiffsumströmungen mit Wellenbildung "prinzipiell keine Probleme" sehen. Zeitlich veränderliche Strömungen werden z.B. für Manövrier-Berechnungen wichtig, bei denen wir allerdings von praktische CFD-Anwendungen noch weit entfernt sind. Ähnliches gilt für Zwei-Phasen-Strömungen, bei denen man z.B. an die Erfassung von Kavitationsblasen bei Propeller- oder Tragflügel-Umströmungen denkt. Die Anzahl der Programm-Installationen (weltweit und in Deutschland) ist ein Indiz für die langfristigen Überlebens-Chancen und die Entwicklungs-Kapazität der Vertreiber-Firmen. Bei sehr wenigen Installationen (und stagnierender Entwicklung) wie im Fall SHIPFLOW besteht die Gefahr, daß Betreuung der Kunden nicht langfristig gesichert ist. Die häufige Anzahl von "Neins" zeigt, daß die Kapazität zur Weiterentwicklung nicht ausreicht, um mit der generellen Entwicklung Schritt zu halten.

⁴⁷In diesem Zusammenhang wird auf die Kapitel "Turbulenzmodelle" und "Schwerpunkte der Forschung für viskose Strömungen" verwiesen. Einige Turbulenz-Modelle wie RMS und RNG werden nur der Vollständigkeit halber hier aufgeführt, ohne im Detail erläutert zu werden. Es handelt sich dabei um neuere Modelle, die auf Jahre hinaus nicht von Schiffbauer in der Praxis angewendet werden werden, da hier noch erhebliche Vorarbeiten der Forschung nötig sind.

Tabelle 3.1: Die wichtigsten, kommerziellen CFD-Programme

	FLUENT	TASCflow	RAMPANT	FIDAP
Randangepaßte Koordin.	ja	ja	ja	ja
Block-strukturierte Netze	ja	ja	ja	ja
Nicht-strukturierte Netze	nein	nein	ja ⁴⁸	ja
Diskretisierung	FV	FV	FV	FE
Interpolation / Differentiation	"power law", QUICK	2.Ordnung "skew upwind"	Polynome 2. Ordnung	lineare und quadr. Elem.
Turbulenzmodell	$k-\varepsilon$ & RSM mit, RNG ohne WF	$k-\varepsilon$ mit WF 2-Schicht- $k-\varepsilon$	$k-\varepsilon$, RNG	$k-\varepsilon$ mit Modifik.
Bewegte Netze	nein	nein	nein	nein
Zeitliche Veränderung	ja	ja	ja	ja
Zwei Phasen	ja (E/E,E/L)	ja (E/L)	ja (E/L)	ja (E/L)
Installationen (Welt/D)	> 700/30	60/20	50/5	> 700/130

	STAR	PHOENICS	SHIPFLOW
Randangepaßte Koordin.	ja	ja	ja
Block-strukturierte Netze	ja	ja	nein
Nicht-strukturierte Netze	ja ⁴⁹	nein	nein
Diskretisierung	FV	FV	FD
Interpolation / Differentiation	UDS, LUDS, SF-CDS	UDS, gemischt UDS / CDS	UDS längs, finit analyt. quer
Turbulenzmodell	$k-\varepsilon$, low-Re $k-\varepsilon$, 2-Schicht- $k-\varepsilon$	$k-\varepsilon$, algebr., Mischungslänge	$k-\varepsilon$
Bewegte Netze	ja	ja	nein
Zeitliche Veränderung	ja	ja	nein
Zwei Phasen	ja (E/L)	ja (E/E,E/L)	nein
Installationen (Welt/D)	150/20	550/95	9/1

Nur hier benutzte Abkürzungen:

E/E Euler-Betrachtung für beide Phasen

E/L Euler-Betrachtung für das Wasser, Lagrange-Betrachtung für die Blasen

RNG Re-Normalisations-Gruppe $k-\varepsilon$ Modell

RSM Reynolds-Spannungs-Modell

SF-CDS selbst-filternde CDS (gemischte Technik abhängig von lokaler Strömung)

WF = Wand-Funktion

⁴⁸adaptive lokale Netzverfeinerung möglich

⁴⁹adaptive lokale Netzverfeinerung möglich

3.4. Anwendungen

Anwendungen von viskosen Strömungsberechnungen auf Basis der Reynolds-Gleichungen finden sich in der Literatur für wirkliche (moderne) Schiffsgeometrien erst in jüngster Zeit, z.B. ein Bulkcarrier, Ishikawa und Patel (1990), der E3-Tanker, Bertram et al. (1992b), drei schlankere Handelsschiffsformen (Containerschiff, Gastanker und Fährschiff), Bertram et al. (1992a), und ein schneller japanischer Katamaran, Miyata et al. (1993).

Bei Neuentwicklungen von Verfahren zur Berechnung der viskosen Strömung benutzt man zunächst gerne zur Validation einfache Testgeometrien, da für diese in kurzer Zeit Netze zu erzeugen sind. Neben Rotationskörpern wird daher häufig das Wigley-"Schiff"⁵⁰ als Testfall gewählt.

Ein weiterer "Klassiker", der aus der Tradition der nichtviskosen Strömungsberechnungen als Testfall kommt, ist das Series-60 Schiff, vgl. Kap. 4.4.2. Da das Wellenbild für dieses Schiff besonders gut vermessen worden ist, ist es als Testfall für Rechnungen mit freier Oberfläche gut geeignet, z.B. Hino (1989). Berechnete Nachstromverteilungen für dieses Schiff stimmen recht gut mit Experimenten überein, Kodama (1989), Masuko und Ogiwara (1989). Da aber auch das Series-60 eine völlig überholte Handelsschiffsform darstellt, wird hier nicht näher darauf eingegangen.

Als Standardtestfall wurde von der ITTC der "HSVA-Tanker" empfohlen. Obwohl diese Schiffsform nie gebaut wurde, sprechen sehr detaillierte Messungen für diese Wahl. Die Messungen wurden im Windkanal des Instituts für Schiffbau der Universität Hamburg bei einer Reynoldszahl von $5 \cdot 10^6$ vorgenommen, Hoffmann (1976), Wieghardt und Kux (1980). Dies entspricht etwa einer Modell-Reynoldszahl im Schlepptank. Auf einem Workshop in Göteborg, Larsson et al. (1991), wurden die Rechenergebnisse einer Vielzahl von Verfahren zur Lösung der Reynolds-Gleichungen mit den Experimenten verglichen. Kux und Söding (1990) fassen das Ergebnis treffend zusammen: "Die Güte der Ergebnisse war bei den einzelnen Verfahren in unterschiedlichen Größen und Bereichen sehr verschieden. Wenn bestimmte Größen teilweise von einem Verfahren besonders gut wiedergegeben wurden, so war die Verteilung von anderen Größen wiederum recht schlecht getroffen. Eine Erklärung hierfür konnte nicht gefunden werden."

Der HSVA-Tanker ist wegen seiner sehr völligen Form ($C_B = 0.85$) und seiner sehr komplexen Strömungserscheinungen am Hinterschiff ein besonders schwieriger Testfall. Auch auf Grund des Bauprogramms deutscher Werften ist daher die schlankere Containerschiffsform des "Hamburg Test Case" ein Testfall, der nähere Betrachtung verdient.

Die meisten Rechnungen beschränken sich auf Reynolds-Zahlen des Modells (Größenordnung 10^6), da diese numerisch einfacher sind als die Reynolds-Zahlen der Großausführungen (Größenordnung 10^9). Erste Anwendungen für Reynolds-Zahlen von Großausführungen finden sich aber schon z.B. bei Broberg et al. (1991), Ju und Patel (1991,1992), Oh und Kang (1992) und Tzabiras (1993).

⁵⁰Das Wigley-Schiff wurde ursprünglich als Testfall für nichtviskose Rechnungen mit freier Oberfläche entwickelt, vgl. Kap. 4.4.1. Für analytisch orientierte Rechenverfahren der Wellenwiderstandstheorie erlaubte die einfache analytische Beschreibung des Rumpfes mit Parabeln in einigen Fällen die analytische Lösung auftauchender Integrale. Das Wigley-Schiff weicht aber so weit von wirklichen Schiffsgeometrien ab, daß es an sich nicht mehr als Schiff bezeichnet werden kann. Entsprechend wenig aussagekräftig für die Praxis sind Validierungsrechnungen für das Wigley-Schiff.

3.4.1. E3-Tanker

Ein Konsortium aus fünf europäischen Großwerften entwickelte nach ökologischen und ökonomischen Gesichtspunkten einen Supertanker (VLCC), den E3-Tanker⁵¹, E3 (1992a,b). Tabelle 3.1 gibt die wichtigsten Daten des Entwurfs.

Tabelle 3.1: Hauptabmessungen des E3-Tankers

Länge zwischen den Loten	L_{pp}	=	318.00	m
Breite	B	=	57.00	m
Seitenhöhe	H	=	31.10	m
Tiefgang (Entwurf)	T	=	21.10	m
Tiefgang (maximal)	T_{max}	=	22.00	m
Tragfähigkeit (Entwurf)	dwt	=	280000	t
Tragfähigkeit (Maximal)	dwt _{max}	=	295000	t
Dienst-Geschwindigkeit	U	=	15.4	kn

Sehr wichtig für die Wirtschaftlichkeit (und in gewissem Maße auch die Umwelt-Verträglichkeit) war eine Optimierung der Schiffslinien zur Verbesserung des Widerstandsverhaltens. Neben Schleppversuchen bei der HSVA und MARIN wurden daher auch umfangreiche Computer-Analysen durchgeführt. So wurde bei der HSVA die viskose Strömung um zwei Rumpfvarianten mit dem Programm STAR berechnet.

Dabei interessierte die Strömung im Hinterschiff, also dem Teil des Schiffes, in dem Potentialströmung ihre Gültigkeit verliert, da viskose Effekte dominieren. Das zylindrische Rechengebiet erstreckte sich von einer halben Schiffslänge vor dem Schiff bis zu einer Schiffslänge hinter dem Schiff. Der Zylinderradius war eine halbe Schiffslänge. Das strukturierte Netz bestand aus $147 \times 30 \times 30$ Zellen, Abb.3.10. Eine Kontrollrechnung mit ca. 220000 statt ca. 130000 Zellen brachte keine nennenswerte Änderung der Ergebnisse⁵².

Die Rechnungen wurden für Modellabmessungen (Modellmaßstab $\lambda = 32.2$) durchgeführt, wobei das k - ϵ -Turbulenzmodell in Verbindung mit dem logarithmischen Wandgesetz benutzt wurde. Die Reynolds-Zahl des Modells lag bei $1.17 \cdot 10^7$. Eine Rechnung für die Großausführung würde erheblich mehr Zellen bei vergleichbarer Genauigkeit erfordern. Abb.3.11 zeigt die Druckverteilung im Hinterschiff für die Ausgangsform und die modifizierte Form. Die Modifikation verkleinerte die Unterdruckbereiche an der hinteren Schulter erheblich. Die Folge sind kleinere Wellen und geringere Ablösungsgefahr. Abb.3.12 zeigt den Nachstrom an einem Querschnitt 0.2 Durchmesser vor dem Propeller. Der Wirbel im oberen Bereich des Propellerkreises wurde auch in Experimenten beobachtet. Eine Ablösung der Strömung dagegen wurde nicht von der Rechnung vorhergesagt. Für derart völlige Schiffsformen gibt es aber immer Ablösung. Dieses Versagen der Rechnung ist wahrscheinlich auf das verwendete Turbulenzmodell und die Wandfunktion zurückzuführen. Bessere Turbulenzmodelle würden allerdings Netzverfeinerungen erfordern.

⁵¹E3 = ecological, economical and European

⁵²Bei 220000 Zellen war die Kapazitätsgrenze des benutzten Rechners erreicht. Erheblich aussagekräftiger wären systematische Verfeinerungen, wie sie insbesondere für zwei-dimensionale Probleme in akademischen Kreisen auftauchen. Ein derart "sauberes" Vorgehen ist aber für praktische Geometrien nicht möglich. Eine einmalige Netzverfeinerung wie in diesem Fall wird notgedrungen von der Praxis als Obergrenze der Qualitätssicherung angesehen.

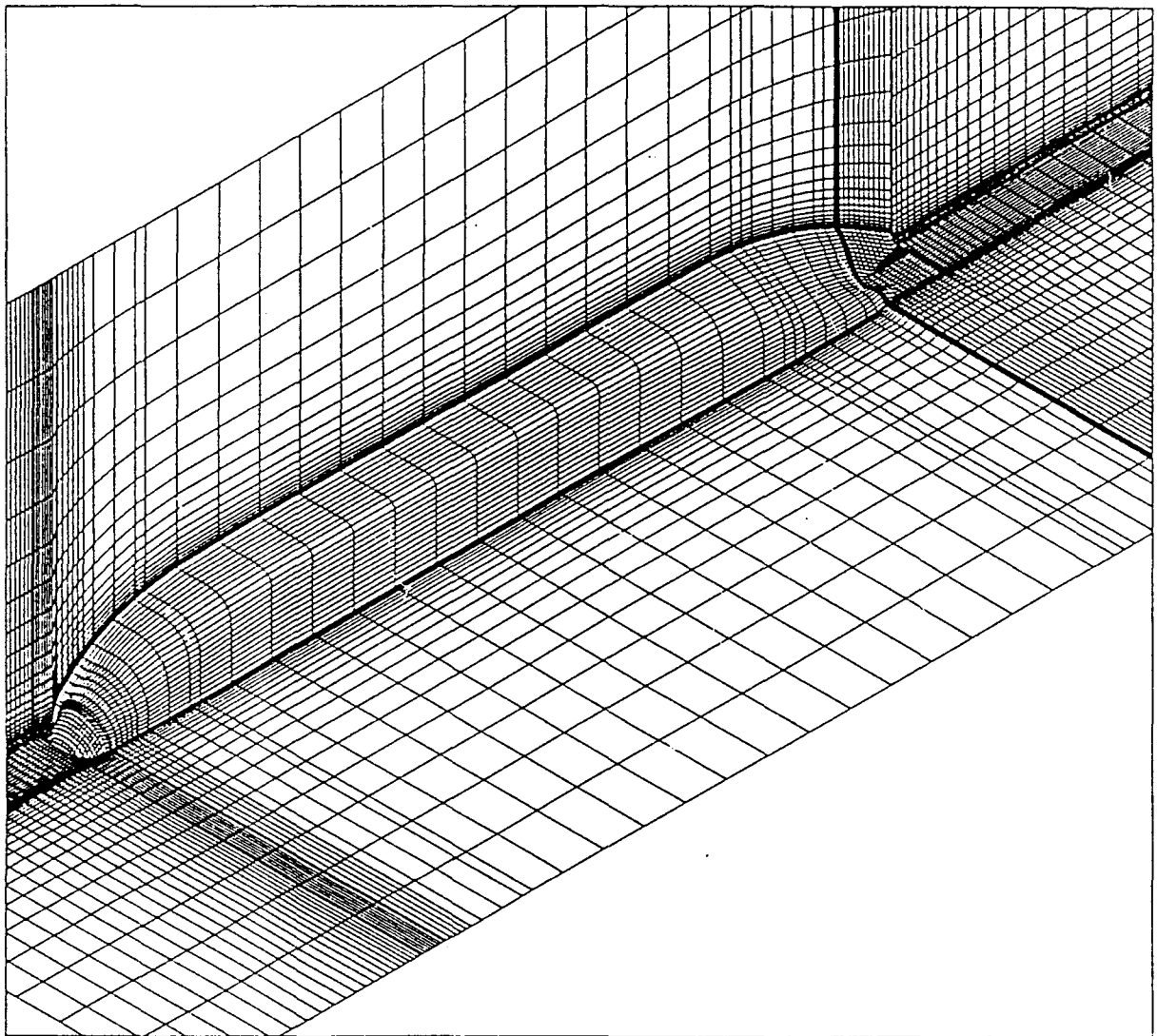


Abb.3.10: Berechnungsnetz für E3-Tanker, ca. 130000 Zellen

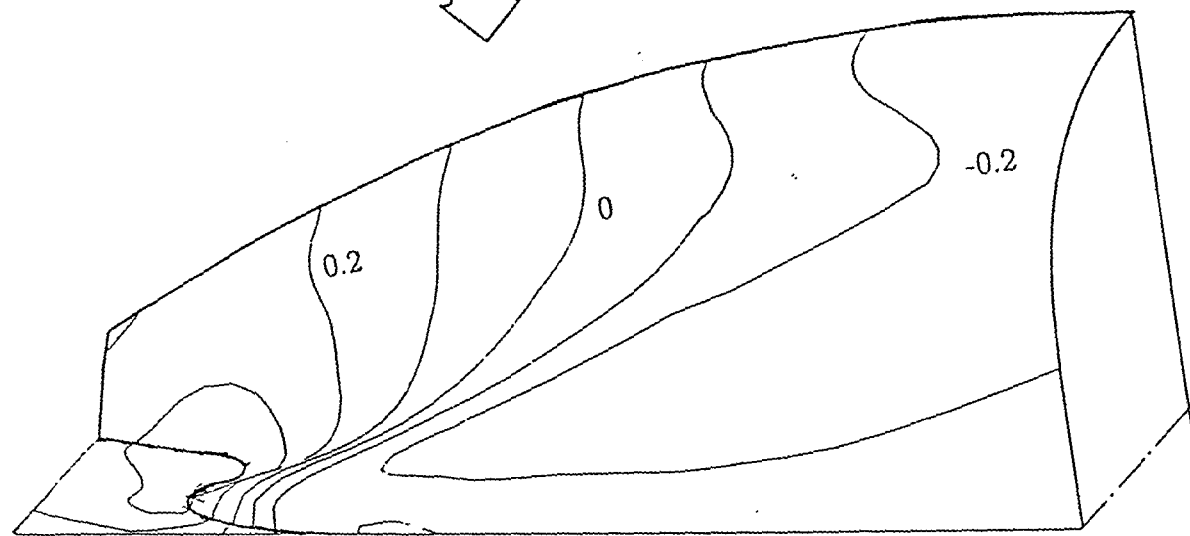
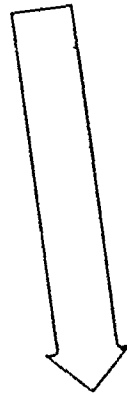
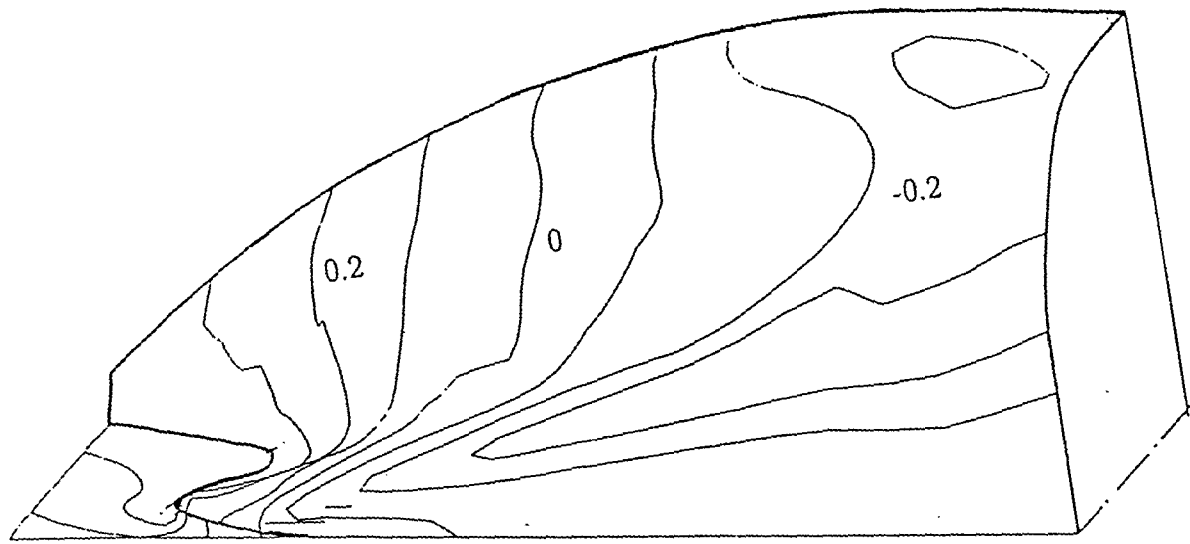


Abb.3.11: Druckverteilung im Hinterschiff des E3-Tankers, Isobaren-Abstand $\Delta C_P = 0.1$; Ausgangsform (oben) und modifizierte Form (unten)

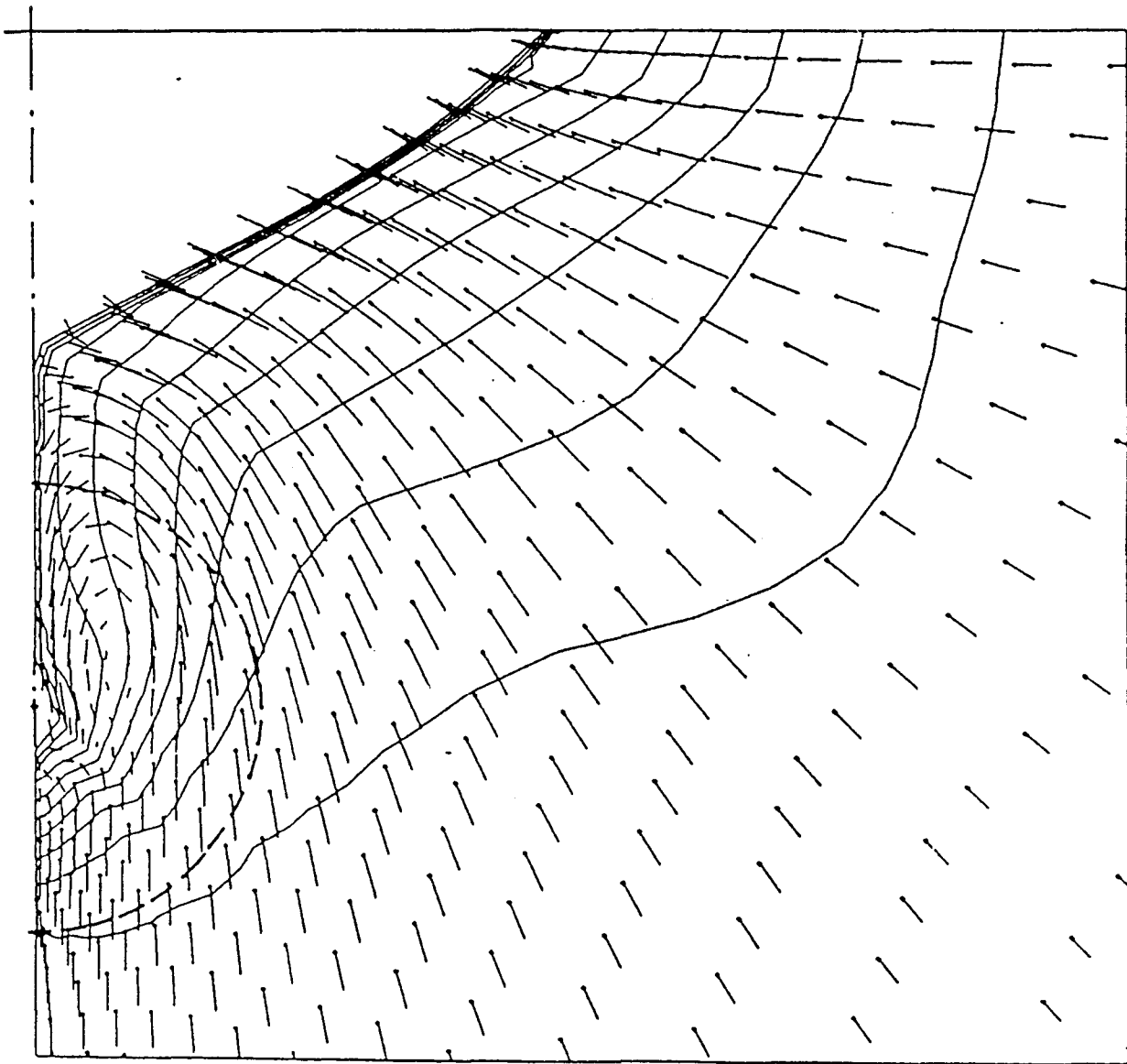


Abb.3.12: Nachstrom-Verteilung für E3-Tanker in Ebene 0.2 Propeller-Durchmesser vor dem Propeller. Linien konstanter Axialgeschwindigkeit und Geschwindigkeitspfeile. Im oberen Bereich des Propellerkreises wird der Wirbel gut reproduziert.

3.4.2. HSVA-Tanker

Für den HSVA-Tanker wurden bei der HSVA Rechnungen mit dem kommerziellen Programm STAR durchgeführt. Abb.3.13 und 3.14 zeigen Spantenriß und Stevenkonturen des HSVA-Tankers. Die Hauptverhältniswerte dieser Schiffsform sind:

$$\frac{L_{PP}}{B} = 6.6$$

$$\frac{L_{PP}}{T} = 17.83$$

$$C_B = 0.85$$

$$\frac{L_{PP}^2}{S_0} = 3.792$$

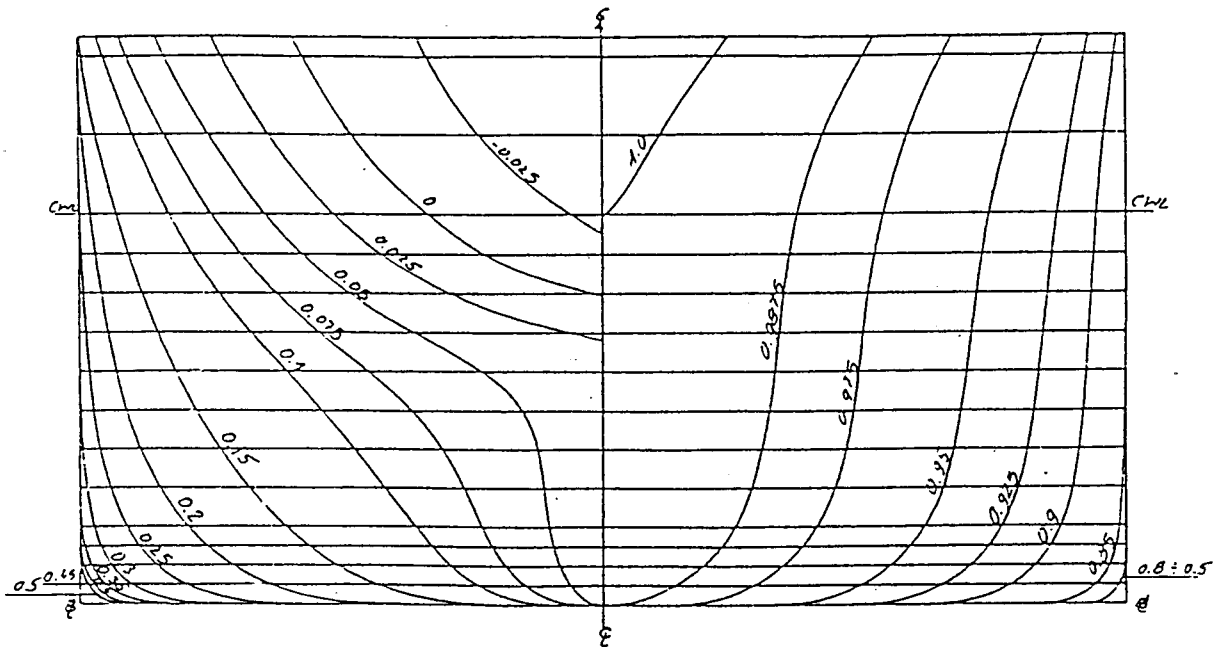


Abb.3.13: Spantenriß des HSVA-Tankers

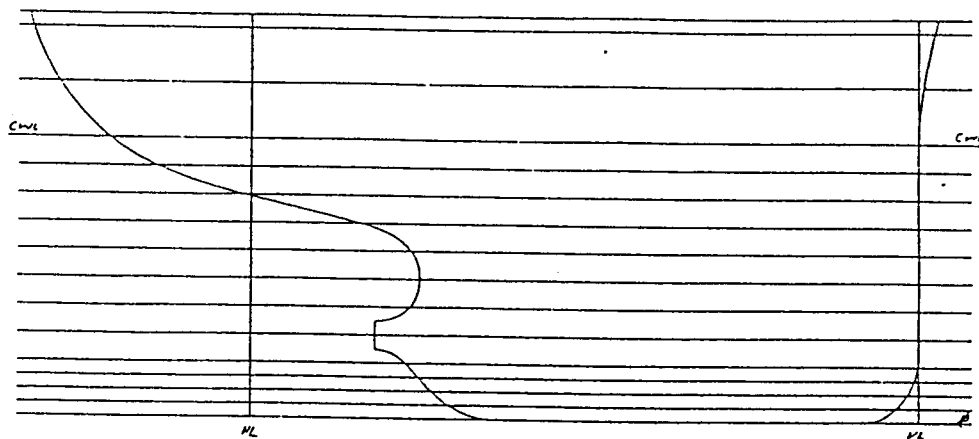


Abb.3.14: Stevenkonturen des HSVA-Tankers

Die Strömung um ein Doppelkörpermodell des HSVA-Tankers wurde von u.a. von Wieghardt und Kux (1980) im Windkanal des Instituts für Schiffbau (IfS) der Universität Hamburg vermessen. Druckwerte wurden Hoffmann (1976) entnommen. Die Windkanal-Messungen des IfS dienen bis heute als Validierungsgrundlage für Vergleichsrechnungen, z.B. auf dem Göteborg-Workshop, Larsson et al. (1991). Die Auftragung der Meß- und Rechenergebnisse entspricht auch hier der Form des Göteborg-Workshops. Ein späterer Vergleich der Ergebnisse mit Rechenergebnissen des Programm NEPTUN von Cura ist vorgesehen. Für möglichst weitgehende

Vergleichbarkeit wurde daher das Netz (ca. 150000 Zellen) mit dem Netzgenerierer von NEPTUN erzeugt und dann in die HSVA portiert, wo die Rechnung mit STAR durchgeführt wurde. Die Rechenergebnisse werden mit Plots von Messungen verglichen, die von Herr Tasdemir (IfS), einem Mitarbeiter von Herrn Kux, zur Verfügung gestellt wurden.

Der Druckverlauf entlang der CWL und des Kiels stimmt im Hinterschiff befriedigend mit gemessenen Druckverläufen überein, Abb.3.15. Die Abweichung zwischen Meßergebnissen und Rechenergebnissen läßt sich nach bisher unveröffentlichten Ergebnissen von Cura verbessern, wenn das Rechengebiet in Radialrichtung vergrößert wird. Ähnliche Verbesserungen lassen sich dann wohl auch erzielen, wenn man alternativ Ergebnisse von Potentialströmungsberechnungen am radialen Außenrand statt ungestörter Parallelströmung ansetzt. Der Störeinfluß des Außenrands zeigt sich auch im Vergleich ausgewählter Querschnitte, bei denen der Druckbeiwert C_P in Umfangsrichtung aufgetragen ist, Abb.3.16. Der am weitesten vorne liegende Spant $x/L = 0.646$ zeigt erhebliche Abweichungen, auch wenn der Verlauf Meß- und Rechenergebnissen ähnlich ist. Bei den beiden anderen Spanten ist die Übereinstimmung recht gut.

Abb.3.17 bis 3.19 zeigen die Geschwindigkeiten an verschiedenen Spanten im Hinterschiffsbereich. Bei $x/L = 0.977$, Abb.3.18, haben sich zwei Wirbel in Schiffsnähe ausgebildet, die die Geschwindigkeitsverteilung wesentlich bestimmen. Die Rechnung erfaßt zwar beide Wirbel, sagt aber den stärkeren zu schwach, den schwächeren zu stark vorher. Dies verfälscht entsprechend das Isotachenbild, so daß die nach oben ausbeulende Isotache 0.3 (im Fach-Jargon "Hook") nur ansatzweise wiedergegeben wird⁵³. Weiter stromab, Abb.3.19, verstärkt sich diese Tendenz, da der jeweils schwächere Wirbel verschwindet. Die Lage des verbleibenden Wirbels unterscheidet sich daher zwischen Rechnung und Messung stark.

Die sehr komplexe Strömung des HSVA-Tankers mit teilweisen Rückströmungen und mehreren wechselwirkenden Wirbelfäden, die sich von der Außenhaut ablösen, wird auf Jahre noch ein harter Testfall für numerische Rechnungen sein. Bei modernen Handelsschiffen, insbesondere bei schlanken Containerschiffen, sind die Strömungsverhältnisse jedoch erheblich einfacher, numerische Hydrodynamik entsprechend erfolgversprechender.

⁵³Im internationalen Vergleich des Göteborg-Workshops waren viele Verfahren überhaupt nicht in der Lage, diesen "Hook" zu reproduzieren.

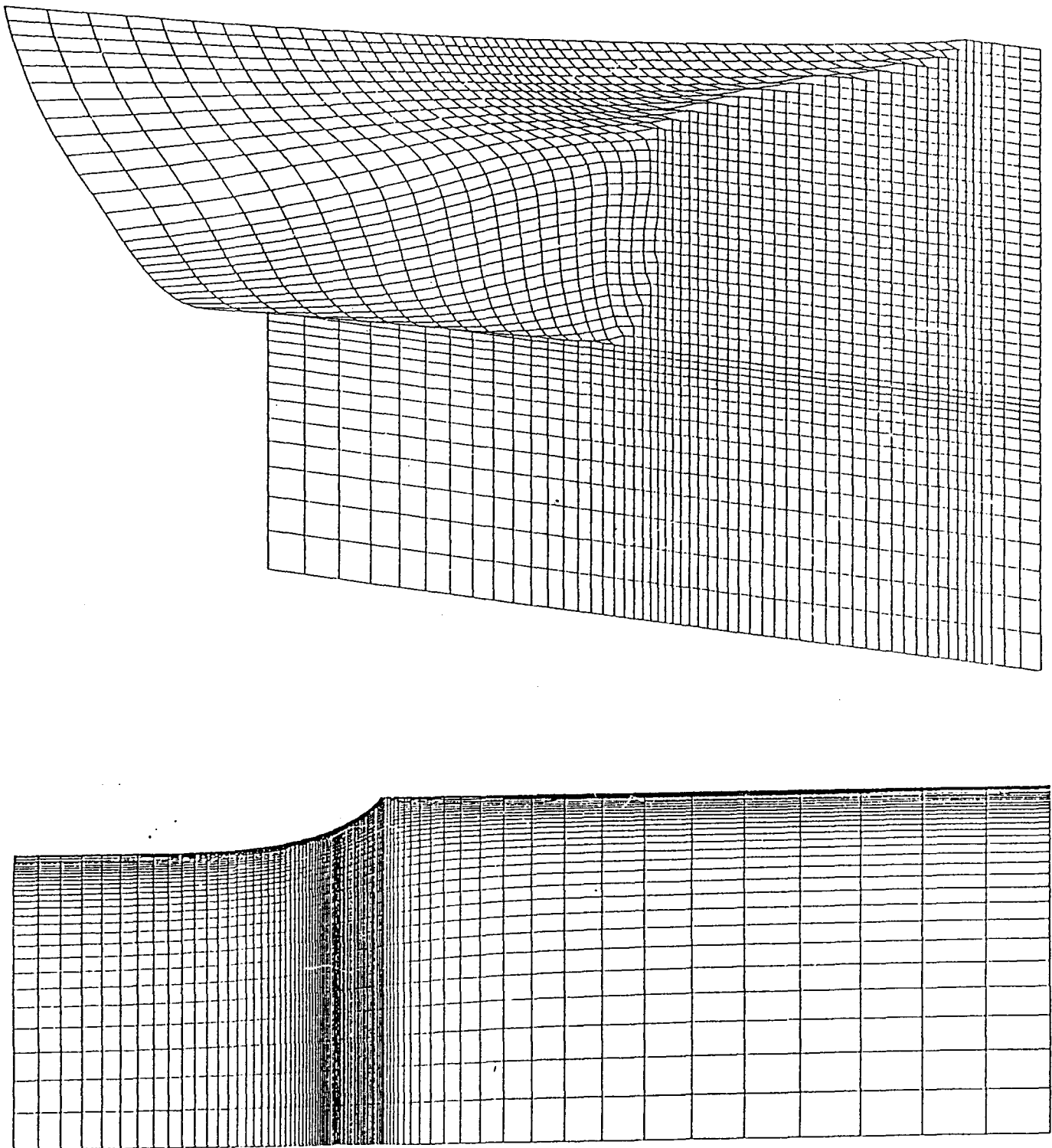


Abb.3.15: Details des Netzes für HSVA-Tanker. Einige Unstetigkeiten lassen sich an den Schiffsenden nicht vermeiden. Zellen wurden am Hinterschiff konzentriert, da besonders interessante Strömungsänderungen in diesem Bereich gut aufgelöst werden sollten.

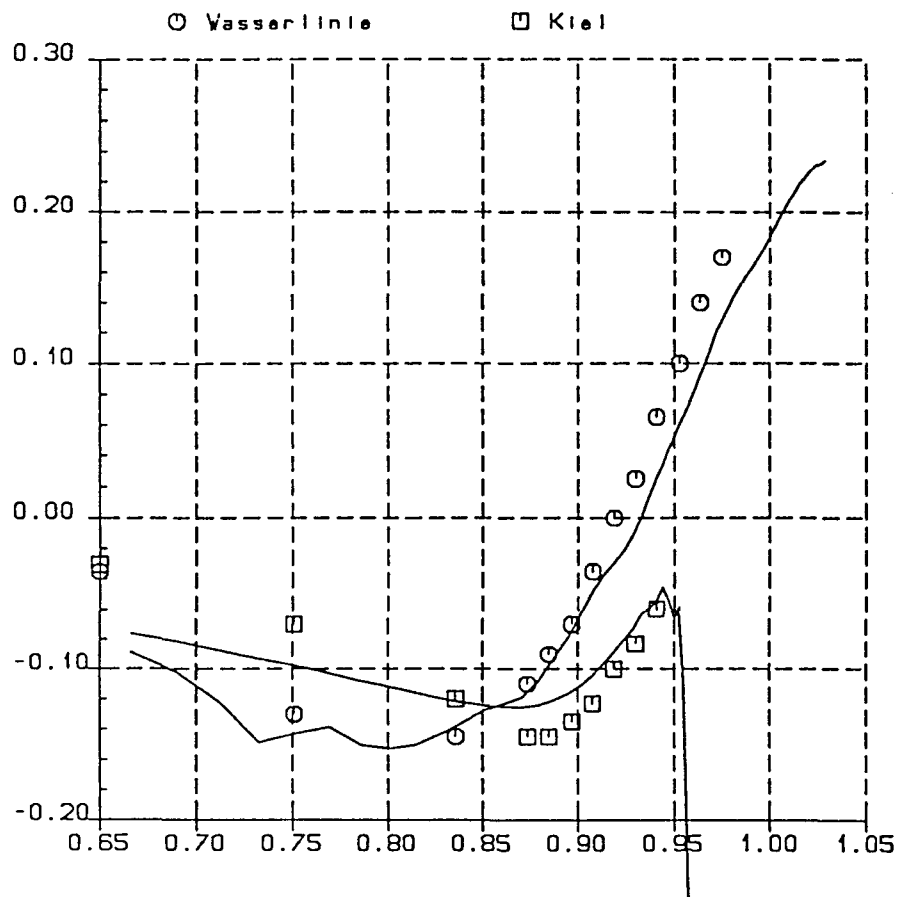


Abb.3.16: Druckbeiwert C_p in Längsrichtung (HL bei $x/L = 1.00$)

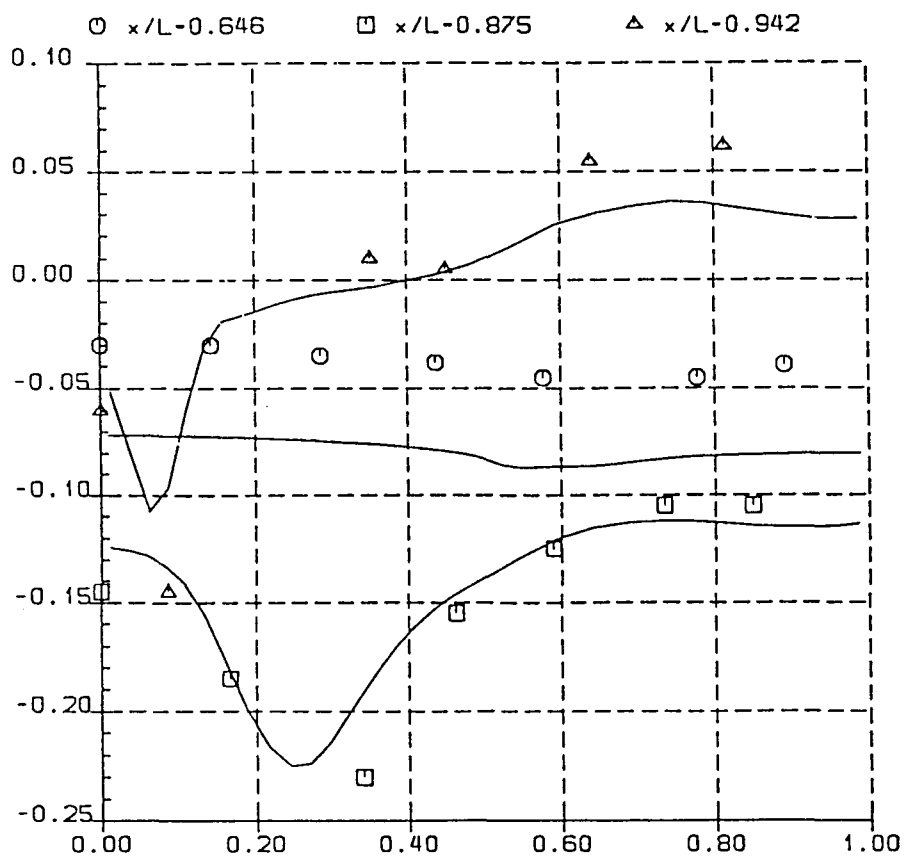


Abb.3.17: Druckbeiwert C_p in Umfangsrichtung

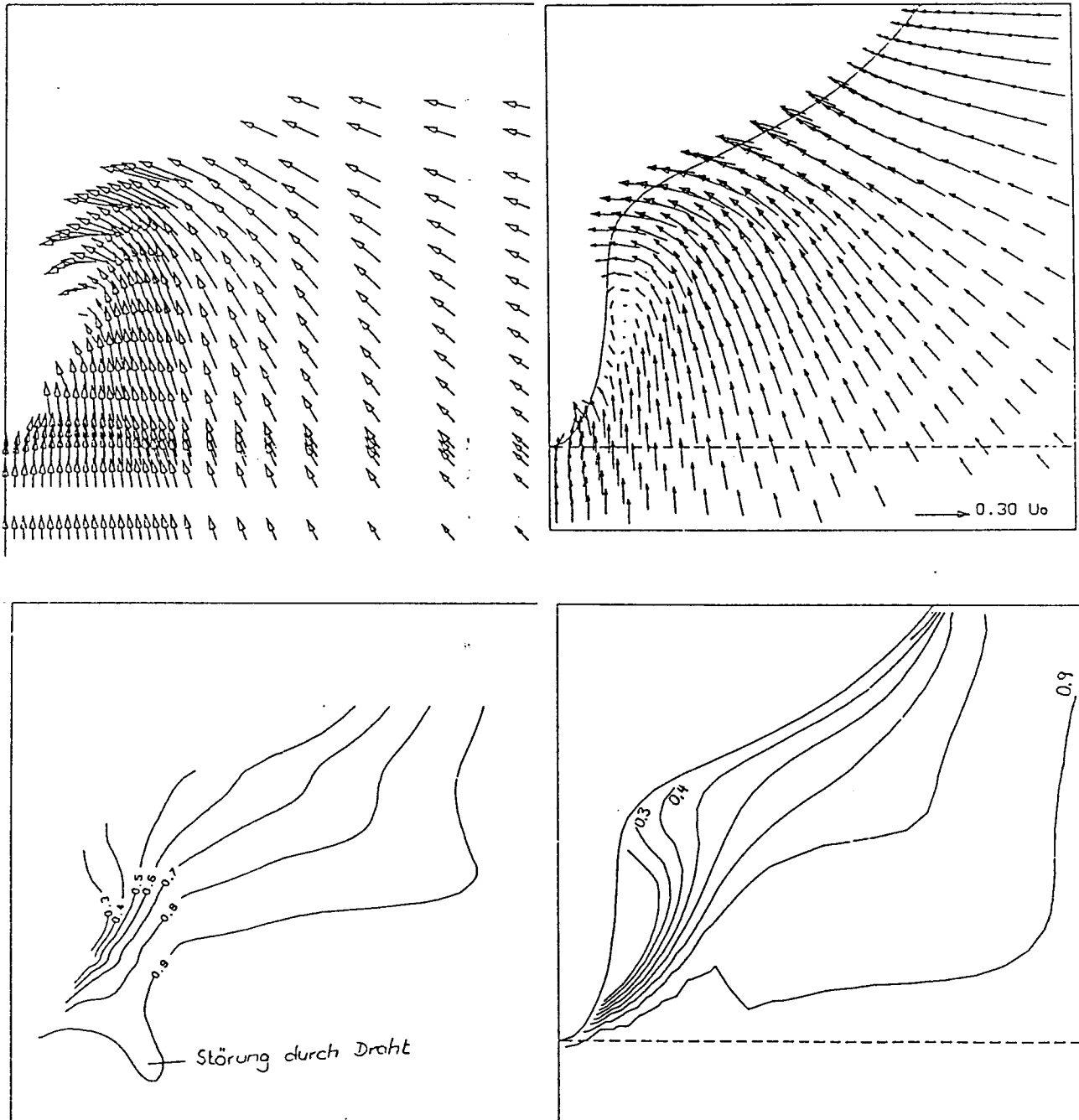


Abb.3.18: Isotachen und Querkomponenten der Geschwindigkeit bei $x/L = 0.953$
Experiment (links) und Rechnung (rechts)

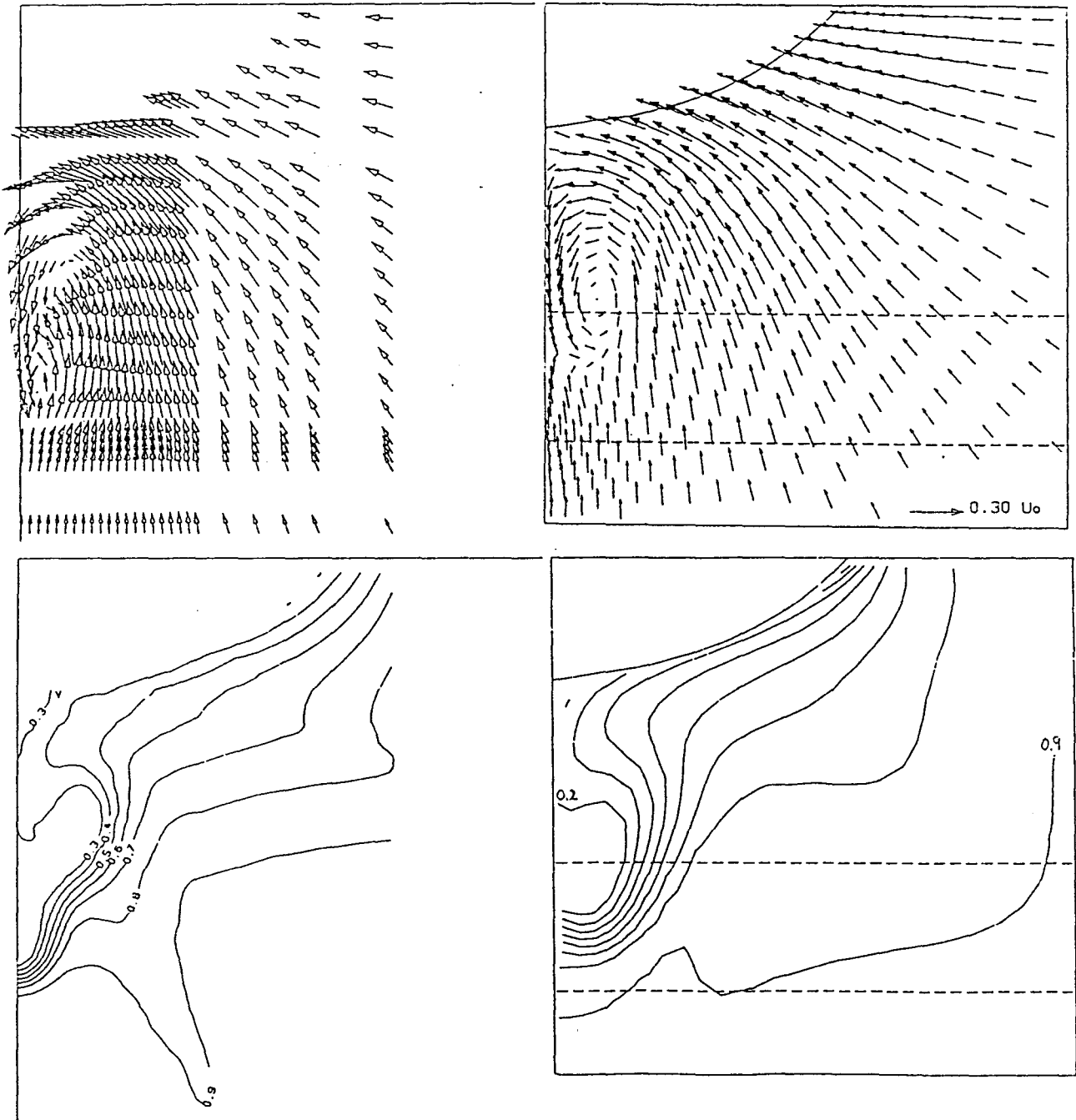


Abb.3.19: Isotachen und Querkomponenten der Geschwindigkeit bei $x/L = 0.977$
Experiment (links) und Rechnung (rechts)

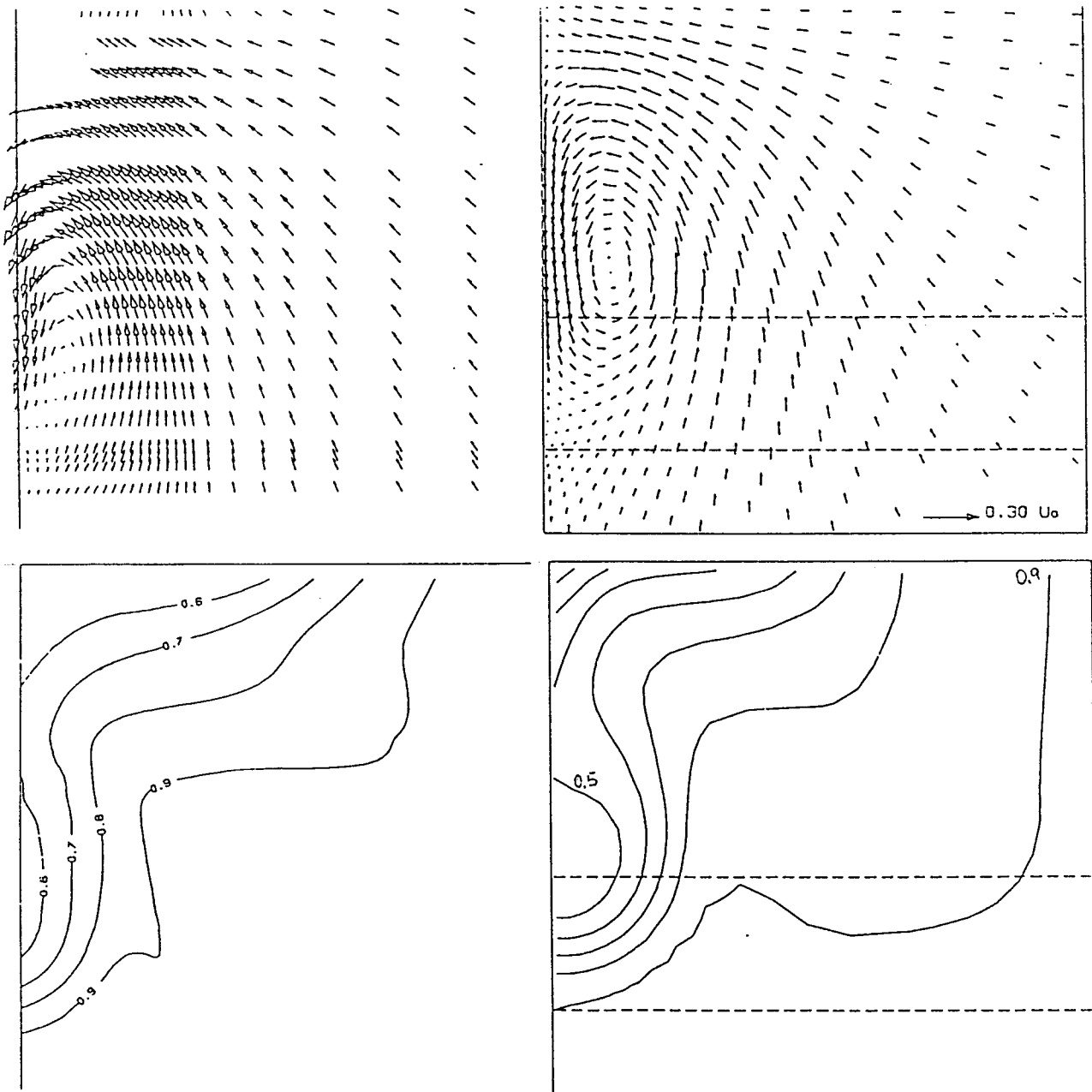


Abb.3.20: Isotachen und Querkomponenten der Geschwindigkeit bei $x/L = 1.039$
Experiment (links) und Rechnung (rechts)

3.4.3. Containerschiff "Hamburg Test Case"

Das Containerschiff "Hamburg Test Case" repräsentiert einen typischen Vertreter moderner Handelsschiffe mit niedrigem Blockkoeffizient, Abb.3.21, Tab.3.3, Albert et al. (1986). Bertram et al. (1992a) berichten u.a. für dieses Schiff detailliert über Validierungsversuche im Schlepptank und Rechnungen von Laudan, von denen nur die für die Praxis am relevantesten Ergebnisse qualitativ hier wiedergegeben werden.

Tabelle 3.3: Hauptabmessungen des "Hamburg Test Case"

Länge zwischen den Loten	L_{pp}	=	153.70	m
Länge eingetaucht	L_{OS}	=	163.29	m
Breite	B	=	27.50	m
Tiefgang vorderes Lot	T_F	=	9.20	m
Tiefgang hinteres Lot	T_A	=	10.30	m
Verdrängung	∇	=	26578.0	m ³
Benetzte Oberfläche	S	=	5454.0	m ²
Blockkoeffizient	C_B	=	0.645	

Für die Lösung der Reynolds-Gleichungen mit dem kommerziellen Programm STAR wurde der Flüssigkeitsraum mit etwa 150 000 Volumenzellen diskretisiert, Abb.3.22 und 3.23. Das zylindrische Rechenggebiet erstreckte sich von einer halben Schiffslänge vor dem Schiff bis eine Schiffslänge hinter dem Schiff. Der Radius des Zylinder war eine halbe Schiffslänge. Das k - ε -Modell erfaßt die Turbulenzerscheinungen.

Die Rechnungen wurden für Modell-Reynolds-Zahl ($10.7 \cdot 10^6$) und Froude-Zahl 0.238 durchgeführt. Die Übereinstimmung der Geschwindigkeitsverteilungen im Hinterschiff mit den Meßergebnissen ist für den Widerstandsversuch gut, Abb.3.24. Der Wirbel wird in seiner Lage und Stärke gut wiedergegeben. Gemessene und berechnete Querkomponenten der Geschwindigkeit unterscheiden sich am stärksten in Wandnähe. Dies bedeutet nicht notwendigerweise einen Fehler in der Rechnung, da die in Wandnähe gemessenen Geschwindigkeiten mit einer besonders großen Unsicherheit behaftet sind. Die Rechnungen konnten die experimentell bestimmte schwache Ausbuchtung der Isotachen in Höhe der Propellerwelle an der Außenhaut nicht reproduzieren. Diese Ausbuchtung wird vermutlich durch eine kleine Ablösezone hervorgerufen. Die Übereinstimmung mit den Messungen ist ähnlich gut für den Propulsionsversuch, Abb.3.25. Das Heranrücken der Isotachen an die Außenhaut wird gut wiedergegeben.

Die berechneten Druckverteilungen zeigen nur im Vorschiff gute Übereinstimmung mit Meßergebnissen, Abb.3.26. In diesem Bereich lassen sich aber auch mit einfachen potentialtheoretischen Methoden gut die Drücke berechnen. Die in den Messungen angegebenen Überdrücke im Mittschiffsbereich halte ich allerdings für unplausibel.

Der mit dem Programm direkt berechnete Widerstandsbeiwert war im Vergleich zum nach der ITTC-Formel berechneten Reibungsbeiwert viel zu klein. Der Widerstand wurde dabei aus der Summe aller örtlichen Schubspannungen in Längsrichtung und der Summe der Druckkräfte gebildet. Bei den Druckkräften ist die Differenz aus der Kraft auf das Vor- und das Hinterschiff klein und damit besonders anfällig gegen Rechenungenauigkeiten. Alternativ kann der Widerstand mit einer Gesamtimpuls-Betrachtung aus dem Nachlauf bestimmt werden, Bertram et al. (1992a). Der so bestimmte Widerstandsbeiwert von 0.003266 ist aber auch nicht geeignet für eine Prognose mit den Genauigkeitsanforderungen der Praxis.

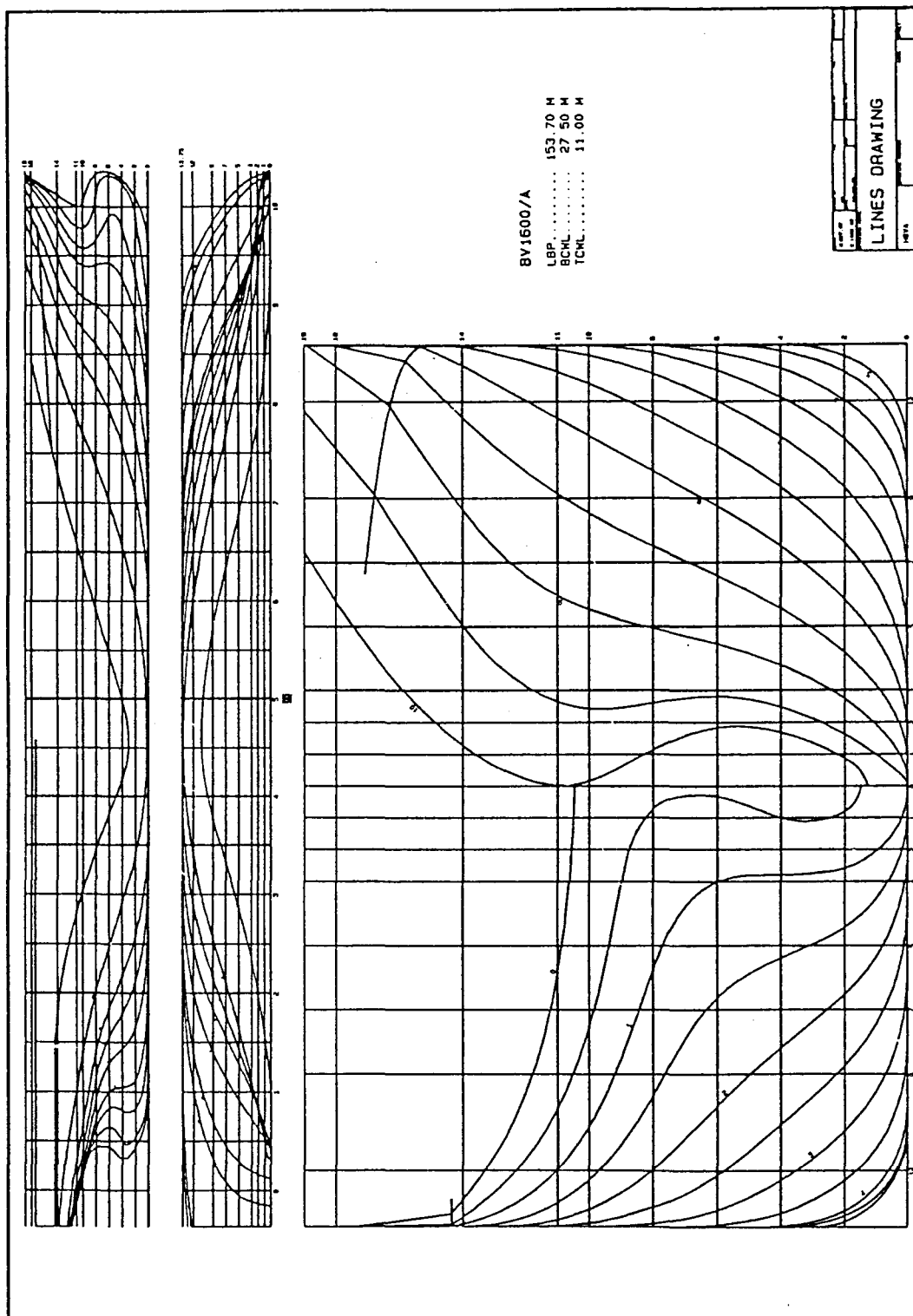


Abb.3.21: Spantenriß und Stevenkontur des "Hamburg Test Case"

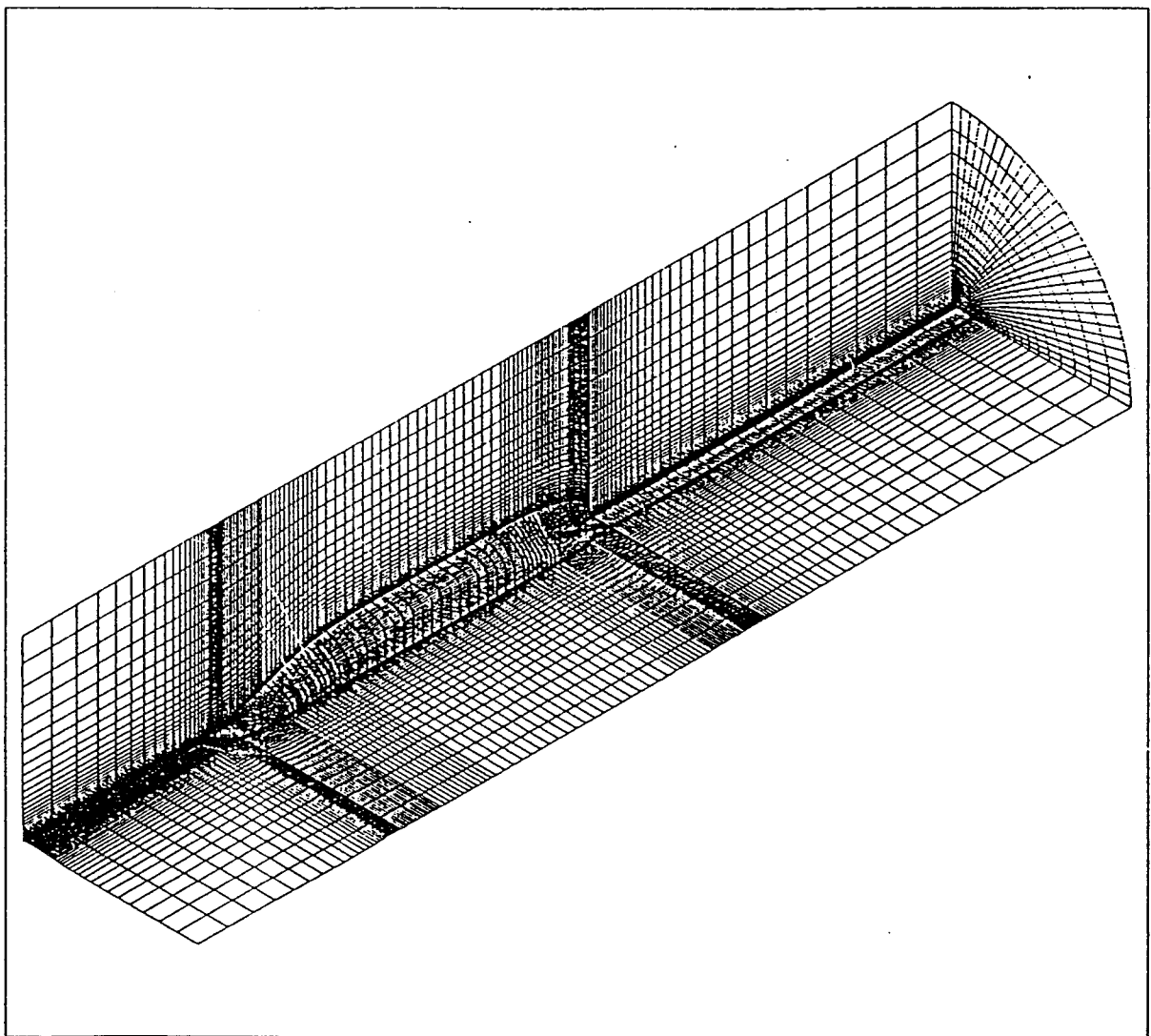


Abb.3.22: Berechnungsnetz für die "Hamburg Test Case", ca. 150 000 Zellen

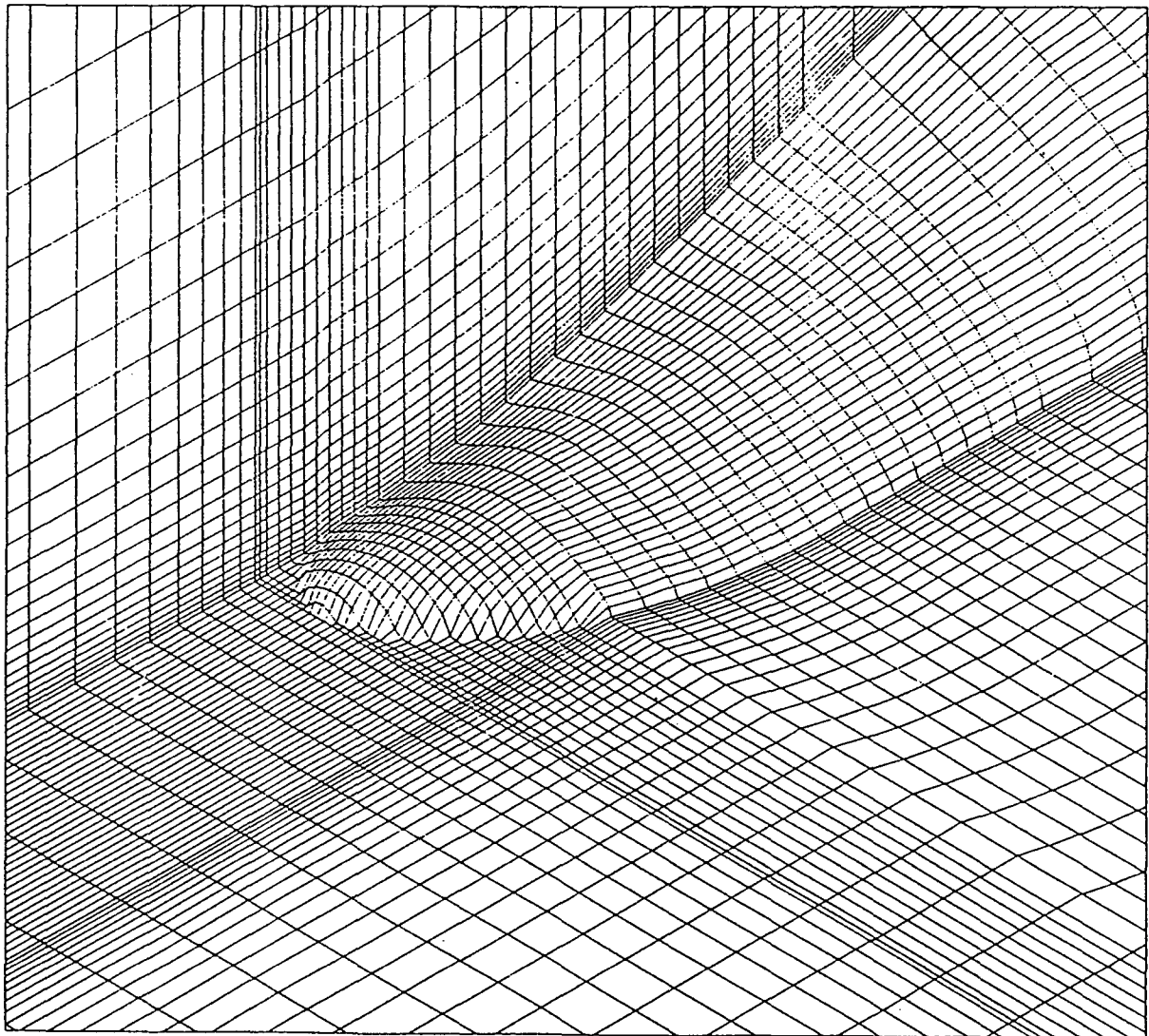


Abb.3.23: Ausschnitt aus dem Berechnungsnetz (Vorschiff)

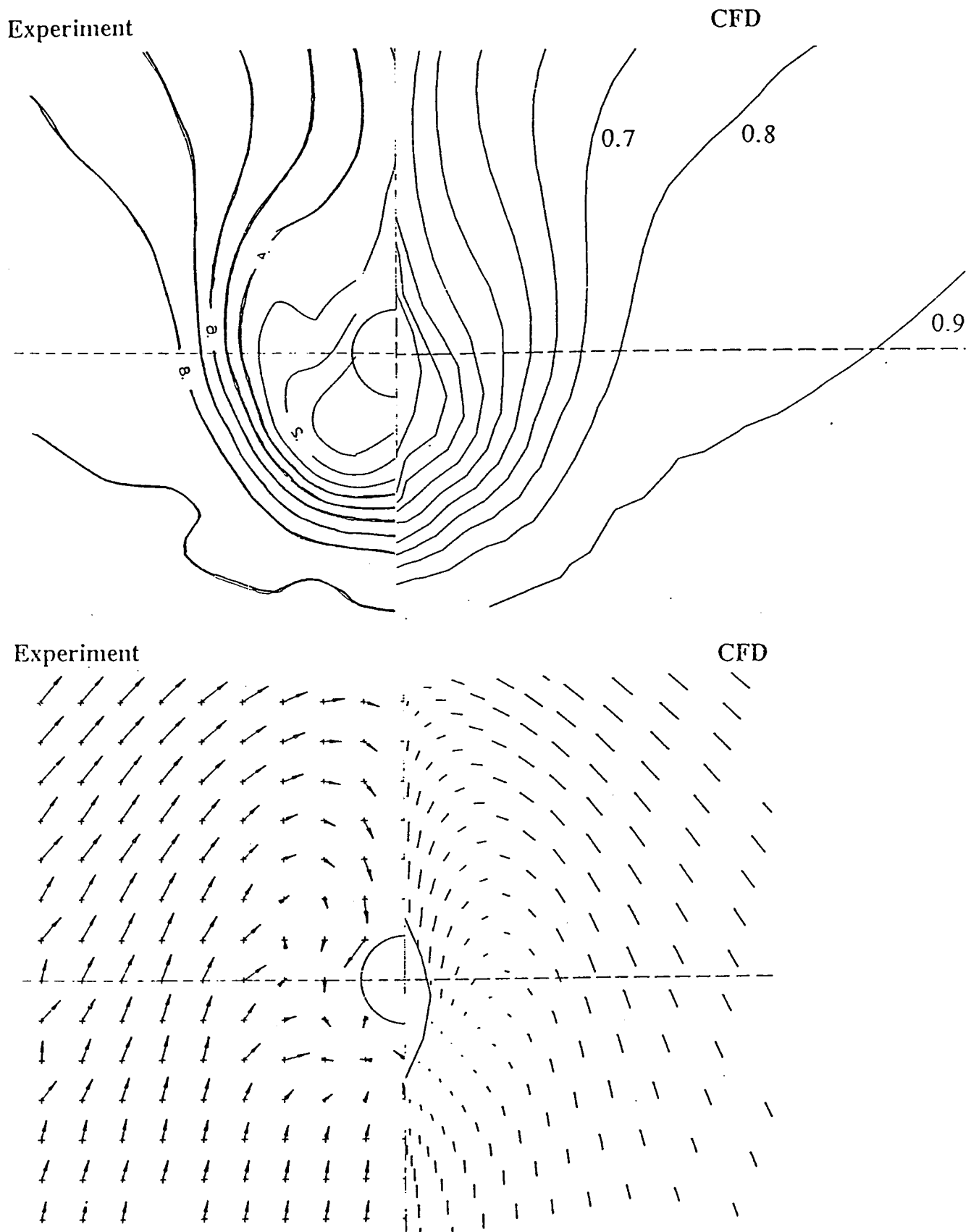
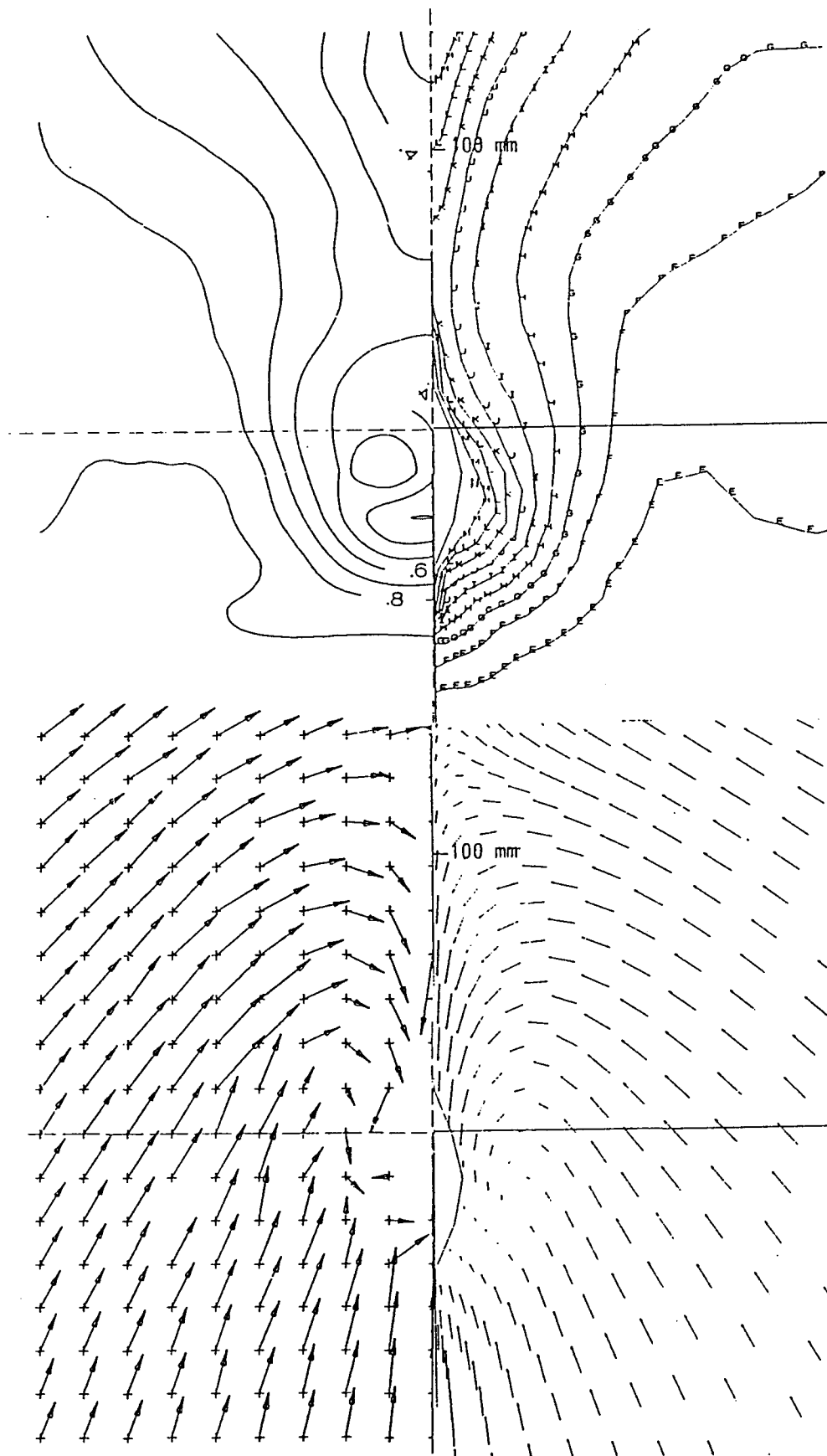


Abb.3.24: Widerstandsversuch: Isotachen (oben) und Richtungsfeld der Geschwindigkeiten (unten) in einem Schnitt kurz vor der Propeller-Ebene, $F_n = 0.238$, $R_n = 10.7 \cdot 10^6$



Experiment

CFD

Abb.3.25: Propulsionsversuch: Isotachen (oben) und Richtungsfeld der Geschwindigkeiten (unten) in einem Schnitt kurz vor der Propeller-Ebene, $F_n = 0.238$, $R_n = 10.7 \cdot 10^6$
Bei der Rechnung wurde Symmetrie angenommen

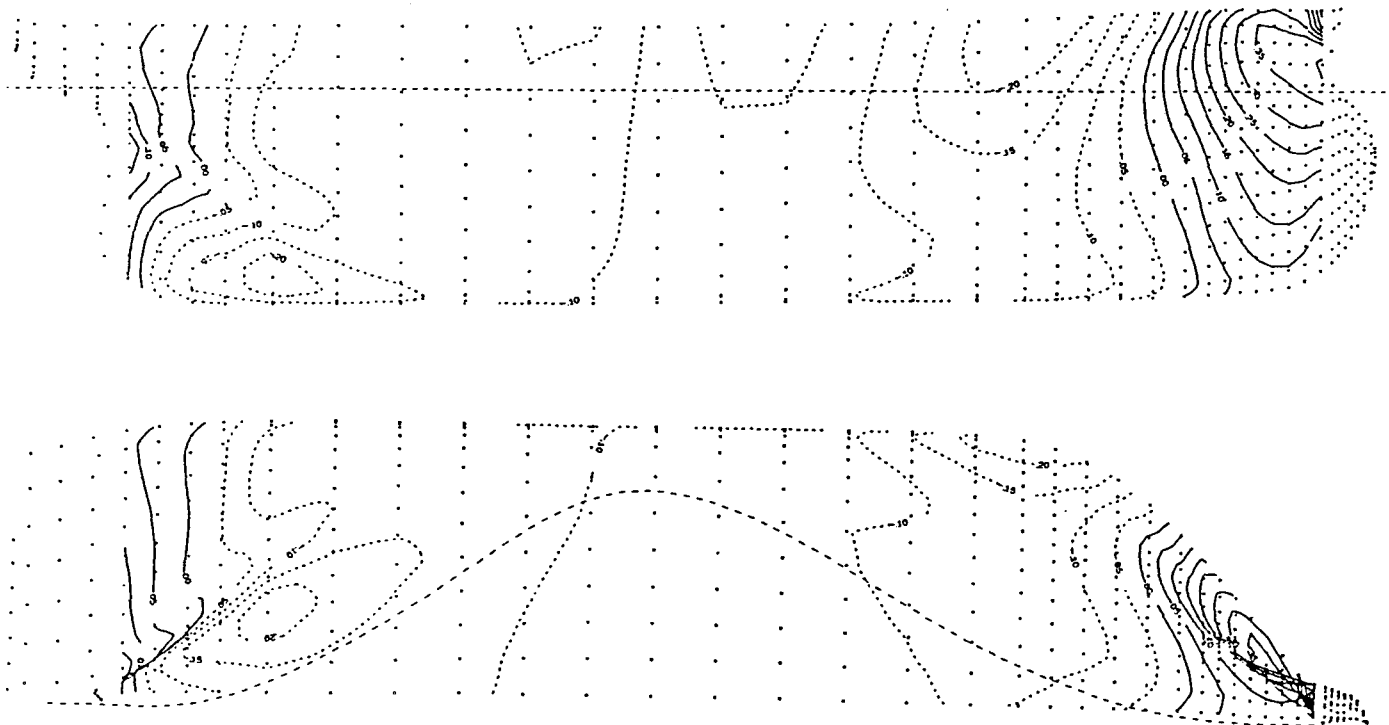
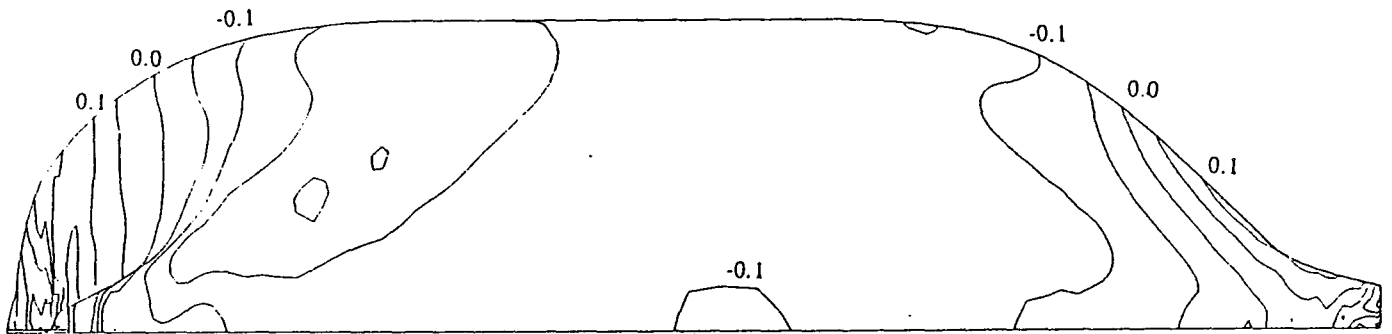
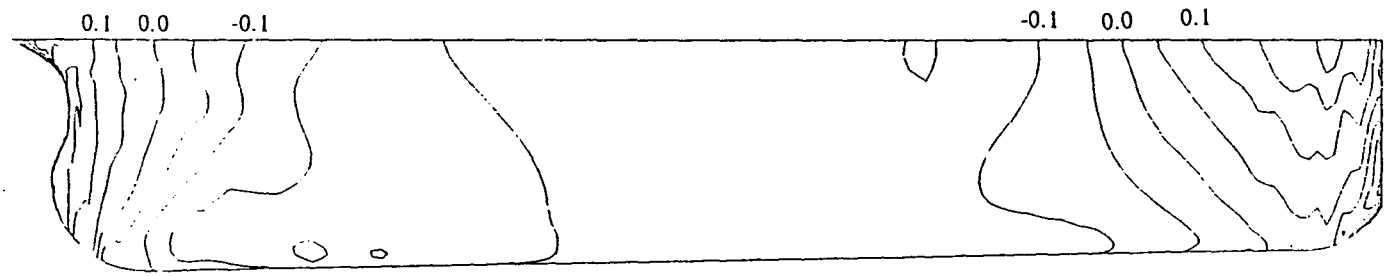


Abb.3.26: Druckfeld gerechnet (oben) und gemessen (unten)

3.4.4. Weitere Anwendungen

In der HSVA wurde von Streckwall die Strömung am Hinterschiff eines Zweischaubers untersucht. Dabei interessierte insbesondere der Einfluß der Wellenböcke auf die Nachstromverteilung in der Propellerebene. Eine modifizierte Schneekluth-Düse soll dabei die Strömungsverhältnisse günstig beeinflussen.

Abb.3.27 zeigt den relevanten Teil der Diskretisierung des Hinterschiffes und der Anhänge. Das Strömungsgebiet am Hinterschiff wurde bei den Rechnungen mit etwa 200000 Zellen aufgelöst. Eine Rechnung mit einfachen Stromauf-Differenzen (UDS) konnte einen Nachlauf der einzelnen Wellenbockarme nicht reproduzieren. Lineare Stromauf-Differenzen (LUDS) lieferten stattdessen einen deutlichen Nachlauf der Wellenbockarme, Abb.3.28, der jedoch auf älteren Nachstrom-Messungen der HSVA nicht zu finden war. Diese Messungen waren wie üblich mit Drucksonden in einem Winkelabstand von 10° gemessen worden. Die Diskrepanz aus Rechnung und Messung führte zu erneuter Vermessung des Nachstroms mit einer Winkeleinteilung von 5° im HYKAT⁵⁴ der HSVA, die wie erwartet die Strömung fein genug auflösten, um den von der Rechnung vorhergesagten Nachlauf auch zu erfassen.

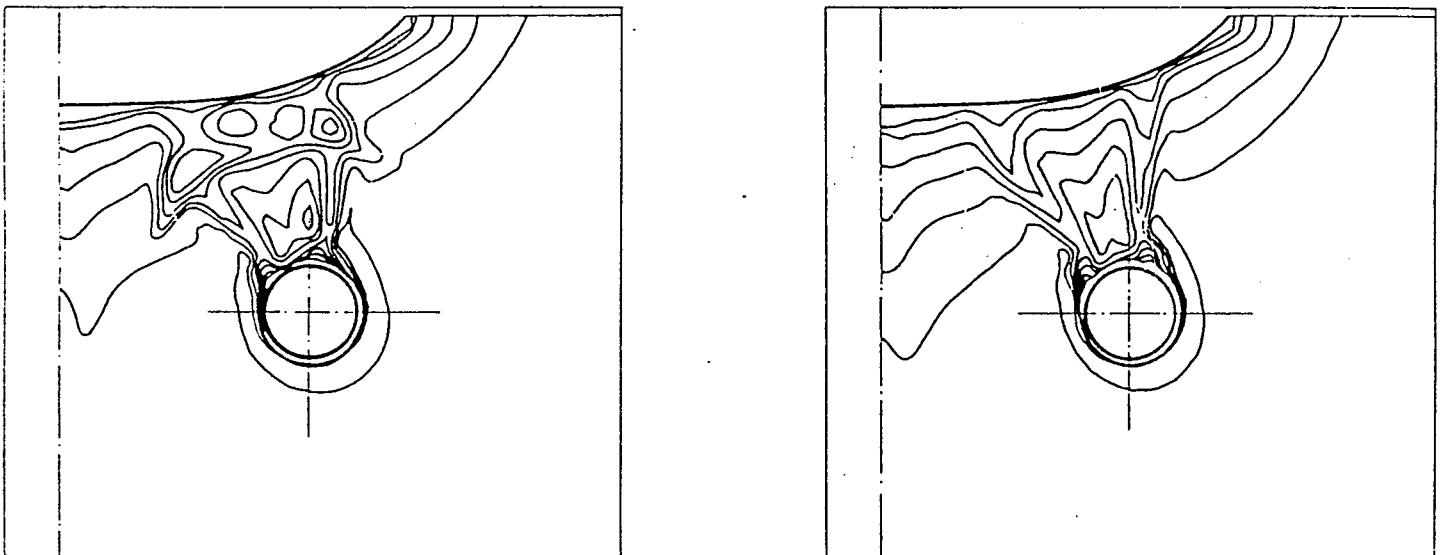


Abb.3.28: Isotachen des Nachstroms in der Propellerebene eines Zweischaubers, links mit modifizierter Schneekluth-Düse an den Wellenböcken, rechts ohne Teildüse. Anders als in ersten Experimenten konnte der Einfluß der Wellenböcke deutlich reproduziert werden.

⁵⁴HYdrodynamik- und KAvitations-Tunnel, Weitendorf und Friesch (1990)

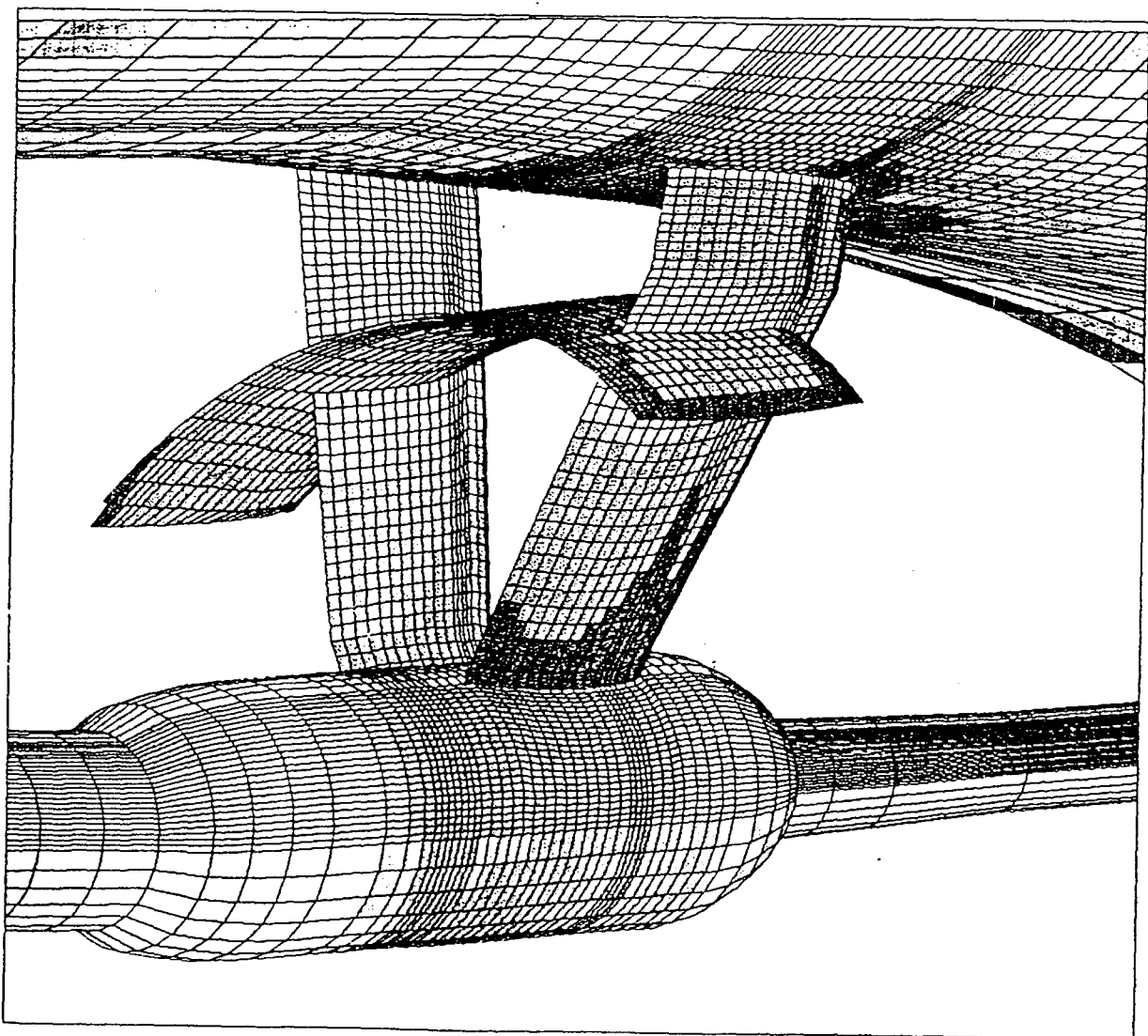


Abb.3.27: Wellenbock, Wellenbockarme und modifizierte Schneekluth-Düse am Hinterschiff eines Zweischaubers

4. Nichtviskose Strömung mit Wellen

4.1. Das Wellenwiderstandsproblem

Die Gleichungen werden in einem Kartesischen Koordinatensystem formuliert, Abb.4.1.

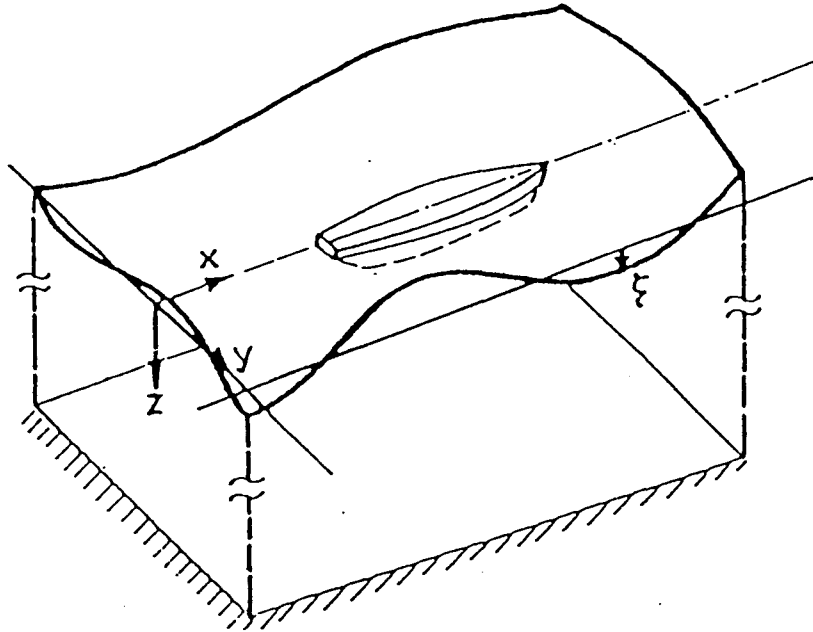


Abb.4.1: Koordinatensystem

Für das Wellenwiderstandsproblem werden folgende Vereinfachungen⁵⁵ vorausgesetzt:

- Wasser ist inkompressibel, rotationsfrei und frei von Zähigkeit.
- Die Oberflächenspannung wird vernachlässigt.
- Brechende Wellen werden ausgeschlossen.
- Der Schiffsrumpf hat keine Knicke quer zur Strömungsrichtung.
- Anhänge und der Propeller werden weggelassen.⁵⁶

Das Geschwindigkeitspotential ϕ erfüllt die Laplace-Gleichung im gesamten Flüssigkeitsraum:

$$\Delta\phi = \phi_{xx} + \phi_{yy} + \phi_{zz} = 0 \quad (30)$$

Die eindeutige Beschreibung der Strömung erfordert außerdem Bedingungen an allen Rändern der Flüssigkeit bzw. des modellierten Flüssigkeitsraums. Diese Bedingungen sind:

- *Neumann-Bedingung:*
Wasser dringt nicht durch die Schiffsoberfläche

$$\vec{n} \cdot \nabla\phi = 0 \quad (31)$$

$\vec{n}$ ist der Einheitsnormalenvektor auf der Schiffsoberfläche.

⁵⁵Diese Annahmen beschränken die Anwendung typischerweise auf konventionelle Verdrängungsschiffe mit Froude-Zahlen $F_n < 0.4$.

⁵⁶Die Einbeziehung des Propellers erscheint kaum sinnvoll, solange viskose Einflüsse vernachlässigt werden.

- Bedingung am Spiegelheck:

Für Schiffe mit Spiegelheck wird gewöhnlich angenommen, daß durch Abreißen der Strömung der Spiegel in Fahrt nicht benetzt ist. An der Außenkante des Spiegels ($z = z_T$) wird dann Luftdruck erzwungen, Söding et al. (1989). Dabei wird angenommen, daß die Strömung nur in Längsrichtung verläuft:

$$\phi_x = -U \sqrt{1 + \frac{2g}{U^2} z_T} \quad (32)$$

Dabei ist g die Erdbeschleunigung und U die Schiffsgeschwindigkeit. Für Punkte oberhalb der Staudruckhöhe $U^2/2g$ läßt sich Formel (32) nicht ansetzen. Hier wird einfach gefordert:

$$\phi_x = -U \quad (33)$$

Für $2gz_T \ll U^2$ führt eine linearisierte Reihenentwicklung von (32) auf die Bedingung von Telste und Reed (1993):

$$\phi_x = -U \left(1 + \frac{gz_T}{U^2} \right) \quad (34)$$

- Kinematische Bedingung:

Wasser dringt nicht durch die Wasseroberfläche $z = \zeta$

$$\nabla \phi \cdot \nabla \zeta = \phi_z \quad (35)$$

(Zur Vereinfachung schreiben wir $\zeta(x, y, z)$ mit $\zeta_z = \partial \zeta / \partial z = 0$.)

- Dynamische Bedingung:

An der Wasseroberfläche $z = \zeta$ herrscht Luftdruck

$$\frac{1}{2}(\nabla \phi)^2 - gz = \frac{1}{2}U^2 \quad (36)$$

- Strahlungsbedingung:

Vom Schiff erzeugte Wellen treten nur in einem Sektor hinter dem Schiff auf.

- Abklingbedingung:

Weit vom Schiff entfernt ist die Störung der Strömung durch das Schiff abgeklungen

$$\lim_{x^2+y^2+z^2 \rightarrow \infty} \nabla \phi = (-U, 0, 0) \quad (37)$$

- Bedingung des offenen Rands:

Vom Schiff erzeugte Wellen laufen unreflektiert durch einen etwaigen Rand des Rechengebiets.

- Das Schiff befindet sich im dynamischen Gleichgewicht, d.h. Trimm und Absenkung stellen sich so ein, daß die dynamische Vertikalkraft und das trimmende Moment ausgeglichen werden.

Die Abklingbedingung ersetzt die Bedingung des offenen Randes, wenn sich der Rand des Berechnungsgebiets ins Unendliche verschiebt.

Das Wellenwiderstandsproblem ist in den letzten 100 Jahren von vielen Mathematikern und Ingenieuren bearbeitet worden. Die klassischen Methoden machen zusätzlich zu den angesprochenen physikalischen Vereinfachungen noch weitere mathematische Vereinfachungen. Diese Näherungen implizieren Beschränkungen hinsichtlich der Schiffsform: das Schiff wird entweder in Michells (1898) *Thin-Ship-Theory* als "dünn" (Breite/Länge sehr klein) oder in der

Slender-Ship-Theory, z.B. Noblesse (1983) als "schlank" (Breite/Länge und Tiefgang/Länge sehr klein) angenommen. Reale Schiffsformen erfüllen diese Voraussetzungen gewöhnlich nicht ausreichend⁵⁷. Die Folge sind unakzeptable Unterschiede zwischen den Ergebnissen dieser Berechnungsmethoden und Experimenten. Signaturuntersuchungen, bei der die Satellitenerkennung von Schiffen aus ihrem Wellenbild weit hinter dem Schiff eine Rolle spielt, haben bei diesen Verfahren in Amerika zu einer Renaissance geführt, z.B. Noblesse und Hendrix (1990). In der industriellen Praxis haben sich dagegen Panel-Methoden durchgesetzt, auf die im folgenden näher eingegangen wird.

4.2. Panel-Methoden

Panel-Methoden stellen die Strömung durch Überlagerung von Rankine-Quellen dar. Klassische Methoden benutzen Kelvin- oder Havelock-Quellen, die automatisch in grober Näherung eine Kombination aus dynamischer und kinematischer Bedingung an der Wasseroberfläche erfüllen. Diese Elemente sind mathematisch sehr kompliziert und erfordern große Sorgfalt bei der numerischen Auswertung, Noblesse (1989). *Rankine-Quellen* dagegen sind recht einfach. Eine Rankine-Punktquelle stellt das Potential als Faktor geteilt durch Abstand zwischen Punktquelle und betrachtetem Punkt im Flüssigkeitsraum dar. Der Faktor gibt die Quellstärke an. Die Ableitung des Potentials in beliebiger Raumrichtung gibt die Geschwindigkeit in diese Richtung an. Diese mathematische Operation ist bei Rankine-Quellen sehr einfach durchzuführen.

Ein *Panel* verteilt Rankine-Quellen (mit vorgegebener einfacher Verteilung der Quellstärke) über eine Fläche. Der Übergang von Punktquelle zu Panel ist ähnlich wie der Übergang von der Punktlast zur Flächenlast in der Strukturanalyse. Panel werden auch als Flächensingularitäten bezeichnet. Für Abstand Null wird das Potential der Rankine-Quelle unendlich. Man bezeichnet dieses Verhalten als Singularität. Für diesen Fall ist eine numerische Auswertung unmöglich. Für einen Punkt innerhalb eines Panels läßt sich aber die Singularität im Integral zur Geschwindigkeit analytisch beheben. Man kommt also durch mathematische Umformungen zu anderen Ausdrücken direkt auf dem Panel, die man wieder numerisch auswerten kann. Zwischen diesem Punkt direkt auf dem Panel und einem Bereich "weit" entfernt von dem Panel gibt es eine Übergangszone, die numerisch kritisch ist. Diese Übergangszone liegt in der Größenordnung einer Panel-Abmessung. Kapitel 4.3. geht im Detail auf die wichtigsten Rankine-Paneltypen ein.

Panel-Verfahren teilen die Oberfläche, an der eine Randbedingung numerisch erfüllt werden soll, in eine endliche Anzahl diskreter Kollokationspunkte und eine entsprechenden Anzahl Panel auf. An den Kollokationspunkten wird eine gewünschte Bedingung durch Anpassung der zunächst unbekannten Quellstärken exakt erfüllt. Man hofft, daß dann zwischen diesen Punkten die entsprechende Bedingung zumindest in guter Näherung erfüllt sein wird. Panel-Verfahren erfüllen a priori die Laplace-Gleichung und die Abklingbedingung. Durch Spiegelung der Panel am Gewässerboden läßt sich auch die Bodenbedingung bei Flachwasser automatisch erfüllen. Entsprechend ließe sich durch wiederholtes Spiegeln an vertikalen Kanalwänden die Kanalwandbedingung erfüllen. Eine Behandlung der Kanalwand entsprechend zur Schiffsaußenhaut (Neumann-Bedingung) erlaubt aber prinzipiell auch die Behandlung nicht-senkrechter Wände.

⁵⁷Eine Ausnahme bilden SWATH Schiffe. Die außergewöhnlich schlanke Form der Schiffe führt zu guten Prognosen für schnelle SWATH-Schiffe, die typischerweise im Froude-Zahl-Bereich zwischen 0.7 und 0.8 operieren.

4.2.1. Bedingungen an Kollokationspunkten

Neumann-Bedingung und eine kombinierte Bedingung aus kinematischer und dynamischer Bedingung werden numerisch an Kollokationspunkten erfüllt. Ein wesentliches Qualitätskriterium für ein Verfahren zur Berechnung des Wellenwiderstands ist, welche Randbedingung an der Wasseroberfläche erfüllt wird. Die Kombination von dynamischer und kinematischer Randbedingung eliminiert die zunächst unbekannte Wellenerhebung:

$$\frac{1}{2}\nabla\phi \cdot \nabla(\nabla\phi)^2 - g\phi_z = 0 \quad (38)$$

Diese Gleichung ist immer noch an $z = \zeta$ zu erfüllen. Ist die Geschwindigkeit (nach Lösung der Gleichung) bekannt, so gibt die dynamische Bedingung die Wellenerhebung.

Klassische Verfahren linearisieren die Unterschiede zwischen der wirklichen Strömung und Parallelanströmung, um die nichtlineare Randbedingung in die lineare *Kelvin-Bedingung* an der ungestörten Wasseroberfläche $z = 0$ zu überführen:

$$U^2\phi_{xx} - g\phi_z = 0 \quad (39)$$

Diese sehr grobe Näherung wird bei Panel-Verfahren allenfalls für Vergleichsrechnungen wie von Raven (1990) angewandt und ist für die Praxis unakzeptabel. Dawson (1977) schlägt als bessere Näherung das Potential der Doppelkörperströmung Φ und die ungestörte Wasseroberfläche vor. Mit Doppelkörperlinearisierungen arbeiten z.B. Aanesland (1989) in Norwegen, Nakos (1990) am MIT, Raven (1990) in Holland und Lalli et al. (1992) in Italien. Dawson bezeichnet mit dem Index ℓ Ableitungen in Richtung der Doppelkörperströmung. Die in der Originalveröffentlichung angegebene Randbedingung ist inkonsistent durch Fehler bei den mathematischen Umformungen. Dawson linearisiert (38) an der ungestörten Wasseroberfläche $z = 0$ zu:

$$\nabla\Phi \cdot \nabla \left[-(\nabla\Phi)^2 + \nabla\Phi \cdot \nabla\phi \right] + \frac{1}{2}\nabla\phi \cdot \nabla(\nabla\Phi)^2 - g\phi_z = 0 \quad (40)$$

Da in dieser Gleichung alle Ausdrücke an $z = 0$ ausgewertet werden, fehlt eigentlich eine Taylor-Entwicklung um $z = \zeta$ für eine konsistente Linearisierung. Diese Inkonsistenz wird von den meisten später veröffentlichten Verfahren übernommen. Teilweise nimmt man die Inkonsistenz bewußt in Kauf, da sie das Auswerten höherer Ableitungen erspart.

Dawson bezeichnet mit dem Index ℓ Ableitungen entlang Stromlinien der Doppelkörperströmung. Es gilt dann für skalare oder vektorielle Felder H :

$$H_\ell = \frac{1}{|\nabla\Phi|}(\nabla\Phi \cdot \nabla)H \quad (41)$$

Insbesondere gilt $\Phi_\ell = |\nabla\Phi|$. (40) wird dann zu:

$$\Phi_\ell\Phi_{\ell\ell}\phi_\ell + \Phi_\ell^2 + \Phi_\ell(\nabla\phi \cdot \nabla)\Phi_\ell - g\phi_z = 2\Phi_\ell^2\Phi_{\ell\ell} \quad (42)$$

Dawson setzt nun $\nabla\phi \cdot \nabla\Phi_\ell = \phi_\ell\Phi_{\ell\ell}$. Bertram und Jensen (1987), Jensen (1988a) und Raven (1988) zeigen auf unterschiedliche Weise, daß dies in der Regel nicht gilt! Es ergibt sich dann die elegante, aber inkonsistente Formulierung:

$$(\Phi_\ell^2\phi_\ell)_\ell - g\phi_z = \Phi_\ell^2 + \Phi_{\ell\ell} \quad (43)$$

Jensen (1988a) gibt eine konsistente Doppelkörper-Formulierung:

$$|\nabla\Phi|(-(\nabla\Phi)^2 + \nabla\Phi \cdot \nabla\phi)_\ell + |\nabla\Phi|\nabla\phi(\nabla\Phi)_\ell - g\phi_z$$

$$-\frac{1}{2}\Phi_{zz}(-(\nabla\Phi)^2 + 2\nabla\Phi\nabla\phi - U^2) = 0 \quad (44)$$

wobei Φ das Näherungspotential, in diesem Fall also das Potential der Doppelkörperströmung, bezeichnet.

Delhommeau (1992) vereinfacht die Oberflächenrandbedingung (38) an $z = \zeta$ durch bewußtes Weglassen aller z -Ableitungen bis auf den Term $g\phi_z$:

$$\phi_x^2\phi_{xx} + 2\phi_x\phi_y\phi_{xy} + \phi_y^2\phi_{yy} - g\phi_z \approx 0 \quad (45)$$

Für höhere Geschwindigkeiten und Wasserlinien-Einlaufwinkel stumpfer als 20° läßt sich mit einer entsprechend hergeleiteten Randbedingung zur iterativen Lösung des nichtlinearen Problems keine Konvergenz erzielen.

Musker (1988) und Maruo und Ogiwara (1985) und Ogiwara und Masuko (1986) in Japan präsentieren nichtlineare Annäherungen an die korrekte Randbedingung. Diese nichtlinearen Verfahren sollten nicht verwechselt werden mit Verfahren, die die korrekte nichtlineare Randbedingung (38) iterativ erfüllen. Derartige Verfahren existieren in Schweden bei SSPA/Flowtech, Ni(1987), in Deutschland bei der HSVA, Jensen (1988a), in den USA am DTRC, Kim and Lucas (1990,1992), und in Holland bei MARIN, Raven (1992).

Jensen et al. (1986) nähern Potential ϕ und Wellenerhebung ζ durch beliebige Näherungen Φ und Z an. Linearisierung um die Näherung des Potentials führt an $z = Z$ von (38) auf:

$$\nabla\Phi \cdot \nabla \left(\frac{1}{2}(\nabla\Phi)^2 + \nabla\Phi \cdot \nabla(\phi - \Phi) \right) + \nabla(\phi - \Phi) \cdot \nabla \left(\frac{1}{2}(\nabla\Phi)^2 \right) - g\phi_z = 0 \quad (46)$$

Φ und $\phi - \Phi$ werden in eine Taylor-Reihe um Z entwickelt, die nach dem linearen Glied abgebrochen wird; Produkte von $\zeta - Z$ mit Ableitungen von $\phi - \Phi$ werden vernachlässigt. Dies gibt an $z = \zeta$:

$$\begin{aligned} & \nabla\Phi \cdot \nabla \left(\frac{1}{2}(\nabla\Phi)^2 + \nabla\Phi \cdot \nabla(\phi - \Phi) \right) + \nabla(\phi - \Phi) \cdot \nabla \left(\frac{1}{2}(\nabla\Phi)^2 \right) - g\phi_z \\ & + \left[\frac{1}{2}\nabla\Phi \cdot \nabla(\nabla\Phi)^2 - g\Phi_z \right]_z (\zeta - Z) = 0 \end{aligned} \quad (47)$$

Eine konsistente Linearisierung um Φ und Z ersetzt ζ durch einen nur von Z , $\Phi(Z)$ und $\phi(Z)$ abhängigen Ausdruck. ζ nach (36) wird dazu ebenfalls in eine abgebrochene Taylor-Reihe entwickelt und linearisiert an $z = Z$ angesetzt:

$$\zeta = \frac{1}{2g} \left(2\nabla\Phi \cdot \nabla\phi - (\nabla\Phi)^2 + 2\nabla\Phi \cdot \nabla\Phi_z (\zeta - Z) - U^2 \right) \quad (48)$$

$$\zeta - Z = \frac{\frac{1}{2} (2\nabla\Phi \cdot \nabla\phi - (\nabla\Phi)^2 - U^2) - gZ}{g - \nabla\Phi \cdot \nabla\Phi_z} \quad (49)$$

Durch Einsetzen in (47) erhält man die konsistent linearisierte Randbedingung an $z = Z$:

$$\begin{aligned} & \nabla\Phi \nabla \left[-(\nabla\Phi)^2 + \nabla\Phi \cdot \nabla\phi \right] + \frac{1}{2}\nabla\phi \nabla(\nabla\Phi)^2 - g\phi_z + \\ & + \frac{\left[\frac{1}{2}\nabla\Phi \nabla(\nabla\Phi)^2 - g\Phi_z \right]_z}{g - \nabla\Phi \cdot \nabla\Phi_z} \left(\frac{1}{2} \left[-(\nabla\Phi)^2 + 2\nabla\Phi \cdot \nabla\phi - U^2 \right] - gZ \right) = 0 \end{aligned} \quad (50)$$

wobei Φ und Z die allgemeinen Näherungen für Potential und Wellenerhebung sind. Der Nenner im letzten Term wird Null für vertikale Teilchenbeschleunigung gleich Erdbeschleunigung. Tatsächlich wird die Strömung bereits vorher bei etwa 0.6 bis 0.7g instabil.

4.2.2. Speziell numerisch behandelte Bedingungen

Wellen an der Wasseroberfläche breiten sich nur stromabwärts aus. Diese *Strahlungsbedingung* muß durch numerische Tricks erzwungen werden. Die meisten Verfahren benutzen dazu spezielle Finite-Differenzen(FD)-Operatoren, um zweite Ableitungen des Potentials zu bilden, die in der Randbedingung an der Wasseroberfläche auftreten. Wenn man diese Ableitungen numerisch mit Hilfe von ersten Potentialableitungen am untersuchten Punkt sowie an einigen stromaufwärts liegenden Punkten bestimmt, so haben stromabwärts liegende Strömungszustände kaum Einfluß auf den betrachteten Punkt, wie dies die Strahlungsbedingung fordert.

Dawson (1977) schlägt einen speziellen Vier-Punkt-Differenzenoperator für zweite Ableitungen in Stromlinienrichtung vor, bei dem außer dem jeweiligen Kollokationspunkt lediglich stromauf liegende Punkte benutzt werden. Seine Methode verlangt daher auch an Stromlinien der Näherungslösung (Doppelkörperströmung) orientierte Netze. Der verwendete Operator wurde von Dawson mit Testrechnungen für ebene Strömung mit der einfachen Kelvinbedingung (39) empirisch gefunden. Kriterien waren dabei, daß die Wellenlänge der analytisch gefundenen entsprechen und die Wellenamplitude in einem Abstand von der Strömung konstant sein sollte. Dawson nähert die Ableitung nach ℓ von irgendeiner Funktion H im Punkt i numerisch an durch

$$H_{\ell i} \approx CA_i H_i + CB_i H_{i-1} + CC_i H_{i-2} + CD_i H_{i-3} \quad (51)$$

Dabei bedeutet $H_{\ell i}$ die Ableitung nach ℓ im Punkt P_i . H_i bis H_{i-3} sind Stützwerte der Funktion H an den Punkten P_i bis P_{i-3} , die alle auf derselben Stromlinie der Doppelkörperströmung stromaufwärts von P_i liegen. Die Koeffizienten CA_i bis CD_i ergeben sich aus den Bogenlängen L_j ($j = 1$ bis $i - 3$) der Stromlinie zwischen dem Punkt P_i und dem Punkt P_j :

$$L_j = \int_{P_i}^{P_j} d\ell \quad \text{auf der Stromlinie} \quad (52)$$

$$CA_i = -(CB_i + CC_i + CD_i) \quad (53)$$

$$CB_i = L_{i-2}^2 L_{i-3}^2 (L_{i-3} - L_{i-2}) (L_{i-3} + L_{i-2}) / D_i \quad (54)$$

$$CC_i = -L_{i-1}^2 L_{i-3}^2 (L_{i-3} - L_{i-1}) (L_{i-3} + L_{i-1}) / D_i \quad (55)$$

$$CD_i = L_{i-1}^2 L_{i-2}^2 (L_{i-2} - L_{i-1}) (L_{i-2} + L_{i-1}) / D_i \quad (56)$$

$$D_i = L_{i-1} L_{i-2} L_{i-3} (L_{i-3} - L_{i-1}) (L_{i-2} - L_{i-1}) (L_{i-3} - L_{i-2}) (L_{i-3} + L_{i-2} + L_{i-1}) \quad (57)$$

Dieser Vier-Punkt-Differenzenoperator dämpft die Wellen etwas und gibt bei üblichen Diskretisierungen mit etwa 10 Elementen pro Wellenlänge um etwa 5% zu kurze Wellenlängen. Für sehr feine Netze kommt es zu starken Oszillationen der Quellstärke von Element zu Element.

Seitdem sind weltweit verschiedene Finite-Differenzen-Operatoren auch auf Basis von Splines vorgestellt worden, um diese Nachteile zu überwinden. Strobel und Cheng (1992) vergleichen für den zwei-dimensionalen Fall vierzehn Differenzen-Operatoren, die zwei bis fünf Punkte benutzen. Für übliche Diskretisierungen zeigt Dawsons Operator die geringste numerische Dämpfung. Zwei neue 5-Fünfpunkt-Operatoren werden für besonders grobe und besonders feine Netze empfohlen.

Eine empfehlenswerte Alternative bilden *verschobene Netze*, Jensen et al. (1986), die sich aus einer anderen Herleitung ähnlich bei Jensen (1987) finden. Hier wird eine Extrareihe von Quellpunkten am hinteren Ende des diskretisierten Teils der Wasseroberfläche und eine Extrareihe von Kollokationspunkten vorn, am Anfang des Netzes, angeordnet. Für äquidistante

Netze kann dies auch als Verschiebung der Kollokationspunkte gegenüber den Quellpunkten interpretiert werden.

Nur ein Teil der Wasseroberfläche kann diskretisiert werden. Dadurch entsteht ein künstlicher Rand des Berechnungsgebiets. Unter Umständen bilden sich dort Störungen, die die gesamte Lösung verderben können. Die Verfahren, die FD-Operatoren zur Erfüllung der Strahlungsbedingung benutzen, verwenden am hinteren Netzeende einfache Zwei-Punkt-Differenzenoperatoren, die die Wellen dort stark dämpfen.

Am Netzanfang, wo keine Wellen auftreten sollen, können verschiedene Bedingungen, z.B. Störgeschwindigkeit in Längsrichtung Null, angesetzt werden. Nakos (1990) muß bei seiner auf Spline-Interpolation basierenden Methode sicherstellen, daß Wellen nicht den seitlichen Rand erreichen. Dies führt zu verhältnismäßig breiten Rechengebieten an der Wasseroberfläche. Nakos et al. (1993) benutzen für allgemeine zeitabhängige Probleme mit freien Oberflächen (also auch für Seegangs- und Manövrieruntersuchungen) einen "numerischen Strand", der aber für das stationäre Problem zu aufwendig erscheint. Aanesland (1989) versucht, das Rechengebiet zu verkleinern, indem er die Panel-Lösung für das Nahfeld an eine Lösung im Fernfeld koppelt, die er nach der Thin-Ship-Theory berechnet. Die Rechenzeit wird dadurch aber nur unwesentlich reduziert, während die Programmierung viel aufwendiger wird. Die Technik der verschobenen Netze von Jensen et al. (1986) ist hier sehr elegant: ohne daß spezielle Maßnahmen erforderlich sind, verlassen die Wellen das Berechnungsgebiet ohne Reflektion. Auch die Quellverteilung weist dabei im Gegensatz zu den Dämpfungsmethoden mit 2-Punkt-FD-Operatoren keine starken Unregelmäßigkeiten am hinteren Netzeende auf.

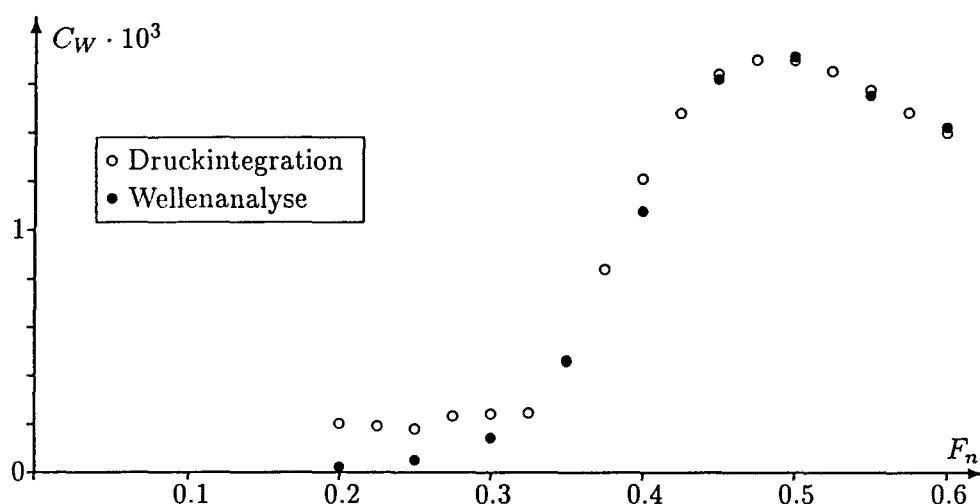


Abb.4.2: Wellenwiderstandsbeiwert für ein Sportboot

Für die Bestimmung der Kräfte (vor allem des Wellenwiderstands) und Momente benutzen die meisten Verfahren eine Integration des Druckes über die Schiffsoberfläche, wobei die Verfahren von Ni (1987), Jensen (1988a) und Kim und Lucas (1990) bis zur tatsächlich benetzten Wasserlinie integrieren, während andere Verfahren häufig die Ruhewasserlinie als Integrationsgrenze ansetzen. Eine Alternative zur Druckintegration ist die Analyse der Wellenenergie hinter dem Schiff, vorzugsweise an einem oder mehreren Schnitten quer zur Fahrtrichtung. Busch (1990) und Nakos (1991) benutzen diese Möglichkeit erfolgreich, Abb.4.2. Busch (1990) zeigt einen klarer Vorteil dieser Vorgehensweise für ein schlankes Sportboot, da die Kurve des Widerstandsbeiwerts über die Geschwindigkeit sich theoretischen Erwartungen entsprechend

bei kleinen Froude-Zahlen schnell dem Wert Null annähert. Dagegen erhält man aus Druckintegrationen vielfach Widerstandswerte, die bei kleinen Froude-Zahlen endlich bleiben. Der Nachteil besteht in der erforderlichen Netzgröße hinter dem Schiff, die zu erhöhter Rechenzeit und manchmal zu Kapazitätsproblemen führt, was bislang einen Standardeinsatz verhindert hat. Aanesland (1989) benutzt vertikale Kontrollflächen am Außenrand seines Rechengebiets für die Widerstandsbestimmung. Ein Vorteil gegenüber der direkten Druckintegration wird nicht nachgewiesen.

Die meisten Panel-Methoden geben als direktes Ergebnis zunächst nur die Quellstärke der einzelnen Panel und in einem nächsten Schritt die Geschwindigkeiten an einzelnen Punkten. Aus der Bernoulli-Gleichung lassen sich dann die Drücke und Wellenhöhen (wiederum an einzelnen Punkten) ausrechnen. Integration der Drücke oder der Wellenhöhen führt dann zu Kräften und Momenten, die benutzt werden können, um dynamischen Trimm und Absenkung ("squat") zu bestimmen.

Nichtlineare Methoden für den Wellenwiderstand liefern bei wirklichen Schiffsformen typischerweise 25% Abweichung von den linear berechneten Ergebnissen. Dies verbessert die Genauigkeit beträchtlich. Die Druckverteilung am Bug dürfte recht gut reproduziert werden. Trotzdem liefern übliche Diskretisierungen der Schiffsaußenhaut mit 400 bis 500 Panel immer noch Abweichungen bis zu 100% vom Restwiderstandsbeiwert für wirkliche Schiffe, auch wenn die Übereinstimmung für einfache Testfälle wie das Wigley-Schiff oder das Series-60 Schiff sehr gut ist. Gründe für diese unbefriedigende Genauigkeit bei richtigen Schiffen sind große numerische Fehler bei der Druckintegration, stärkere viskose Wechselwirkung im Hinterschiff und weitere Restwiderstandsanteile. Bei der Druckintegration wird die Kraft auf das Vorschiff von der Kraft auf das Hinterschiff abgezogen. Beide Kräfte sind etwa gleich groß und eine Zehnerpotenz größer als die Differenz. Der Relativfehler wächst bei der Subtraktion etwa gleich großer Zahlen stark an. Fehler bei der Druckintegration stammen auch aus der Diskretisierung des Rumpfes. Integriert man entsprechend den hydrostatischen Druck in Längsrichtung bis zur Ruhewasserlinie, so ergibt sich für gewöhnlich eine resultierende Kraft, die in der Größenordnung des Wellenwiderstands liegen kann, anstatt wie theoretisch erwartet Null zu sein. Durch Abzug dieser Kraft vom Wellenwiderstand läßt sich der Diskretisierungsfehler verringern. Alternative Methoden zur Bestimmung des Widerstands wie Wellenschnittanalyse sind noch Gegenstand der Forschung.

Die Vertikalkraft ist von der starken Fehlerfortpflanzung nicht betroffen, da keine Differenz etwa gleich großer Zahlen auftritt. Vorhergesagte Absenkungen stimmen daher über eine große Bandbreite von Froude-Zahlen mit einer Genauigkeit von etwa 10% mit Messungen überein. Das Trimm-Moment ist wiederum numerisch empfindlich, zumal bei hohen Geschwindigkeiten Reibungseinflüsse nicht vernachlässigt werden können. Bei extremem Flachwasser kann das zu einer Umkehr des Vorzeichens im Trimm führen. Das Rechenmodell sagt in der Regel einen leicht vorlastigen Trimm auf tiefem Wasser vorher, der sich bei Flachwasser verstärkt. In Wirklichkeit kann aber die dickere Grenzschicht im Hinterschiff bei flachem Wasser zu einem engeren Spalt zwischen Grenzschicht und Gewässerboden mit starken Übergeschwindigkeiten führen, die einen achterlichen Trimm entwickeln.

4.2.3. Programme

Ein weiteres Kriterium für die Beurteilung eines Panel-Verfahrens aus praktischer Sicht ist die Anwendungsreife. Das Wigley-Schiff mit parabolischen Spanten und Wasserlinien und das Series-60 Schiff sind Standard-Testfälle in der Programm-Entwicklungsphase. Die Abweichung der berechneten Wellenwiderstandsbeiwerte sollte nicht mehr als 10% von der schmalen Einhüllenden der Restwiderstandsbeiwerte betragen. Bei größerer Erfahrung liegen Re-

ferenzanwendungen für reale Schiffe vor. Die Anwendungsmöglichkeiten sollten eintauchende Spiegelhecks (mit abreißender Strömung), auftriebsgebende Flächen (z.B. Kielschwert bei Schräganströmung oder Katamaran-Rümpfe), völlige Schiffe und das Erfassen von Flachwassereinflüssen beinhalten.

Systematisch validierte Ergebnisse für Panel-Verfahren mit Spiegelheckströmungen sind nicht bekannt. Eigene Ergebnisse, z.B. Söding et al. (1989), erscheinen allerdings plausibel bezüglich der örtlichen Geschwindigkeiten, Abb.4.3. Kielschwerter an Yachten wurden in den USA, Holland und Schweden erfolgreich im Zusammenhang mit dem Widerstandsproblem untersucht. Bertram (1992) und Kring und Slavounos (1991) zeigen Anwendungen für Mehrumpfschiffe. Völlige, langsame Schiffe sind schwierig in der numerischen Behandlung. Kleinere Froude-Zahlen stellen höhere Anforderungen an die Verfahren, weil die mit sinkender Froude-Zahl quadratisch kürzeren Wellen entsprechend kleinere Panel erfordern, so daß die notwendige Anzahl von Elementen fast mit der 4. Potenz und die Rechenzeit mindestens mit der 8. Potenz der inversen Froude-Zahl anwächst. So stellten erst Jensen et al. (1991) durch den Einsatz schnellerer Rechner die erste nichtlineare Lösung für langsame Tanker vor.

Yasukawa (1989), Maisonnaue und Delhommeau (1991), Söding et al. (1989), Bertram (1990b) und Bertram und Jensen (1992) führen Rechnungen auf flachem und teilweise auch seitlich begrenztem Wasser durch. Der Flachwassereinfluß stellt weder theoretisch, programm-technisch, noch bezüglich des Rechenaufwands eine wesentliche Erschwerung dar. Es ist daher zu erwarten, daß auch andere Panel-Verfahren in den nächsten Jahren zur Erfassung von Flachwasser erweitert werden.

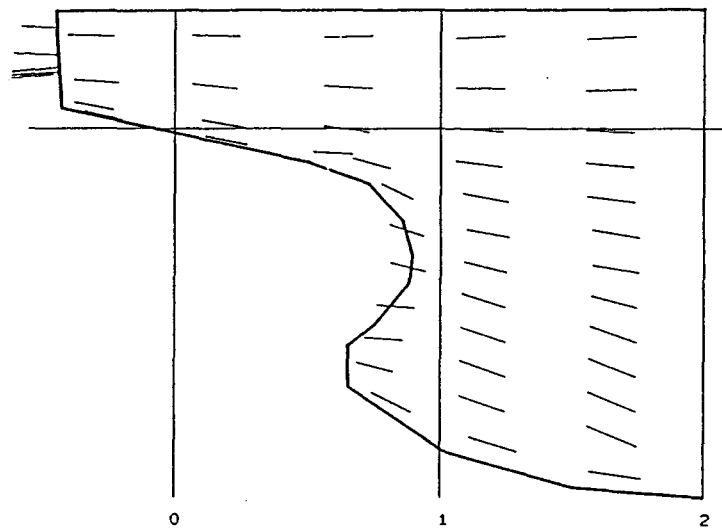


Abb.4.3: Geschwindigkeiten am Spiegelheck eines Containerschiffes

Tabelle 4.1 versucht, die wichtigsten genannten Panel-Verfahren für das Wellenwiderstandsproblem zu bewerten. Dabei bedeuten:

- + Die Randbedingung/Methode ist empfehlenswert bzw. entsprechende Anwendungen sind bekannt
- Die Randbedingung ist nicht empfehlenswert bzw. entsprechende Anwendungen sind nicht bekannt
- ± Die Randbedingung/Methode ist nicht schlecht, befriedigt aber nicht voll

Tabelle 4.1: Vergleich bekannter Panel-Verfahren; es bedeuten:

RB: Randbedingung an der Wasseroberfläche; SB: Strahlungsbedingung;
 TF: Tragflügelwirkung; real: Anwendung auf wirkliche Schiffe;
 SH: Spiegelheck; FW: Flachwasser

Programm	Institution	Verfasser	RB	SB	TF	real	SH	FW
SHIPFLOW-XPAN	Flowtech,DMI	Ni, Kim	+	+	+	+	+	+
SHALLO	HSVA/IfS	Jensen,Bertram	+	+	+	+	+	+
REVA	Univ Nantes	Delhommeau	+	±	+	+	+	+
RAPID	MARIN	Raven	+	+	-	+	+	-
DAWSON	MARIN	Raven	-	+	+	+	+	-
SWAN	MIT	Nakos	-	+	+	-	+	+
SWIFT	DTRC	Kim, Lucas	+	+	+	+	+	-
BRAC	ARE Haslar	Musker	±	+	-	±	+	+
WAVRES	Marintek	Aanesland	-	±	-	+	+	-
	IHI	Ogiwara	±	±	-	+	-	-
	MHI	Yasukawa	-	±	-	+	-	+
	Kyushu Univ	Ando	±	+	-	+	-	-

Die neueren kommerziell genutzten Programme sind alle ähnlich leistungsstark. Laufende Entwicklungsaktivitäten werden zu einer weiteren Angleichung der Leistungsfähigkeit führen. Zusätzlich reifen neue Prototypen zur praktischen Anwendungsreife.

4.3. Paneltypen

Die Form der Panel und die Verteilung der Quellstärke über jedes Panel unterscheiden sich bei verschiedenen Verfahren. Im folgenden wird die von verschiedenen Singularitäten-Typen im Feldpunkt $\vec{x} = (x, y, z)$ induzierte Geschwindigkeit angegeben.

4.3.1. Punktquelle

Punktquellen sind an sich keine Flächensingularitäten (Panel), werden aber trotzdem hier erwähnt, da die einfache (Rankine-)Punktquelle der Stärke σA von allen Verfahren als Näherung bei großem Abstand $r = \sqrt{(x - x_q)^2 + (y - y_q)^2 + (z - z_q)^2}$ zwischen Feldpunkt (x, y, z) und Panelmitte (x_q, y_q, z_q) genommen wird, wobei A die Panelfläche bezeichnet. Das Potential ϕ ist

$$\phi = -\sigma A \frac{1}{4\pi r} \quad (58)$$

Der Geschwindigkeitsvektor ergibt sich durch einfache Ableitung nach x, y und z :

$$\vec{v} = \nabla \phi = \sigma A \frac{1}{4\pi} \begin{Bmatrix} x - x_q \\ y - y_q \\ z - z_q \end{Bmatrix} \quad (59)$$

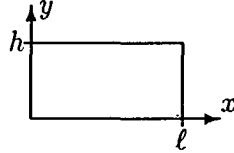
4.3.2. Punkthaufen (Punkt-Cluster)

Ein Panel wird durch mehrere (über die Panelfläche verteilte) Punktquellen gleicher Quellstärke angenähert. Söding et al. (1989) benutzen 4 Punktquellen bzw. mitteln den Einfluß einer Punktquelle auf vier Kollokationspunkte: "Ist der Abstand zwischen Quelle und Kollokationspunkt kleiner als eine gegebene Schranke (bewährt hat sich die doppelte Rasterweite auf der

Wasseroberfläche), so wird die Wirkung auf vier Kollokationspunkte gemittelt, die im Abstand von $1/4$ der Rasterweite in x - und y -Richtung um den ursprünglichen Kollokationspunkt herum liegen." Diese Auswertung ist genauer als bei einer Einzelquelle, aber immer noch viel einfacher und schneller als bei einem richtigen Panel. Bertram (1990c) gibt eine grafische Veranschaulichung der Quellenordnung in einem entsprechenden Verfahren.

4.3.3. Ebenes Rechteckpanel konstanter Quellstärke

Zur Vereinfachung wird angenommen, daß das Panel wie abgebildet in der x - y -Ebene bei $z = 0$ liegt:



Für ein beliebig im Raum liegendes Panel ergibt eine einfache Koordinaten-Transformation aus der Geschwindigkeit in einem entsprechenden lokalen Koordinatensystem die Geschwindigkeit im globalen Koordinatensystem.

Wir bezeichnen die Abstände des Feldpunkts von den 4 Eckpunkten mit

$$r_1 = \sqrt{x^2 + y^2 + z^2} \quad (60)$$

$$r_2 = \sqrt{(x - \ell)^2 + y^2 + z^2} \quad (61)$$

$$r_3 = \sqrt{x^2 + (y - h)^2 + z^2} \quad (62)$$

$$r_4 = \sqrt{(x - \ell)^2 + (y - h)^2 + z^2} \quad (63)$$

Das Potential ist

$$\phi = -\frac{\sigma}{4\pi} \int_0^h \int_0^\ell \frac{1}{\sqrt{(x - \xi)^2 + (y - \eta)^2 + z^2}} d\xi d\eta \quad (64)$$

Die Geschwindigkeit in x -Richtung ist:

$$\frac{\partial \phi}{\partial x} = \frac{\sigma}{4\pi} \int_0^h \int_0^\ell \frac{x - \xi}{\sqrt{(x - \xi)^2 + (y - \eta)^2 + z^2}^3} d\xi d\eta \quad (65)$$

$$= \frac{\sigma}{4\pi} \int_0^h \left[-\frac{1}{\sqrt{(x - \ell)^2 + (y - \eta)^2 + z^2}} + \frac{1}{\sqrt{x^2 + (y - \eta)^2 + z^2}} \right] d\eta \quad (66)$$

$$= \frac{\sigma}{4\pi} \ln \frac{(r_3 - (y - h))(r_1 - y)}{(r_2 - y)(r_4 - (y - h))} \quad (67)$$

Die Geschwindigkeit in y -Richtung ist in Analogie:

$$\frac{\partial \phi}{\partial y} = \frac{\sigma}{4\pi} \ln \frac{(r_2 - (x - \ell))(r_1 - x)}{(r_3 - x)(r_4 - (x - \ell))} \quad (68)$$

Die Geschwindigkeit in z -Richtung ist:

$$\frac{\partial \phi}{\partial z} = \frac{\sigma}{4\pi} \int_0^h \int_0^\ell \frac{z}{\sqrt{(x - \xi)^2 + (y - \eta)^2 + z^2}^3} d\xi d\eta \quad (69)$$

$$= \frac{\sigma}{4\pi} \int_0^h -\frac{z(x-\ell)}{((y-\eta)^2 + z^2)\sqrt{(x-\ell)^2 + (y-\eta)^2 + z^2}} \quad (70)$$

$$+ \frac{zx}{((y-\eta)^2 + z^2)\sqrt{x^2 + (y-\eta)^2 + z^2}} d\eta \quad (71)$$

$$(72)$$

Durch eine Substitution der Form

$$t = \frac{\eta - y}{\sqrt{x^2 + (\eta - y)^2 + z^2}} \quad (73)$$

ergibt sich

$$\frac{\partial \phi}{\partial z} = \frac{\sigma}{4\pi} \left[\int_{-y/r_2}^{(h-y)/r_4} \frac{-z(x-\ell)}{z^2 + (x-\ell)^2 t^2} dt + \int_{-y/r_1}^{(h-y)/r_3} \frac{zx}{z^2 + x^2 t^2} dt \right] \quad (74)$$

$$= \frac{\sigma}{4\pi} \left[-\arctan \frac{x-\ell}{z} \frac{h-y}{r_4} + \arctan \frac{x-\ell}{z} \frac{-y}{r_2} - \arctan \frac{x-y}{z} \frac{1}{r_1} + \arctan \frac{x}{z} \frac{h-y}{r_3} \right] \quad (75)$$

Dabei wurde benutzt:

$$\int \frac{1}{\sqrt{x^2 + a^2}} dx = \ln(x + \sqrt{x^2 + a^2}) + C \quad (76)$$

$$\int \frac{x}{\sqrt{x^2 + a^2}^3} dx = -\frac{1}{\sqrt{x^2 + a^2}} + C \quad (77)$$

$$\int \frac{1}{\sqrt{x^2 + a^2}^3} dx = \frac{x}{a^2 \sqrt{x^2 + a^2}} + C \quad (78)$$

$$\int \frac{1}{a + bx^2} dx = \frac{1}{\sqrt{ab}} \arctan \frac{bx}{\sqrt{ab}} \text{ für } b > 0 \quad (79)$$

Bei der numerischen Auswertung der induzierten Geschwindigkeiten müssen einige Sonderfälle berücksichtigt werden. Durch die begrenzte Rechengenauigkeit von Computern kann z.B. bei der Berechnung der x -Komponente der Geschwindigkeit für kleine Werte von x und z das Argument des Logarithmus Null werden. In diesem Fall ($\sqrt{x^2 + z^2} \ll y$) muß der Ausdruck $r_1 - y$ durch die Näherung $(x^2 + z^2)/2x$ ersetzt werden. Entsprechendes gilt für die anderen Ausdrücke. Generell ist die Auswertung der induzierten Geschwindigkeiten nahe der Ebene durch das Panel numerisch empfindlich. Im Panel selbst wird die Geschwindigkeit nur an einem Punkt ausgewertet. An diesem Punkt setzt man die Tangentialgeschwindigkeiten Null und die Normalgeschwindigkeit zu $\sigma/2$. Dieser "Nullpunkt" wird typischerweise im Schwerpunkt des Panels angesetzt.

Dieses einfache Beispiel zeigt generelle Eigenschaften von Panel-Typen:

- Bei der Berechnung der Geschwindigkeiten sind gewöhnlich transzendente Funktionen (log- und arctan-Ausdrücke) auszuwerten. Dies ist im Vergleich zu Multiplikationen und Additionen relativ rechenintensiv.
- Bei der Auswertung sind Spezialfälle abzufangen. Dies führt zu aufwendiger Programmierung und erschwert eine Vektorisierung der Programme.

4.3.4. "Hess&Smith"-Panel

Hess und Smith (1962,1964) setzten konstante Quellstärke über ein ebenes Vieleck an.

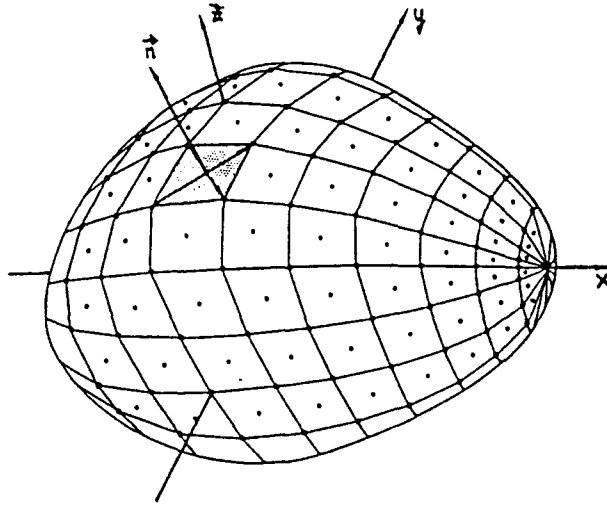


Abb.4.4: Die Normale auf ein Panel wird aus dem Kreuzprodukt der beiden 'Diagonal'-Vektoren bestimmt

Dieser Paneltyp wird von den meisten Panelverfahren in der Regel für Vierecke verwendet. Gewöhnlich liegen vier Punkte auf dem Rumpf nicht in einer Ebene. Bei der Konstruktion der Panel-Eckpunkte nimmt man daher eine Näherung vor: Die Normale auf das Panel wird aus dem Kreuzprodukt der beiden 'Diagonal'-Vektoren, Abb.4.4, bestimmt. Durch einfache Mittelung der Koordinaten der vier Punkte auf dem Rumpf wird ein Punkt in der Panel-Ebene festgelegt. Durch diesen Punkt und die Normale ist die Ebene definiert. Die vier Punkte auf dem Rumpf werden dann senkrecht auf die Ebene projiziert. Die so gebildeten Panel formen keinen geschlossenen Körper. Solange die Spaltbreiten klein gegenüber den Panelabmessungen sind, ist der resultierende Fehler vernachlässigbar klein verglichen mit anderen Fehlerquellen wie z.B. der Annahme konstanter Quellstärke, konstanter Normale, konstanten Drucks über das Panel oder der Erfüllung einer Randbedingung nur in einem Punkt des Panels. Hess und Smith (1964) schreiben dazu: "Trotzdem stört die Tatsache, daß diese Spalte bestehen, manchmal Leute, die zum ersten Mal von der Methode hören. Man sollte sich in Erinnerung rufen, daß die Elemente einfach dazu dienen, die Oberflächenquellverteilung zu erhalten und der [erzeugte] Vielflächenkörper ... keine direkte physikalische Bedeutung in dem Sinne hat, daß die berechnete Strömung nicht die Strömung um den Vielflächenkörper ist. Selbst wenn die Kanten benachbarter Elemente zusammenfallen, ist die Normalgeschwindigkeit nur in einem Punkt in jedem Element Null. Über den Rest des Elements gibt es eine Durchströmung. Ebenso ist die berechnete Geschwindigkeit an den Kanten unendlich, unabhängig ob diese zusammenfallen oder nicht." ⁵⁸

Hess und Smith berechnen die induzierten Geschwindigkeiten durch ein Panel der Stärke σ als Summe über semi-infinite Streifen, Abb.4.5. Jeder unendliche Streifen wird von einer Panelkante in zwei semi-infinite Streifen geteilt. Die Seite, auf der das Panel liegt, hat die Stärke $\sigma/2$,

⁵⁸"Nevertheless, the fact that these openings exist is sometimes disturbing to people hearing about the method for the first time. It should be kept in mind that the elements are simply devices for obtaining the surface source distribution and that the polyhedral-type body ... has no direct physical significance, in the sense that the flow eventually calculated is not the flow about the polyhedral-type body. Even if the edges of adjacent elements are coincident, the normal velocity is zero at only one point of each element. Over the remainder of the element there is no flow through it. Also, the computed velocity is infinite on the edges of the elements, whether these are coincident or not."

die andere Seite $-\sigma/2$. Die Überlagerung dieser Streifen formt dann wieder ein Panel der Stärke σ mit verschwindender Quellstärke außerhalb des Panels. Diese Vorgehensweise erlaubt eine Generalisierung auf beliebige Vielecke, auch wenn üblicherweise nur Vierecke benutzt werden.

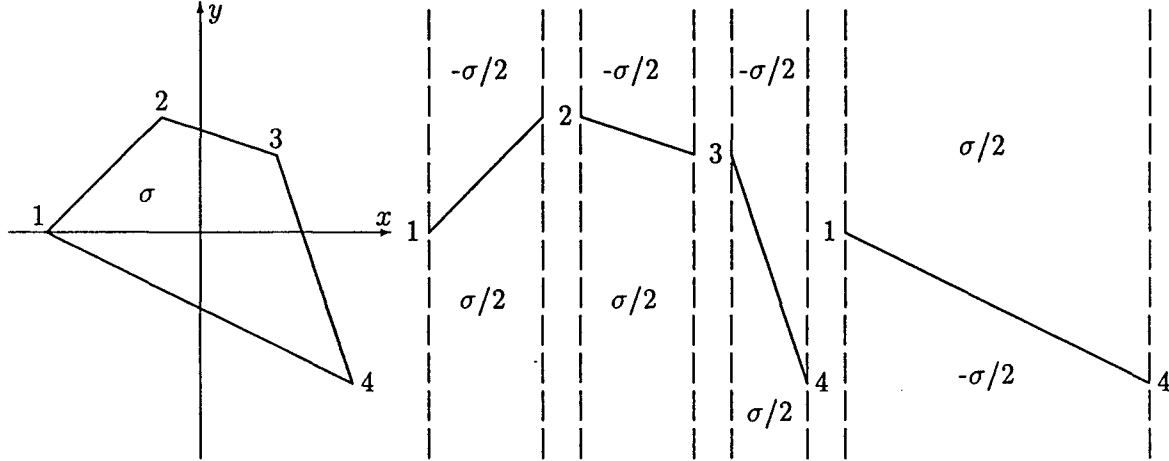


Abb.4.5: Ein viereckiges Panel konstanter Quellstärke σ wird bei Hess und Smith durch Überlagerung semi-unendlicher Streifen dargestellt

Die Geschwindigkeit wird wieder in einem lokalen Koordinatensystem angegeben, Abb.4.5. Für Vierecke ergibt sich für die induzierten Geschwindigkeiten bei Einheitsquellstärke:

$$\frac{\partial \phi}{\partial x} = \frac{y_2 - y_1}{d_{12}} \log \left(\frac{r_1 + r_2 - d_{12}}{r_1 + r_2 + d_{12}} \right) + \frac{y_3 - y_2}{d_{23}} \log \left(\frac{r_2 + r_3 - d_{23}}{r_2 + r_3 + d_{23}} \right) + \frac{y_4 - y_3}{d_{34}} \log \left(\frac{r_3 + r_4 - d_{34}}{r_3 + r_4 + d_{34}} \right) + \frac{y_1 - y_4}{d_{41}} \log \left(\frac{r_4 + r_1 - d_{41}}{r_4 + r_1 + d_{41}} \right) \quad (80)$$

$$\frac{\partial \phi}{\partial y} = \frac{x_2 - x_1}{d_{12}} \log \left(\frac{r_1 + r_2 - d_{12}}{r_1 + r_2 + d_{12}} \right) + \frac{x_3 - x_2}{d_{23}} \log \left(\frac{r_2 + r_3 - d_{23}}{r_2 + r_3 + d_{23}} \right) + \frac{x_4 - x_3}{d_{34}} \log \left(\frac{r_3 + r_4 - d_{34}}{r_3 + r_4 + d_{34}} \right) + \frac{x_1 - x_4}{d_{41}} \log \left(\frac{r_4 + r_1 - d_{41}}{r_4 + r_1 + d_{41}} \right) \quad (81)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \phi}{\partial z} = & \arctan \left(\frac{m_{12} e_1 - h_1}{z r_1} \right) - \arctan \left(\frac{m_{12} e_2 - h_2}{z r_2} \right) + \\ & \arctan \left(\frac{m_{23} e_2 - h_2}{z r_2} \right) - \arctan \left(\frac{m_{23} e_3 - h_3}{z r_3} \right) + \\ & \arctan \left(\frac{m_{34} e_3 - h_3}{z r_3} \right) - \arctan \left(\frac{m_{34} e_4 - h_4}{z r_4} \right) + \\ & \arctan \left(\frac{m_{41} e_4 - h_4}{z r_4} \right) - \arctan \left(\frac{m_{41} e_1 - h_1}{z r_1} \right) \end{aligned} \quad (82)$$

mit x_i, y_i den lokalen Koordinaten der Eckpunkte i , r_i dem Abstand des Feldpunkts (x, y, z) vom Eckpunkt i , d_{ij} dem Abstand des Eckpunkts i vom Eckpunkt j , $m_{ij} = (y_j - y_i)/(x_j - x_i)$, $e_i = z^2 + (x - x_i)^2$ und $h_i = (y - y_i)(x - x_i)$.

Für größere Abstände zwischen Feldpunkt und Panel werden die Geschwindigkeiten durch eine Multipol-Näherung ersetzt, die aus einer Punktquelle und einem Punkt-Quadrupol zusammengesetzt ist. Für große Abstände nähert die Punktquelle allein die Wirkung des Panels an.

5.3.4. Räumliches Vieleck konstanter Quellstärke

Jensen (1988a,1991) entwickelte ein räumliches, aus Dreiecken zusammengesetztes Panel konstanter Quellstärke, das einfach numerisch ausgewertet werden kann. Die Normalgeschwindigkeit ist als Integral über einen geschlossenen Körper gegeben. Für ebene Panel verschwindet der Integrand im Innern des Panels, auf dem die Geschwindigkeit bestimmt werden soll. Ohne Nachweis wird auch für nur fast ebene Panel die Normalgeschwindigkeit nur als Summe über alle restlichen Panel ausgewertet. Die Tangentialgeschwindigkeiten erfordern besonderen Aufwand, um die Singularität des Integranden zu beheben: Eine Kugel mit einer Quellverteilung konstanter Stärke wird so gelegt, daß sie die Körperoberfläche im Feldpunkt tangiert und ihr Mittelpunkt innerhalb des Körpers liegt. Diese Kugel induziert keine Tangentialgeschwindigkeit. Projiziert man die Kugel auf die Körperoberfläche und zieht das entsprechende Integral vom Ausgangsintegral an, so verschwindet der sich ergebende Integrand im Innern des Panels (für ebene Panel). Wie für die Normalgeschwindigkeit werden ohne weiteren Nachweis auch für fast ebene Panel die Tangentialgeschwindigkeiten nur als Summe über alle restlichen Panel ausgewertet. Die Auswertung transzendenter Funktionen entfällt. Die Genauigkeit entspricht der von Panels nach Hess und Smith. Der Panel-Typ hat sich wegen seiner Flexibilität für die Diskretisierung von Schiffen bewährt. Die Auswertung der Integrale über geschlossene Körper ist eine Einschränkung, die für hohe Panelzahlen Rechenzeitvorteile gegenüber den Hess&Smith-Panels verhindert.

4.3.6. Panel höherer Ordnung

Nichtkonstante Quellverteilungen auf ebenen Panels stellen keine Panel höherer Ordnung im engeren Sinne dar, da sie nicht konsistent zu höherer Genauigkeit führen, Hess (1990). Gekrümmte Panel mit bilinear veränderlicher Quellstärke liefern bei gleicher Anzahl von Unbekannten höhere Genauigkeit für Testfälle, deren Geometrie sich mathematisch beschreiben läßt und für die analytische Vergleichslösungen existieren. Für die überwiegende Mehrheit von Strömungen um Körper sind Panel erster Ordnung (ebene Panel konstanter Quellstärke) absolut ausreichend, Hess (1990).⁵⁹ Panel höherer Ordnung werden von Ni (1987) im SHIPFLOW-Paket und von Kim und Lucas (1990,1992) im SWIFT-Paket eingesetzt. Ähnlich wie bei Finiten Elementen besteht kein Konsens darüber, ob derartige Panel wirklich für reale Schiff geometrien Vorteile bieten. Sie erfordern in der Netzgenerierung größeren Aufwand und mehr Information zur Beschreibung, was in der Praxis leicht die Rechenvorteile in der eigentlichen hydrodynamischen Berechnung kompensieren kann.

4.3.7. Desingularisierte Panel

Durch leichtes Abrücken der Panel von einer nur wenig gekrümmten Oberfläche (*Desingularisierung*) läßt sich mitunter die numerische Genauigkeit verbessern. Webster (1975) und Bai und Yeung (1974) entwickelten ein ebenes, dreieckiges Panel mit linear veränderlicher Quellstärke. Nach eigener Erfahrung, Bertram und Jensen (1987), ist dieser Paneltyp allerdings ungeeignet für übliche Schiff sformen. Die Anordnung der Kollokationspunkte an den Dreiecksecken führt zu Kollokationspunkten in unmittelbarer Nähe der Staupunkte. Da hier theoretisch sehr starke Geschwindigkeitsgradienten auftreten, müßten sehr viele Elemente zur angemessenen Auflösung der Strömung angeordnet werden. Dies ist aus Kapazitätsgründen häufig nicht möglich, so daß numerische Probleme wie starke Oszillationen der Quellstärken von Panel zu Panel auftreten.

⁵⁹"Experience and a variety of published results have shown that first-order methods are perfectly satisfactory for the vast majority of flows, including practically all exterior flows."

Cao, Schultz und Beck (1990,1991) haben die Methode der Desingularisierung mit Punktquellen systematisch untersucht für ihr Zeitschritt-Verfahren. Cao, Lee und Beck (1992) berichten über Schwierigkeiten bei der Anwendung auf ein Wigley-Schiff. Es ist unklar, ob diese Schwierigkeiten aus Raumproblemen durch den spitzen Bug stammen oder durch die Ausbildung von brechenden Wellen. Im zweiten Fall wären ins Schiffsinne gerückte Punktquellen eine sehr attraktive Alternative für stationäre Verfahren, die so zumindest linearisierte Lösungen einfacher und schneller als mit bisher verwendeten Panel-Typen berechnen könnten. An der Wasseroberfläche wird Desingularisierung zunehmend eingesetzt, z.B. Jensen et al. (1986), Ando und Nakatake (1988), Musker (1988) und Raven (1992).

4.4. Anwendungsbeispiele

4.4.1. Wigley-Schiff

Die parabolische Form des Wigley-Schiffs eignet sich wegen der einfachen Netzgenerierung und der einfachen Strömungsverhältnisse besonders als erster schiffsähnlichen Testfall. Sie war eine für den "International Workshop on Ship Wave-Resistance Computations", Landweber (1979), ausgewählte Form und ist seither von den meisten Autoren für erste Validierungstests ihrer Methoden ausgewählt worden. Die Oberfläche wird für $z > 0$ beschrieben durch

$$\frac{2y}{B} = \left(1 - \frac{z^2}{D^2}\right) \left(1 - \frac{4x^2}{L^2}\right) \quad (83)$$

Die Hauptverhältniswerte des Wigley-Schiffs sind: $L/B = 10$, $L/D = 16$ und $C_B = 0.444$. Die Ergebnisse von Jensen (1988a) mit einem Netz von 448 Kollokationspunkten auf dem Schiff und 586 Kollokationspunkten auf der Wasseroberfläche zeigen stellvertretend für eine Reihe von Rankine-Panel-Verfahren sehr gute Übereinstimmung für den Wellenwiderstand mit Meßergebnissen von Kajitani (1987), Abb.4.6. Für die meisten Froude-Zahlen liegen die berechneten Ergebnisse im Schwankungsbereich der Meßergebnisse. Eine Auswertung nach der Thin-Ship-Theory führt dagegen bei Kajitani (1987) zu erheblichen Abweichungen.

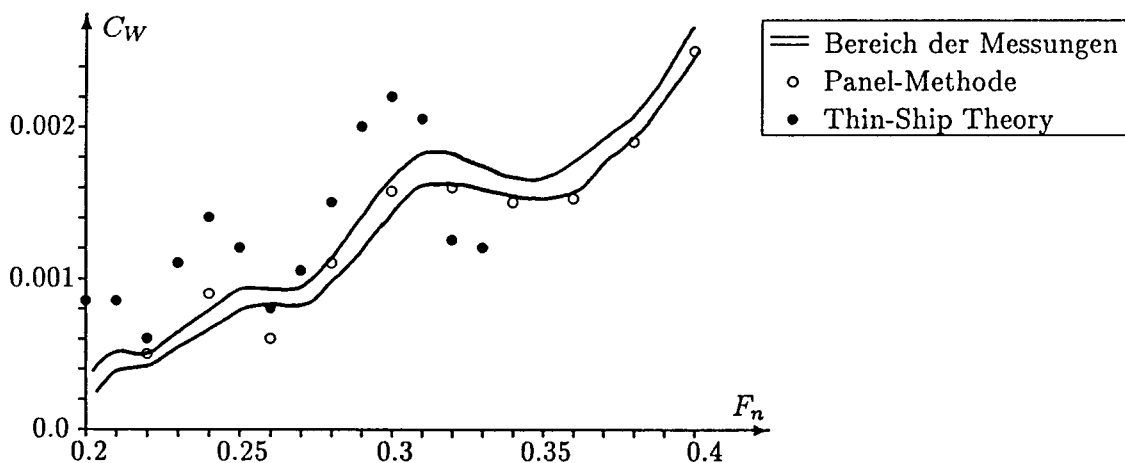


Abb.4.6: Wellenwiderstandsbeiwerte für Wigley-Schiff

4.4.2. Series-60 Schiff

Ein realistischerer Testfall ist das Series-60 Schiff, Todd (1963). Für das Series-60 Schiff mit Blockkoeffizient $C_B = 0.6$ liegen besonders gut dokumentierte Meßergebnisse von Ogiwara (1987) vor.

Die schlanke Form ohne Wulstbug und Spiegelheck macht das Series-60 Schiff einer Strömungsberechnung besonders zugänglich. Es hat sich daher ähnlich wie das Wigley-Schiff als Standard-Testfall für CFD-Rechnungen entwickelt. Jensen et al. (1989) zeigen, daß durch iteratives Lösen der nicht-linearen Randbedingung an der Wasseroberfläche sehr gute Übereinstimmung mit Meßergebnissen zu erzielen ist, Abb.4.7. Zum Vergleich geben Jensen et al. (1989) entsprechende Ergebnisse mit der linearen Kelvin-Bedingung an, wobei die gleichen Netze auf dem Schiff und an der Wasseroberfläche benutzt wurden, aber Absenkung und Trimm unterdrückt wurden und die Integration des Druckes nur bis zur Ruhewasserlinie durchgeführt wurde. Für Froude-Zahlen $F_n > 0.3$ weichen die so erhaltenen linearen Rechenergebnisse stark von den Meßergebnissen ab.

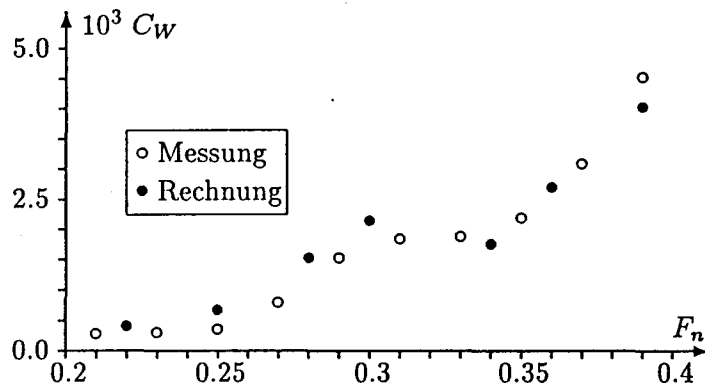


Abb.4.7: Wellenwiderstand für Series-60 Schiff mit $C_B = 0.6$

Die Abbildungen 4.8 und 4.9 zeigen die dynamische Schwimm Lage in Abhängigkeit der Froude-Zahl. Dabei wurden Absenkung ΔD und Trimm $\Delta \theta$ mit der Froude-Zahl dimensionslos gemacht:

$$\sigma = \frac{2}{F_n^2} \frac{\Delta D}{L_{PP}} \quad (84)$$

$$\tau = \frac{2}{F_n^2} \Delta \theta \quad (85)$$

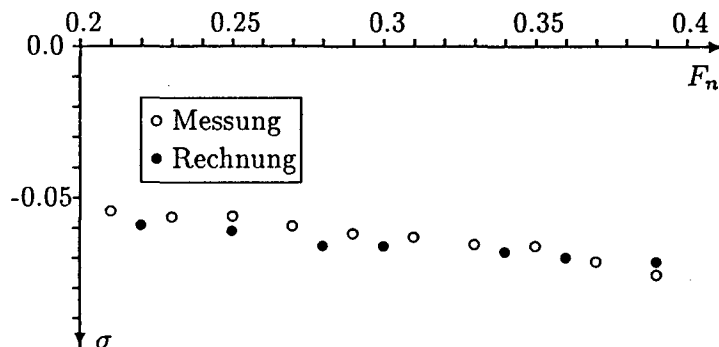


Abb.4.8: Dimensionslose Tauchung σ des Series-60 Schiff mit $C_B = 0.6$

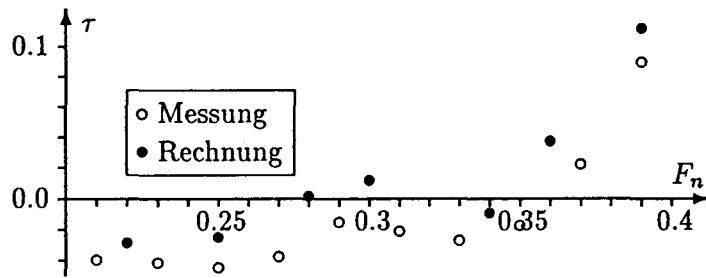


Abb.4.9: Dimensionsloser Trimm τ des Series-60 Schiff mit $C_B = 0.6$

Die Tauchung stimmt im gesamten Froude-Zahl-Bereich sehr gut mit den Meßergebnissen überein. Die Vertrimmung ist im Verlauf ähnlich, in der Größe ergeben sich jedoch starke Abweichungen, sodaß teilweise der Trimm mit falschem Vorzeichen vorhergesagt wird.

Für ein Series-60 Schiff mit $C_B = 0.7$ erzielt Bertram (1990c) für den Wellenwiderstand ähnlich gute Übereinstimmung mit Messungen von Todd (1963).

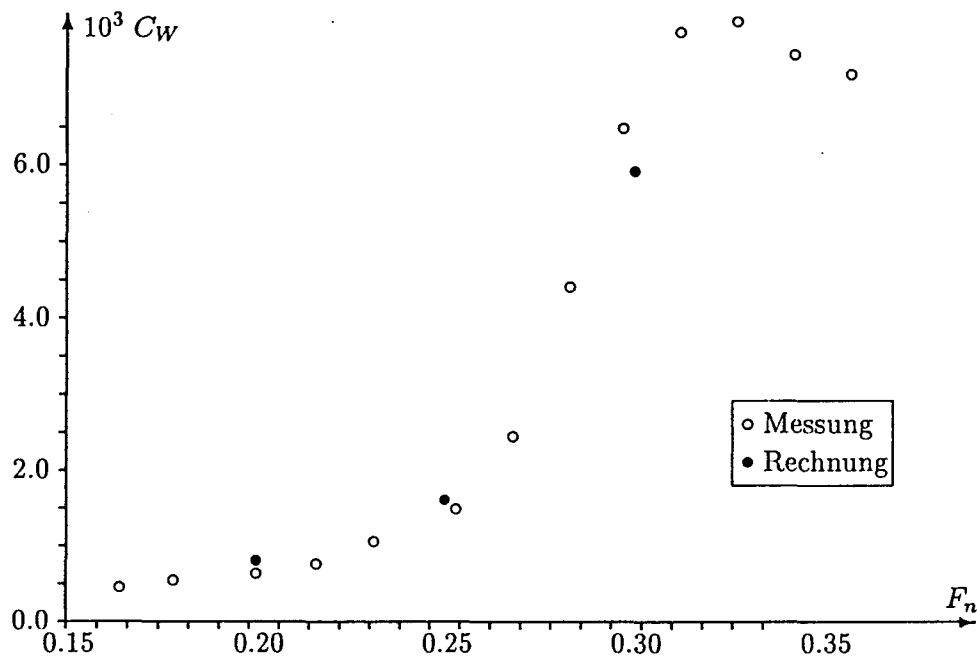


Abb.4.10: Wellenwiderstand für Series-60 Schiff mit $C_B = 0.7$

4.4.3. Tanker

Völlige Schiffsformen entzogen sich lange Zeit einer zuverlässigen Berechnung durch Panel-Methoden. Jensen (1988a) gelingt eine nichtlineare Lösung für den HSVA-Tanker ($C_B = 0.85$) nicht. Für die Froude-Zahl $F_n = 0.18$ verläuft die iterative Lösung zwar in die richtige Richtung, läßt sich aber nach der dritten Schleife nicht mehr verbessern. Der letzte Wert für den Wellenwiderstand zeigt einen Fehler von 50% im Vergleich zu Messungen.

Raven (1990) weist auf das Paradox *negativer Wellenwiderstände* für Tanker bei Verwendung der Dawson-Methode (Doppelkörper-Linearisierung) hin. Dieses Phänomen ist nicht auf Diskretisierungsfehler zurückzuführen. Bei Netzverfeinerung konvergieren die Wellenwiderstände auf einen negativen Wert. Raven erklärt dieses Verhalten mit dem Energiefluß durch die freie Oberfläche und weist als Ausweg auf nichtlineare Verfahren hin.

Für ein europäisches Werften-Konsortium wurde 1991 bei der HSVA und MARIN die Strömung um einen sehr völligen Großtanker (280.000 tdw) erfolgreich berechnet, Bertram et al. (1992b). Ziel der Untersuchung war eine Form mit gleichmäßiger Druckverteilung am Vorschiff und geringer Wellenbildung an der vorderen Schulter. Die Ergebnisse der Berechnung für den Ausgangsentwurf zeigten starke Unterdruckbereiche an der vorderen Schulter in der Wasserlinie und im Kimmbereich, Abb.4.11. Entsprechenden Empfehlungen folgend, wurde die Form leicht modifiziert und erneut gerechnet. Die Unterdruckzonen konnten verkleinert werden. Die örtlichen Formveränderungen hatten den gewünschten Effekt. Der Abbau lokaler Hochgeschwindigkeitszonen wird auch zu einer Verringerung des viskosen Druckwiderstandes führen.

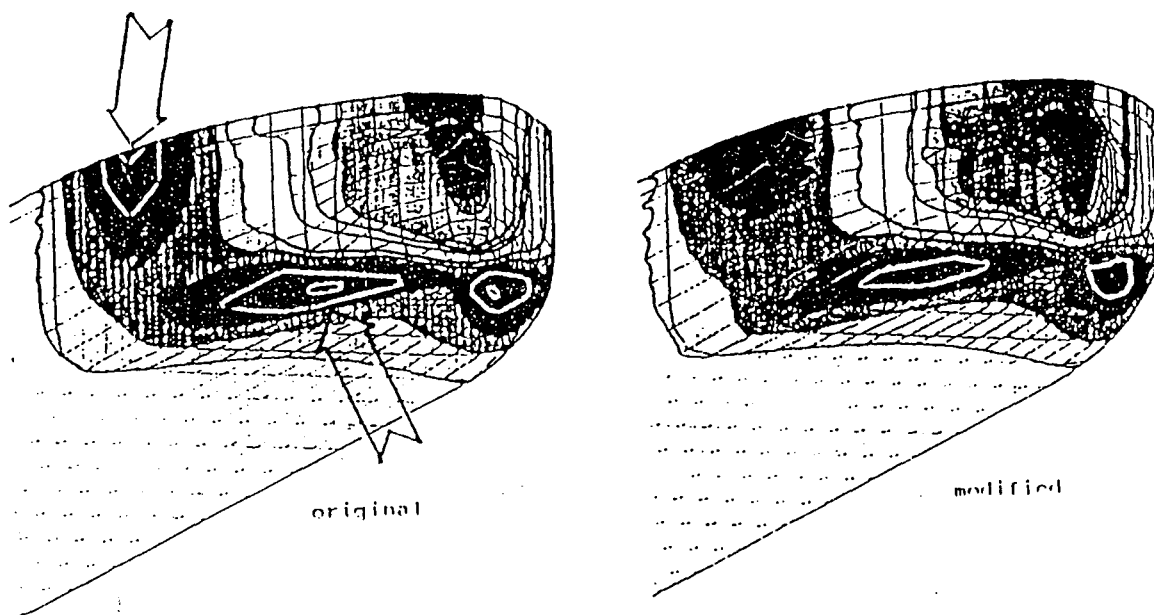


Abb.4.11: Druckverteilung an Ausgangs- und verbesserter Form

4.4.4. Container-Schiffe

praktischen Anwendung der GEB-Methode für ein Containerschiff mit Wulst an das erste (1988b). Neben einer Grundform ohne Wulst wurde eine Form mit angestrahktem Bugwulst, Abb.4.12, berechnet und mit Experimenten von Hähnel und Labes (1968) verglichen.

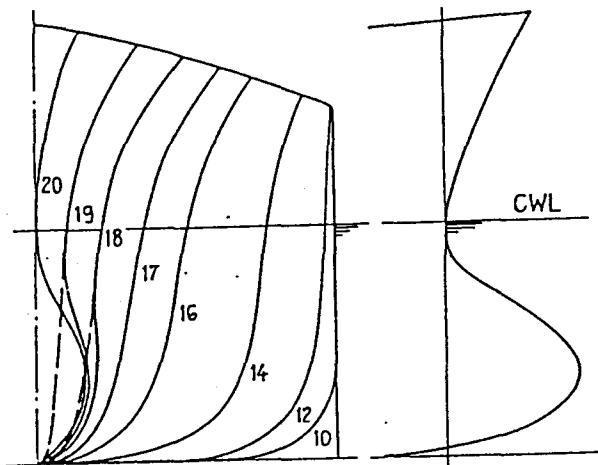


Abb.4.12: Form des Containerschiffs mit angestrahktem Wulst.

Abb.4.13 vergleicht die berechneten Wellenwiderstände mit den gemessenen Restwiderständen. Dabei ist der Widerstandsbeiwert auf die Verdrängung bezogen, um einen direkten Vergleich der beiden Schiffsformen zu erleichtern:

$$R_W = C_W \frac{1}{2} \rho U^2 \nabla^{2/3}$$

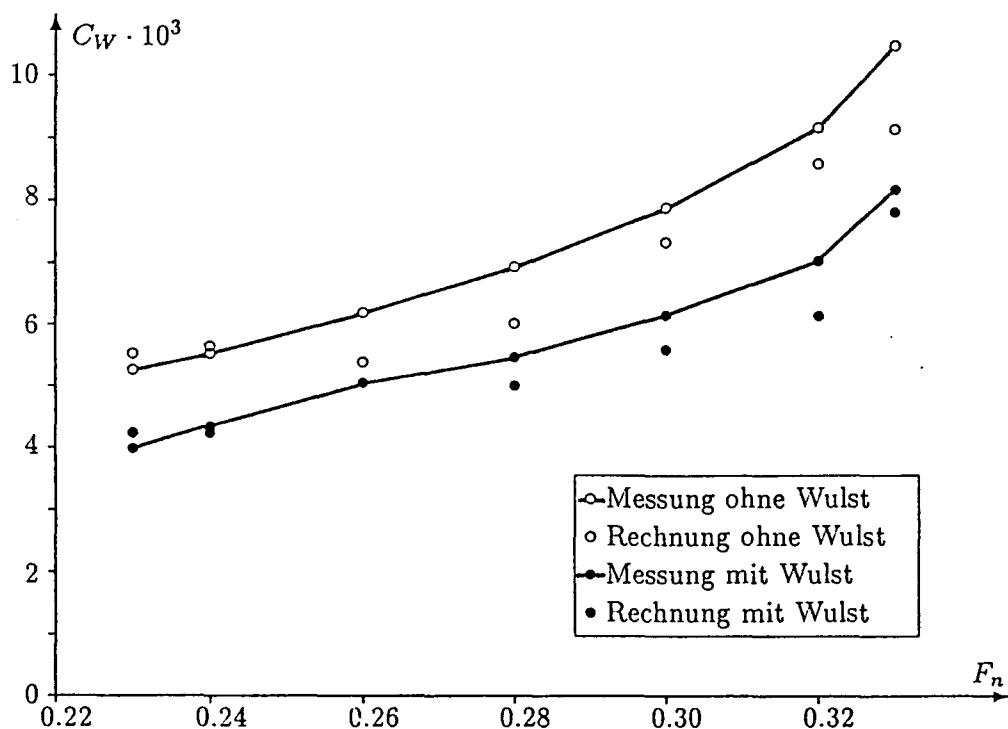


Abb.4.13: Wellenwiderstandsbeiwerte für Frachtschiff mit und ohne Wulst

Die auch in der Rechnung stark verminderte Höhe der Bugwelle bei der Form mit Wulstbug führt durchgehend zu niedrigeren Wellenwiderständen als bei der Grundform.

Anfang 1992 führte die HSVA eine numerische Formvoroptimierung für ein schlankes Containerschiff durch. Da der Reeder bereit war, für einen geringeren Leistungsbedarf Einbußen an Containerstaufähigkeit hinzunehmen, wurde eine Variante mit $C_B = 0.58$ und eine mit $C_B = 0.61$ untersucht. Wider Erwarten hatte die völligere Form einen niedrigeren Wellenwiderstand. Ein Studium der lokalen Strömung zeigt, warum die völligere Form hydrodynamisch günstiger ist: Die Wellensysteme von Wulst und vorderer Schulter überlagern sich relativ ungünstig bei dem schlankeren Schiff und führen zu einem erheblichen Wellental am Konstruktionsspannt 12, Abb.4.14. Die Druckverteilung ist bei dem schlankeren Schiff eindeutig ungünstiger mit viel stärkeren Schwankungen und größeren Zonen mit Übergeschwindigkeiten, die sich negativ auf den viskosen Druckwiderstand auswirken, Abb.4.15. Das völligere Schiff wurde daher für weitere Modellversuche im Schlepptank mit leichten Formmodifikationen empfohlen. So wurde die Schulter von Konstruktionsspannt 16 etwas nach vorne verschoben, um das Wellental an dieser Stelle zu verringern. Ebenfalls wurde die Einschnürung des Wulstes verringert, um eine gleichmäßigere Druckverteilung zu erhalten.

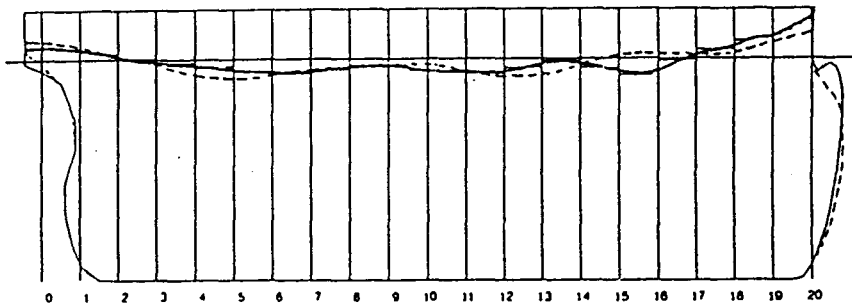


Abb.4.14: Wellenerhebung am Containerschiff, $C_B = 0.61$ — , $C_B = 0.58$ - - -

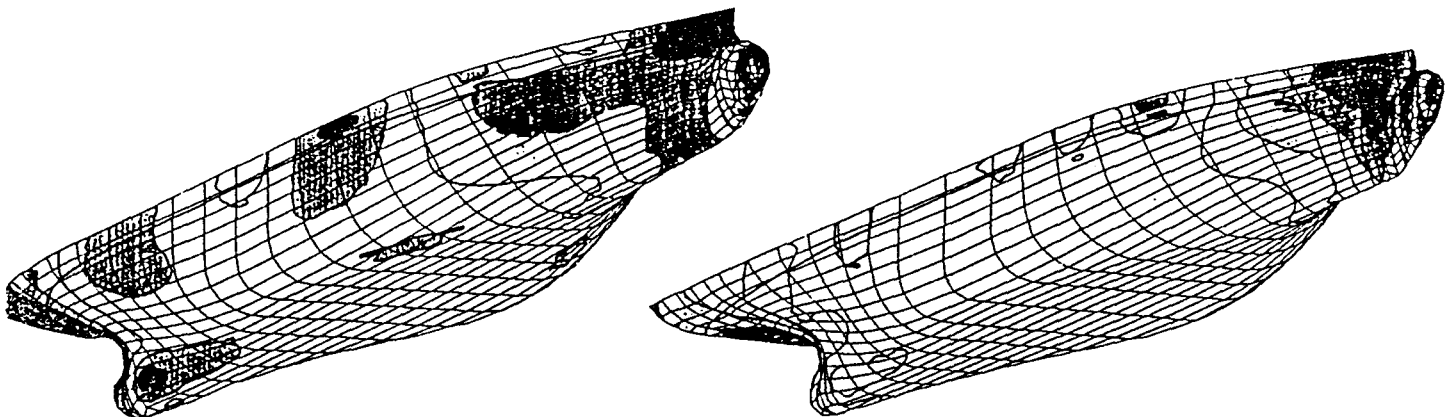


Abb.4.15: Druckverteilung am Containerschiff, links $C_B = 0.58$, rechts $C_B = 0.61$

4.4.5. HYSWAS-Schiff

Mohr (1992) entwickelte in Deutschland ein unkonventionelles Einrumpfschiff mit vollgetauchten Tragflügeln, das er als HYSWAS (hydrofoil-supported small waterplane area ship) bezeichnet, Abb.4.16. Bei einem HYSWAS ist der getauchte Verdrängungskörper durch eine dünne Stütze mit dem Überwasserschiff verbunden. Große steuerbare Tragflügel sorgen bei Fahrt für dynamische Stabilität. Bei niedrigen Geschwindigkeiten verwandeln seitliche Schwimmer das Schiff in einen Trimaran.

In einer Vorstudie wurde ein Entwurf einer HYSWAS-Fähre für eine Froude-Zahl $F_n = 0.8$ bezogen auf die Länge des Auftriebskörpers untersucht, Bertram und Mohr (1992). Der Ausgangsentwurf bestand aus einem Auftriebskörper in Form eines Rotationsellipsoids mit einer schmalen Stütze, die das Überwasserschiff trägt. Das Wellenbild ist typisch für ein Hochgeschwindigkeitsschiff, Abb. 4.17.

Die Druckverteilung auf dem Rumpf zeigt vor der Stütze zeigt sich eine ziemlich große Überdruckzone auf dem Auftriebskörper, Abb.4.18. Eine große Unterdruckzone befindet sich auf der Stütze direkt über dem Auftriebskörper. Aufgrund dieser Ergebnisse wurde die Form geändert. Vor der Stützenvorderkante wurde der Rumpf etwas dicker gemacht, im mittleren Schiffsbereich etwas dünner. Die Verdrängung blieb konstant. MacGregor et al. (1991) geben ähnliche Empfehlungen für leicht knochenförmige SWATH-Rümpfe bei hohen Froude-Zahlen. Die so erzielte Verkleinerung der kritischen Druckzonen führte zu einer Verringerung des Wellenwiderstands um 22%.

Aktiv gesteuerte Tragflügel sollen bei diesem Schiff nicht nur weitgehend die erregenden Kräfte im Seegang ausgleichen, sondern auch das Schiff auf einem konstanten Tiefgang halten. Um eine dynamische Tiefertauchung zu vermeiden, muß einer Kraft von etwa 50 kN entgegengewirkt werden. Die entsprechende Tragflügelbelastung erhöht den induzierten Widerstand der Tragflügel lediglich um 2 kN.

Dieses Beispiel zeigt sehr gut, wie nützlich gerade für unkonventionelle Schiffe CFD eingesetzt werden kann, um im Rahmen vorgegebener Entwurfsbedingungen Formoptimierungen lange vor etwaigen Modellversuchen durchzuführen.

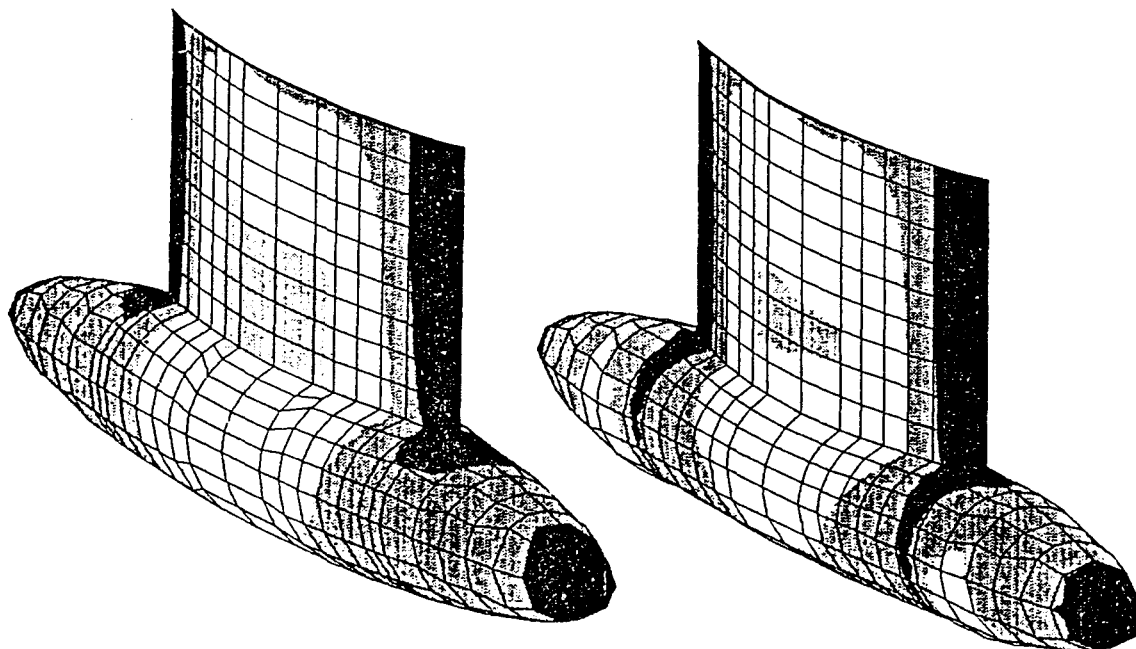


Abb.4.18: Druckverteilung am HYSWAS, links Ausgangsform, rechts modifiziert

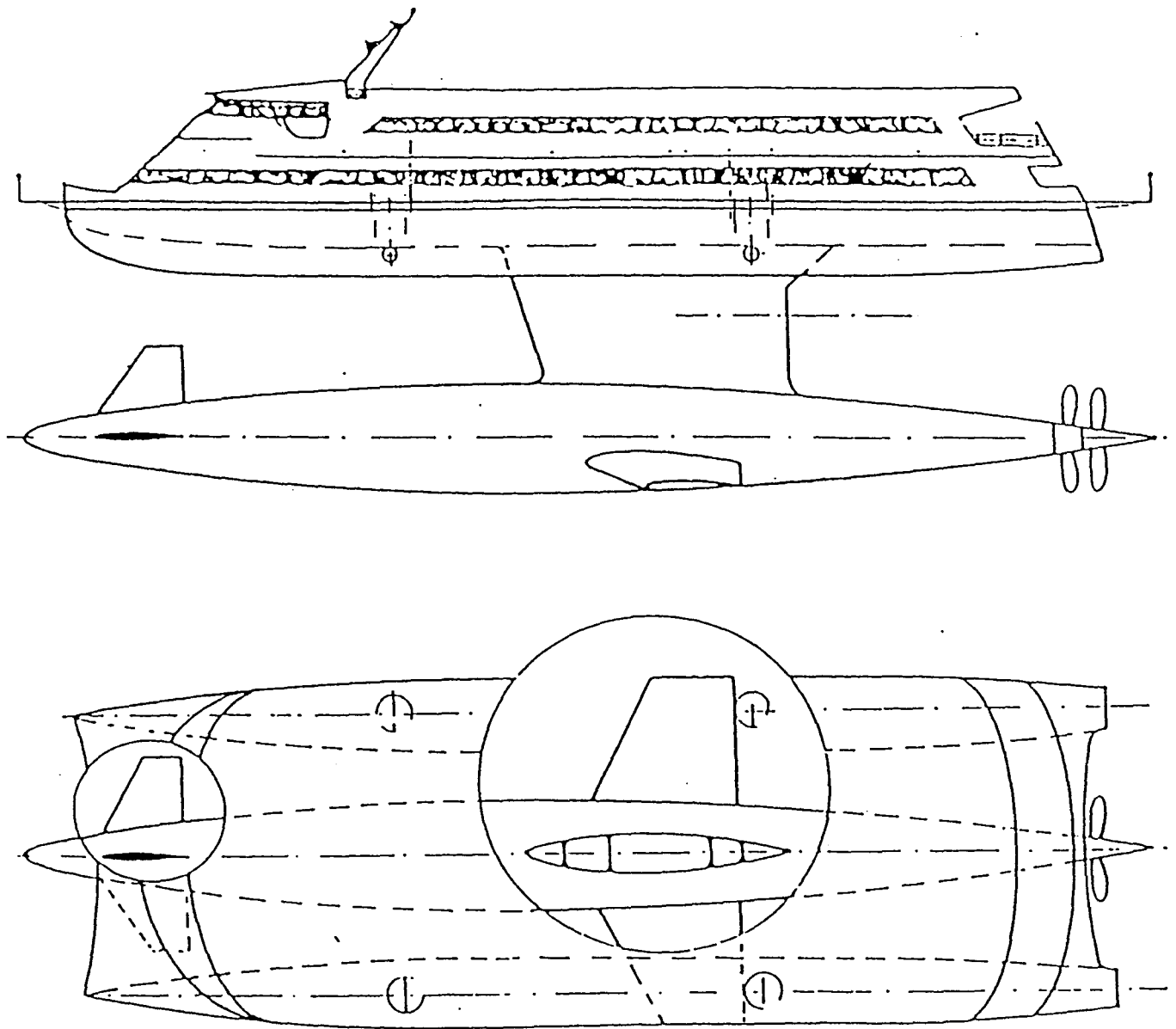


Abb.4.16: Entwurf einer HYSWAS-Fähre

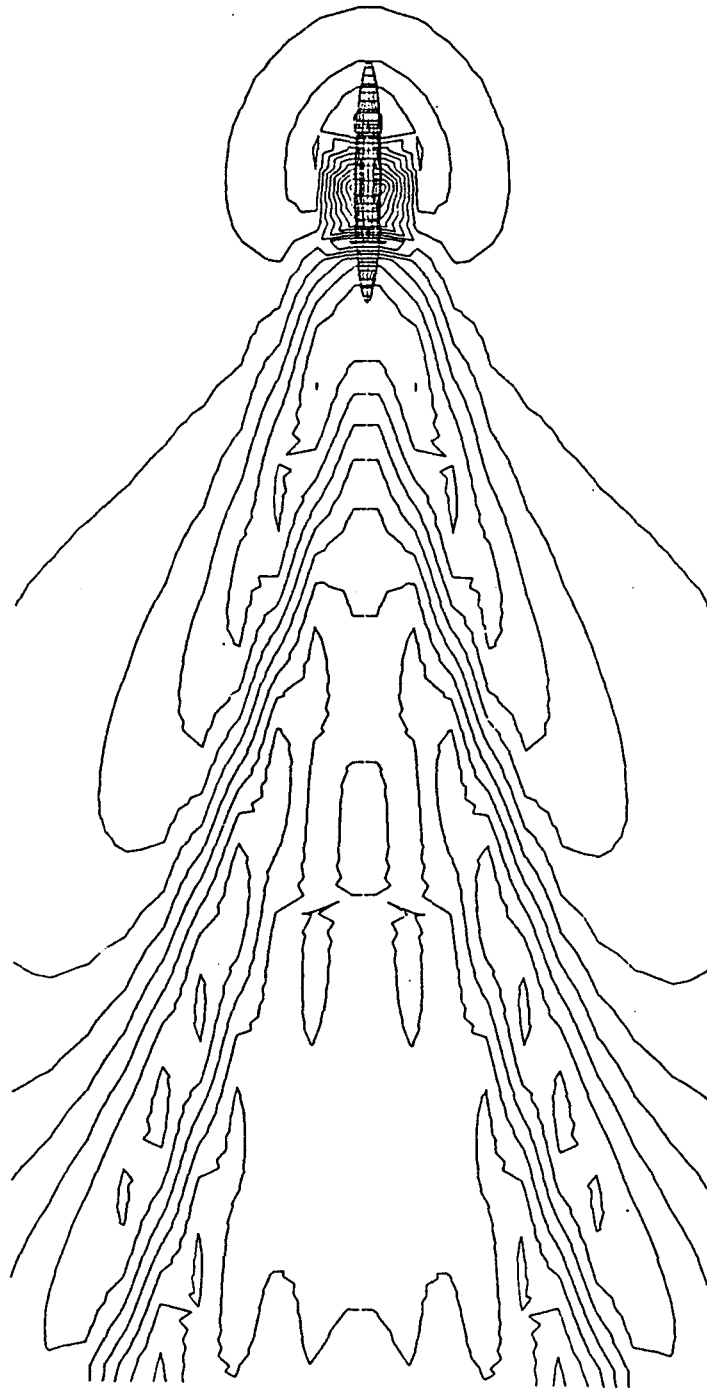


Abb.4.17: Typisches Hochgeschwindigkeitswellenbild für HYSWAS-Fähre

4.4.6. Binnenschiff im Kanal

Bei der Fahrt im Kanal sind zwei zusätzliche Randbedingungen zu erfüllen:

- Wasser strömt nicht durch den Gewässerboden
- Wasser strömt nicht durch die seitliche Kanalwand

Veröffentlichungen über Flachwasser-Rechnungen für Schiffe mit Rankine-Panel-Methoden sind aus Japan, Yasukawa (1989) und Deutschland bekannt, Söding et al. (1989) und Bertram (1990b). Der Flachwassereinfluß wird dabei durch Spiegelung aller Quellen am Gewässerboden automatisch erfüllt. Bertram und Jensen (1992) erweitern die Methode auf seitliche Kanalwände, indem an der Kanalwand ähnlich wie an der Schiffsaußenhaut eine Randbedingung verschwindender Normalgeschwindigkeit an Kollokationspunkten erzwungen wird. Mit dieser Methode wurde die Potentialströmung um ein Binnenschiff berechnet. Bezugslänge war $L_{PP} = 104.5\text{m}$, Tiefgang $T = 3.0\text{m}$, Wassertiefe 5m , Kanalbreite 83.2m . Das Schiff wurde mit 392 Elementen diskretisiert, wobei der konkave Schraubenbrunnen im Hinterschiff geglättet wurde. An der Wasseroberfläche wurden 927 Panel angeordnet. Auf der Kanalwand wurden 300 Panel angeordnet.

Die untersuchte Froude-Zahl $F_n = 0.12$ muß als extrem niedrig für ein Panel-Verfahren angesehen werden. Trotzdem ergab auch ein relativ grobes Netz, Abb.4.19, an der Wasseroberfläche gute Ergebnisse. Der Fehler in Erfüllung der Oberflächenrandbedingung wurde in 2 Schritten auf 2% des Ausgangswertes reduziert. Das Wellenbild zeigt bei $F_{nh} = 0.8$ deutliche Flachwassereinflüsse und ist plausibel, Abb.4.20. Neben dem Schiff senkt sich der Wasserspiegel generell ab, ein Kelvin-Wellenbild überlagert sich und wird an der Kanalwand reflektiert. Die Absenkung des Schiffes wurde im Vergleich zu Modellversuchsergebnissen um 17% zu niedrig vorhergesagt, der Trimm entsprechend um 21%. Diese Unterschiede können zumindest teilweise auf das Nichterfassen viskoser Einflüsse zurückgeführt werden. Das Wellenbild zeigt Wellen auch noch am Einströmrund des Kanals. Die Ausdehnung des Netzes nach vorne wurde in Anlehnung an Erfahrungswerte für tiefes Wasser gewählt, die für flaches Wasser zu gering sein könnten.

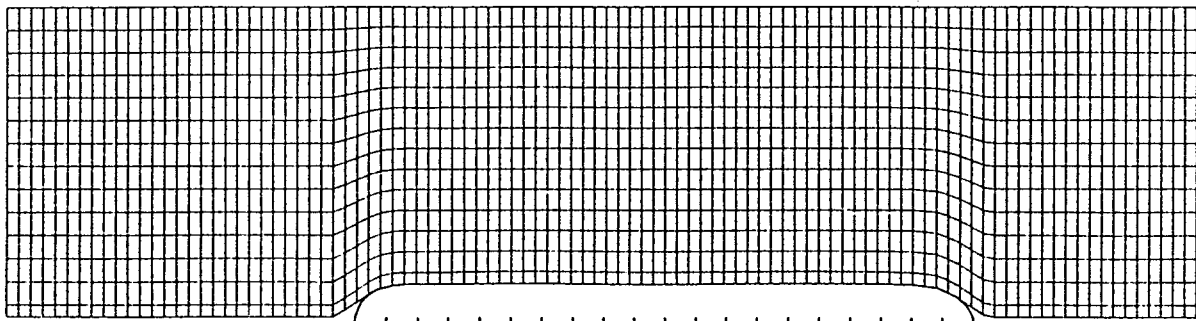


Abb.4.18: Netz an der Wasseroberfläche um Binnenschiff

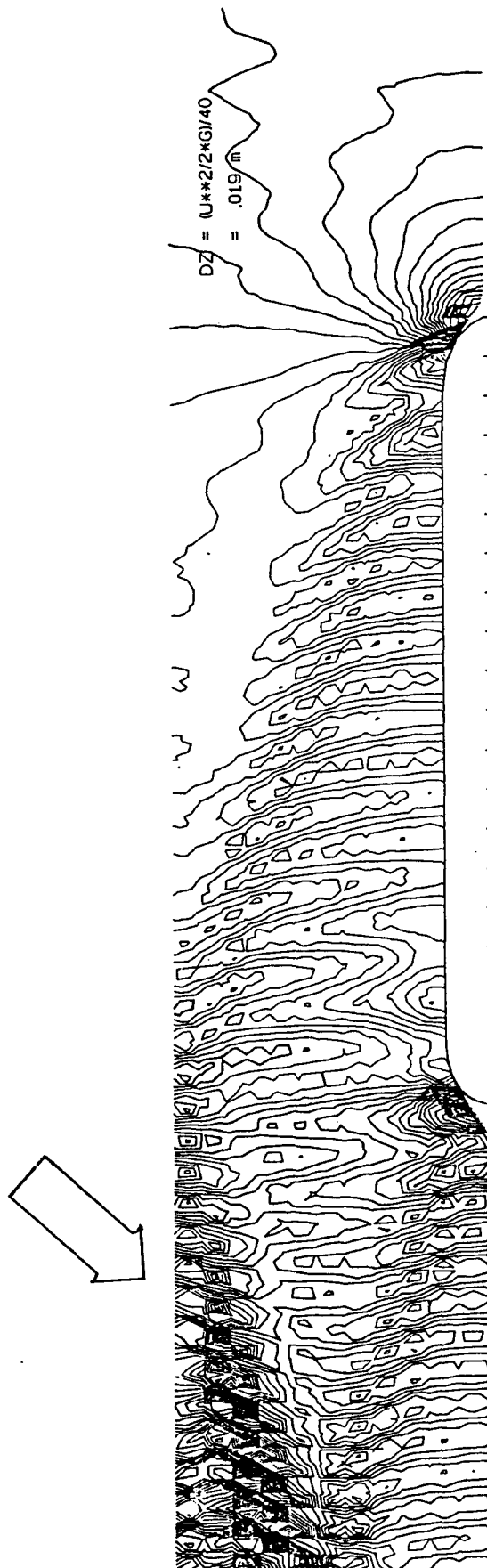


Abb.4.19: Wellenbild für Binnenschiff im Kanal

5. Vision CFD 2000

5.1. Schwerpunkte der Forschung für viskose Strömungen

Die Erfahrungsbasis für Schiffsumströmungen ist immer noch dünn. Forschungsanstrengungen auf breiter Front erzielen Verbesserungen in der Genauigkeit, in der Rechenzeit und in der Benutzerfreundlichkeit der Verfahren. Dabei konzentriert sich naturgemäß die universitäre Forschung auf eine Verbesserung der Genauigkeit und der Rechenzeit, während die industrielle Forschung Schwerpunkte in der Bedienungsfreundlichkeit der Programme und der Anwendung auf wirkliche Schiffsgeometrien setzt. Praktische Anwendungen für Schiffe sind im wesentlichen durch die zur Verfügung stehende Zeit begrenzt. Der starke Zeitdruck führt zur Ablehnung zeit-intensiverer Berechnungen oder Vereinfachung von Problemen um den Preis eines Genauigkeitsverlustes, auch wenn die Ergebnisse im frühen Entwurf immer noch wertvoll sein mögen. Der Fortschritt des nächsten Jahrzehnts wird sich daher im wesentlichen auf Genauigkeit und Anwendungsbreite auswirken, da schnellere Berechnungen und größere Speicherkapazität der Rechner zu feineren (und größeren) Netzen führen werden.

Kommerzielle 'Navier-Stokes'-Löser wie PHOENICS oder STAR erlauben relativ schnell, den Einfluß verschiedener Grundelemente wie z.B. des Turbulenzmodells, der benutzten Differenzenquotienten oder Randbedingungen durch Variation zu studieren. Da bei einer Reihe dieser Elemente für Schiffsumströmungen kaum Erfahrung vorhanden ist, ergibt sich also ein sinnvoller Einsatz kommerzieller Löser auch in der Forschung. Da kommerzielle Löser auch immer mit recht leistungsfähigen Pre- und Postprocessor-Programmen ausgestattet sind, erlauben sie eine Konzentration der Mittel auf die Untersuchung der angesprochenen Grundelemente oder teilweise auch bereits der eigentlichen Strömungsvorgänge.

Da kommerzielle 'Navier-Stokes'-Löser auch an speziell schiffbauliche Probleme (hohe Reynolds-Zahl, komplexe Geometrie) angepaßt werden müssen, wird vielfach der Weg spezieller Löser im Schiffbau von der Forschung beschritten. Man hofft, so schneller zu Programmen zu kommen, die in Geschwindigkeit und Genauigkeit praktischen Ansprüchen genügen. Der Nachteil dieser Eigenentwicklungen ist, daß in der Regel viel Zeit zur Entwicklung einer Infrastruktur (Pre- und Postprocessing) verloren geht, um den eigentlichen Fortschritt in einer Rechenmethode zu demonstrieren. Entsprechend fehlt in der Regel die Zeit für Anwendungsrechnungen auf wirklich gebaute, moderne Schiffsformen. Trotz dieser Ineffizienz muß der Weg spezieller Eigenentwicklungen beschritten werden, wenn bestehende kommerzielle Löser an ihre Grenzen stoßen. Auf diese Weise werden auch Entwicklungsaktivitäten für kommerzielle Löser vorgegeben. Der Trend geht dabei hin zu Mehrgitter-Verfahren, blockstrukturierten Netzen und neuen Turbulenz-Modellen. Deng et al. (1993) weisen für die Strömung um den HSVA-Tanker nach, daß Netzverfeinerungen wenig Verbesserungen liefern, während lokale Eingriffe in das Turbulenz-Modell die gewünschten Wirbelstrukturen nachbilden⁶⁰.

Dabei werden neue Turbulenz-Modelle am längsten brauchen, bevor sie in die Praxis umgesetzt werden. Dies liegt an ihrem empirischen Charakter, der zeit- und kostenintensive Validierung beinhaltet. Trotzdem deutet die Erfahrung mit kommerziellen Programmen in anderen Anwendungen daraufhin, daß langfristig das heute im Schiffbau am meisten verwendete k - ε -Modell durch Modelle ersetzt werden könnte, die die einzelnen Komponenten

⁶⁰"The turbulent eddy viscosity is the key parameter which controls the near wake of the flow. The classical turbulence models seem to produce a too high level of eddy viscosity in the central part of the wake which hides the characteristics of discretisation schemes...Therefore, the development of new turbulence models including more physics...seems to be the only way to improve the quality of RANSE based simulations for this class of flows." Deng et al. (1993)

des Reynolds-Spannungstensors mit gesonderten Transportgleichungen beschreiben⁶¹. Bei den Turbulenz-Modellen besteht noch erheblicher Forschungsbedarf, ob bestehende Modelle durch eventuelle Anpassung von empirischen Konstanten ausreichend verbessert werden können oder grundsätzlich neue Modelle, z.B. bei Aufgabe der Annahme richtungsunabhängiger Scheinviskosität, einen Durchbruch in der Genauigkeit darstellen. Langfristig erscheint mir eine teilweise Direktsimulation der Turbulenz ("large-eddy simulation") die beste Lösung. Im Schiffbau sind wir hier aber wohl noch mindestens ein bis zwei Jahrzehnte von praktischen Anwendungen wegen der hohen Rechneranforderungen entfernt.

Mehrgitter-Verfahren dienen der Verkürzung der Rechenzeit und führen indirekt weg von versetzten Netzen, da diese für Mehrgitter eine aufwendige Programmierung erfordern. Blockstrukturierte Netze erlauben in vertretbarer Zeit auch das Erfassen von komplexen Geometrien, wie sie im Hinterschiff mit entsprechenden Anhängen (Wellenböcken, Leitblechen, etc.) auftauchen.

Mit zunehmender Leistungsfähigkeit der Rechenverfahren, wird die effiziente Netzgenerierung als kritischer Zeit- und Kostenfaktor in praktischen Rechnungen an Bedeutung gewinnen⁶². Adaptive Netze verlagern Aufwand von der Netzgenerierungsphase in die eigentliche Rechenphase. Sie sorgen zudem für eine bessere Ausnutzung vorgegebener Kapazitätsgrenzen der Rechner. Diese beiden Eigenschaften sollten Anlaß zu verstärkten Forschungsanstrengungen zur Entwicklung adaptiver Netze sein. Auf der anderen Seite werden robustere Verfahren entwickelt, die weniger empfindlich auf Netzvariationen reagieren.

Zunehmende Rechenleistung und verbesserte Algorithmen öffnen den Weg zu besserer Modellierung der Strömungsvorgänge am Schiff. Dazu gehören höhere Reynolds-Zahlen (Simulation der Großausführung), Berücksichtigung der Wellenbildung und der Wechselwirkung mit dem Propeller. Die Erfassung der Wellenbildung dürfte relativ schnell in weiter Verbreitung realisiert werden, da erste Pilotanwendungen vielversprechend sind und weltweit breite Forschungsanstrengungen auf diesem Gebiet bekannt sind.

5.2. Schwerpunkte der Forschung für nichtviskose Strömungen

Panel-Methoden sind das am stärksten benutzte CFD-Instrument zur Formverbesserung von Schiffen und bereits seit einigen Jahren fest etabliert. Ziel weltweiter Forschung sind vor allem eine Beschleunigung der Verfahren und eine Erweiterung der Anwendungsgebiete:

– Schnellere Verfahren

Cluster-Techniken oder ähnliche Verfahren könnten bestehende Programme etwa zehnmals schneller machen, sind allerdings komplizierter in der Programmierung. Zudem entfällt weniger als 10% der gesamten Antwortzeit (von Eingang des Linienrisses bis zur Ablieferung des CFD-Berichts) und der Kosten in der Praxis auf die reine Berechnung. Unter diesem Gesichtspunkt sollte sich die Forschung eher auf Fragen der automatischen

⁶¹"[FLUENT] has been offering *Reynolds stress models*...since 1985, where the individual Reynolds stresses are calculated from their modelled transport equations without recourse to an effective viscosity hypothesis. This model, in spite of the fact that it requires somewhat more computational effort than the *k-ε* model, has been shown to lead to predictions of far superior quality and quantity, and is nowadays used routinely by most FLUENT users." Boysan (1992)

⁶²Voogt (1990) weist auf ähnliche Probleme bei CFD-Anwendungen im Flugzeugbau hin: "For a complex shape consisting of fuselage, wings and engine nacelles grid generation can take as much as several weeks whereas the actual computation is done overnight and postprocessing takes a few days. Before these new codes become cost effective and have short turnaround times much effort will have to be invested in speeding up these preparatory processes."

Netzgenerierung und des Datenaustausches konzentrieren, da auf diesen Feldern eine Reduktion der gesamten Antwortzeit auf ein Zehntel innerhalb des nächsten Jahrzehnts möglich erscheint. Kosten und Antwortzeit sind dabei im akademischen Umfeld häufig unterschätzte Einflußgrößen für die Akzeptanz von CFD-Methoden, Bertram und Marzi (1993)⁶³.

– Zusätzliche Anwendungen

Nichtlineare Lösungen beschränken sich bis dato auf schwache Nichtlinearitäten. Schiffe mit sehr stark ausfallenden Spanten in der Nähe der Wasserlinie entziehen sich ebenso wie sehr schnelle Schiffe erfolgreichen nichtlinearen Wellenwiderstandsberechnungen. Katamarane und SES (Luftkissen-Katamarane) erfordern eine Erweiterung des in Kapitel 4.1 beschriebenen physikalischen Modells, die prinzipiell mittelfristig möglich erscheint. Gleitboote dagegen sind in ihrer Physik so kompliziert, daß allgemein nichtlineare Anwendungen von Panel-Methoden wie hier beschrieben für diese Schiffe nicht innerhalb der nächsten Jahre erwartet werden, auch wenn Kring (1992) erste Ansätze in diese Richtung zeigt.

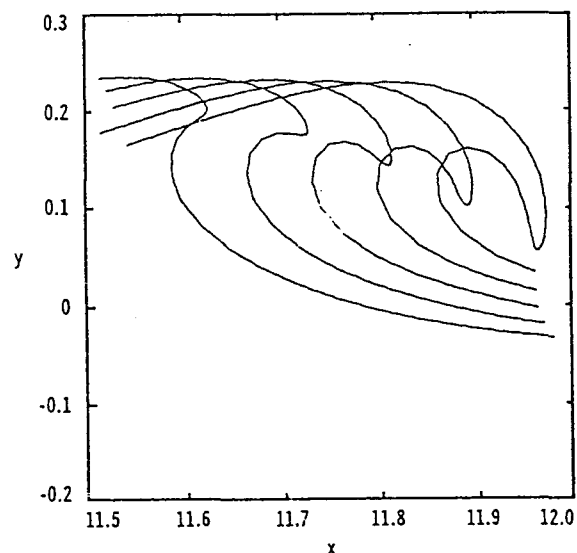


Abb.5.1: Profil einer zweidimensionalen brechenden Welle zu verschiedenen Zeitpunkten der Simulation, Dommermuth et al. (1988)

– Genauigkeit und Problemzonen

Die absolute Genauigkeit der vorhergesagten Widerstände ist nicht befriedigend. Dies liegt zum Teil an den verwendeten Panel-Verfahren, zum Teil aber auch am physikalischen Modell. Die üblichen Panel-Verfahren erster Ordnung liefern bereits für die Druckintegration der Doppelkörperströmung Widerstände, die nicht mehr als eine Größenordnung kleiner als der Wellenwiderstand sind. Nach dem D'Alembertschen Paradoxon sollte der Widerstand aber Null sein! Aber auch bei Verwendung besserer Panel-Verfahren, z.B. Söding (1993b), wird Grenzlinie zwischen Wasseroberfläche und Schiffsoberfläche generell eine Problemzone vor allem an den Enden darstellen. Im unmittelbaren Bugbereich bilden sich bei wirklichen Schiffen Spritzer und brechende Wellen aus, die vom Rechenmodell nicht erfaßt werden und in Einzelfällen das Ergebnis stark verfälschen können. Die genaue Simulation von stark brechenden ("plunging") Wellen wird für lange Zeit nicht

⁶³Peter Jensen (1990) faßt aus seiner Erfahrung am Danish Maritime Institute diesen Sachverhalt ähnlich zusammen: "The success of introducing CFD methods in ship design not only depends on the quality of the predicted flow quantities but also on economic aspects such as cost and turn around time."

möglich sein, da sie bereits im zweidimensionalen Fall erhebliche Rechenzeit erfordert: Dommermuth et al. (1988) simulieren in guter Übereinstimmung mit Experimenten mit einem nicht-viskosen Zeitschritt-Verfahren eine stark brechende Welle, Abb.5.1. Die dafür benötigte Rechenzeit auf einem Super-Computer (Cray 1) betrug aber etwa 30 Stunden. Auch bei nur geringer Spritzerbildung wird die Bugregion in der Regel nicht ausreichend genau erfaßt. Ein Abweichen von den allgemein benutzten regelmäßigen, strukturierten Netzen an der Wasseroberfläche würde feinere Diskretisierungen dieser Bereiche erlauben, könnte aber zu Problemen mit der Erfüllung der Strahlungsbedingung führen. Lokale Lösungen, die nur die Vorschiffsregion betrachten, sollten daher ebenso wie mögliche Techniken zur Erfüllung der Strahlungsbedingung bei unregelmäßigen Netzen untersucht werden.

5.3. Entwicklung der Hardware

Die Rechenzeit für viskose wie nichtviskose Strömungen hängt direkt vom Fortschritt der Computer-Hardware ab. Die Rechenzeit eines Computers hängt von der Anzahl seiner Prozessoren und deren Geschwindigkeit ab. Die Geschwindigkeit des einzelnen Prozessors hat sich in den letzten Jahrzehnten etwa alle drei Jahre verdoppelt. Neue Technologien dürften diese Entwicklung noch für einige Jahrzehnte fortsetzen, Foster (1986)⁶⁴.

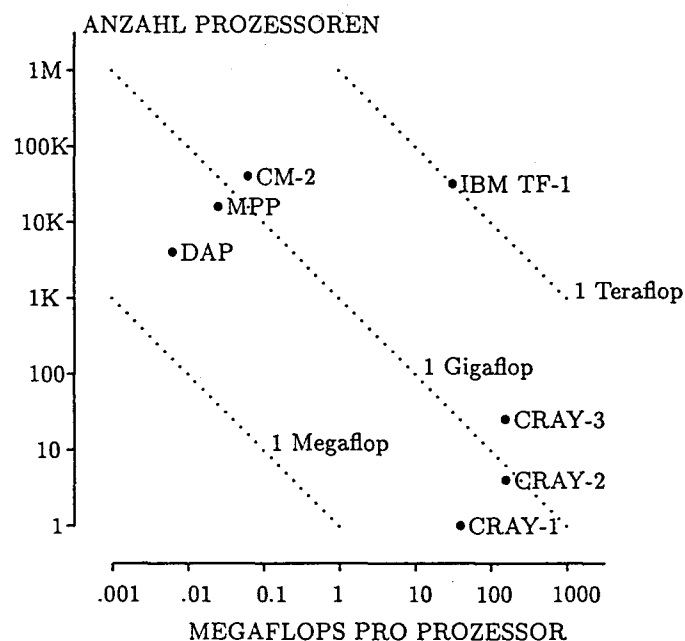


Abb.5.4: Leistungsvergleich bestehender und in der Entwicklung befindlicher Supercomputer. Massiv parallele Rechner wie die CM-2 und die MPP sind besonders geeignet für CFD-Probleme, Quelle: Long et al. (1991).

Den einzelnen Prozessor schneller zu machen, ist ein Ansatzpunkt. In jüngerer Zeit wird die Alternative der *massiv parallelen Computer* besprochen, z.B. mit der CM-2 oder der MPP

⁶⁴Die Leistungsfähigkeit der nächsten Generation von Rechnern wird mit angelsächsischen Humor so beschrieben: "This should be a fifth generation portable 32 bit machine with true multi-tasking that can work out Mandelbrot equations and perform open-heart surgery at the same time." Die Begeisterung über die Leistungsfähigkeit neuer Computer darf allerdings nicht darüber hinweg täuschen, daß Rechenzeitfortschritte mittelfristig eher durch Software-Entwicklung als durch Hardware-Entwicklung erzielbar sind.

(massively parallel processor), Abb.5.2. Massive Parallelrechner sind aber noch weitgehend in der Entwicklung⁶⁵.

Konventionelle Computer wie die CRAY-Maschinen haben einige wenige leistungsstarke Prozessoren. Die neue Generation von Computern hat sehr viele einfache Prozessoren. Die meisten CFD-Probleme erscheinen besonders geeignet für diese Computer, Long et al. (1991). Dabei sind Parallelrechner besonders für viskose Strömungsprobleme von Interesse. Bei Panel-Verfahren lohnt der Einsatz von Parallelrechner nach Untersuchungen von David und Blyth (1992) vor allem dann, wenn das Aufstellen der Matrix zur Bestimmung der unbekannten Quellstärken die CPU-Zeit beeinflusst. Dies ist aber durch die schlechte Konditionierung der Matrix bei Strömungen mit freier Oberfläche (Wellenwiderstand) zumal bei Verwendung einfacher Paneltypen nicht der Fall. Parallele Algorithmen werden sich nach Ansicht vieler Experten durchsetzen, selbst wenn diese Algorithmen letztendlich nicht auf Parallelrechnern (sondern z.B. Clustern von Workstations) laufen.

Teraflop-Maschinen werden bis zum Jahr 2000 erwartet, Rodi (1992). Diese Rechengeschwindigkeiten lassen sich aber für CFD-Probleme noch nicht direkt nutzen, da übliche Entwicklungsumgebungen mit Compilern und Debuggern noch nicht zur Verfügung stehen, Vermeland (1992)⁶⁶. Eine beträchtliche Senkung der Rechenzeit erscheint vor allem dann möglich, wenn die Programmierer sich mit einer Programmiersprache vertraut gemacht haben, die stärker auf die speziellen Möglichkeiten des Parallelrechnens zugeschnitten ist. Für Schiffbauer dürften dies zunächst FORTRAN-90, z.B. Metcalf und Reid (1990), und Weiterentwicklungen wie HPF⁶⁷ sein. Langfristig werden sich aber wohl andere Sprachen zur Programmierung von Parallel-Rechnern durchsetzen, Long et al. (1991)⁶⁸.

5.4. Der Numerische Schlepptank

Modellversuche sind sehr viel genauer in der Leistungsprognose als Rechenmethoden. CFD bietet dagegen leichte Kosten- und deutliche Zeitvorteile, Abb.5.3. In Zukunft werden die relativen Vorteile von CFD gegenüber Modellversuchen zunehmen. Modellversuche dürften der allgemeinen Preisentwicklung folgend sich leicht verteuern. Sie lassen sich nur unwesentlich beschleunigen und nur mit erheblichem Kostenmehraufwand in der Genauigkeit steigern. CFD dagegen wird rapide Fortschritte in Hinsicht auf Zeit und Genauigkeit erzielen und immerhin noch deutlich preiswerter werden, da Hardware-Kosten fallen und durch zunehmende Benutzerfreundlichkeit die Programme weniger Mannzeit erfordern.

Spätestens wenn CFD schneller, preiswerter und genauer ist als der Modellversuch, werden Versuchsanstalten, wie wir sie heute kennen, verschwinden. Eine derartige Prognose für Widerstands- und Propulsionsversuche ist bereits von Kux und Söding (1989) gestellt worden und führt naturgemäß zu einer Polarisierung zwischen Versuchstechnikern und CFD-Experten.

⁶⁵"I am defining a massively parallel system as a scalable architecture with a large number of relatively inexpensive processors. The systems typically have distributed memory architectures for ease of scalability and have peak speeds approaching 50 GFlops. Unfortunately, very few machines exist today with a thousand or more processors and very few applications run on such machines.", Vermeland (1992)

⁶⁶"Currently, software tools for massively parallel distributed memory machines are in an immature state, similar to vector tools 10 years ago."

⁶⁷High Performace Fortran

⁶⁸"The new generation of parallel computers will require a new generation of software. For some time to come this will be the only way to achieve order-of-magnitude improvements in performance... In terms of programming languages, Fortran-77 is not necessarily the best scientific language. It is the most common language today primarily because of the momentum generated by its widespread use in the 1960s and 1970s. However, familiarity with a language should not be the only criteria by which a language is judged. The future of Fortran really rests on how well Fortran-8X [= Fortran-90] is implemented."

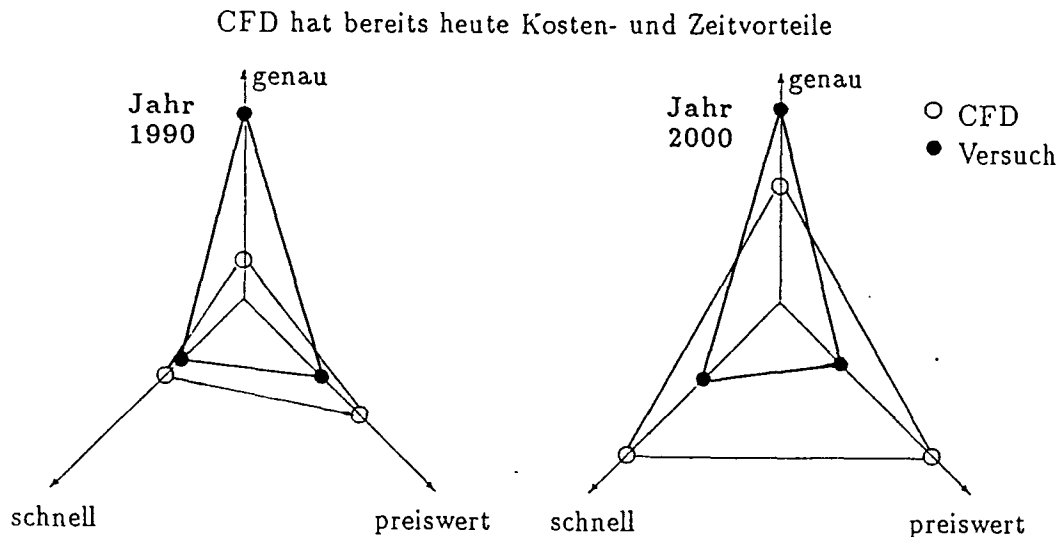


Abb.5.3: Vergleich von CFD zu Modellversuchen in Zeit-, Kosten- und Qualitätsvorteilen

Zur Zeit gelingt es, die Strömung in einem Kanal bis zu einer Reynolds-Zahl von 13000 direkt numerisch zu simulieren. Bei rund 4 Millionen Gitterpunkten braucht ein heutiger Super-Computer (CRAY YMP) mehrere hundert Stunden für die Lösung, Rodi (1992). Die Zahl der Gitterpunkte wächst ungefähr mit der dritten Potenz der Reynolds-Zahl. Eine einfache Abschätzung zeigt, daß wir noch für etliche Jahrzehnte vom "Numerische Schlepptank" im Sinne einer direkten numerischen Lösung der Navier-Stokes-Gleichungen für Schiffsumströmungen entfernt sind.

Trotzdem wird der traditionelle Widerstands- und Propulsionsversuch zurückgedrängt werden. Es ist zu erwarten, daß sich zunächst die Anstrengungen darauf konzentrieren werden, für konventionelle Handelsschiffe Erfahrungen mit der Lösung der Reynolds-Gleichungen zu sammeln, um dann ähnlich wie bei den Modellversuchen mit empirischen Korrekturen zu einer recht genauen Leistungsprognose zu gelangen. Dazu sind noch einige Schritte erforderlich, die beim heutigen Stand der Technik in der Regel noch nicht erfaßt sind:

- die Erfassung der freien Oberfläche (Wellenwiderstandsanteil)
- die dynamische Schwimmlagenveränderung
- Lösung der Reynolds-Gleichungen (möglichst bei Reynolds-Zahlen der Großausführung) ohne signifikante Ergebnisänderung bei Netzvariation
- Erfahrungskatalog für moderne Schiffsformen zur Korrelation

Selbst dieses deutlich bescheidenere Ziel wird noch mindestens ein Jahrzehnt bis zur Realisierung und Umsetzung in die Praxis erfordern.

Literatur

- AANESLAND, V. (1989), *A hybrid model for calculating wave-making resistance*, 5th Int. Conf. Num. Ship Hydrodyn., Hiroshima
- ABDEL-MAKSoud, M. (1992), *Vergleichende experimentelle und numerische Untersuchungen der turbulenten Strömung am schiffsähnlichen Körper mit und ohne Propeller*, Diss., VDI-Fortschrittsbericht 207, Reihe 7: Strömungstechnik
- ADONIS (1991), *Application of computational fluid dynamics over a range of industrial and natural-environment problems in the context of ship design*, EMIT-Bericht 1, Bremerhaven
- ALBERT, R.; SPRUTH, D.; BADEDOW, G.; GOEHRT, H.; STERRENBURG, V.; WOLF, H.; TRUSCHEIT, R.; SENDNER, H.; BÖSCHEN, W. (1986), *Bremer Vulkan-Neubau "Ville de Jupiter" – ein "High-Tech"-Containerschiff vom Typ Econprogress BV 1600*, Schiff&Hafen 11
- ANDO, J.; NAKATAKE, K. (1988), *A method to calculate wave flow by Rankine source*, Trans. West Japan Soc. Naval Architects
- BALDWIN, B.; LOMAX, H. (1978), *Thin layer approximation and algebraic model for separated turbulent flows prediction code*, AIAA Paper 78-257
- BAI, K.J.; YEUNG, R.W. (1974), *Numerical solution to free-surface flow problems*, 10th Symp. Naval Hydrodyn., Cambridge
- BECK, R.F.; MAGEE, A. (1988), *Compendium of ship motion calculations using linear time-domain analysis*, Univ. of Michigan, Dept. of NA&ME Rep. 310
- BERTRAM, V. (1990a), *Ship motions by a Rankine source method*, Ship Technology Research 37/4
- BERTRAM, V. (1990b), *Stationary potential flow around ships*, 5th IMAEM-Congress, Athen
- BERTRAM, V. (1990c), *A Rankine source method for the forward-speed diffraction problem*, Diss., IFS-Bericht 508, Univ. Hamburg
- BERTRAM, V. (1992), *Wellenwiderstandsberechnung für SWATH-Schiffe und Katamarane*, Jahrbuch der STG
- BERTRAM, V., CHAO, K.-Y.; LAMMERS, G.; LAUDAN, J. (1992a), *Entwicklung und Verifikation numerischer Verfahren zur Antriebsleistungsprognose*, HSVA-Bericht 1579
- BERTRAM, V.; JENSEN, G. (1987), *Numerische Berechnung des Schiffswellenwiderstands*, IFS-Bericht 477, Univ. Hamburg
- BERTRAM, V.; JENSEN, G. (1992), *Side-Wall and shallow water influence on potential flow*, 7th Int. Workshop Water Waves and Floating Bodies, Val de Reuil
- BERTRAM, V.; JENSEN, G.; LAUDAN, J.; OLTMANN, P. (1992b), *Numerische Schiffsformoptimierung für den E3-Tanker*, Jahrbuch der STG
- BERTRAM, V.; LAUDAN, J. (1993), *Computation of viscous and inviscid flow around ship hulls*, Ship Technology Research 40/3
- BERTRAM, V.; MARZI, J. (1993), *Ökonomische Aspekte des Einsatzes von CFD beim Schiffsentwurf*, Hansa 130/3
- BERTRAM, V.; MOHR, E. (1992), *Hydro-numeric HYSWAS design*, Intersociety High Performance Marine Vehicles Conf. HPMV 92, Washington

- BOUSSINESQ, J. (1877), *Theorie de l'écoulement tourbillant*, Mem. pres. Acad. Sci XXIII, 46, Paris
- BOYSAN, F. (1992), *Future directions in industrial computational fluid dynamics*, 1st Int. Conf. Appl. CFD, Basel
- BREIT, S.R.; NEWMAN, J.N.; SCLAVOUNOS, P.D. (1985), *A new generation of panel programs for radiation-diffraction problems*, BOSS '85, Delft
- BROBERG, L.; ZHANG, D.H.; LARSSON, L.; SCHÖÖN, J. (1991), *Shipflow predictions of the flow around two tanker sterns*, 1990-SSPA-CTH-IIHR Workshop, Ed. L.Larsson, V.C.Patel, G.Dyne, Göteborg
- BUSCH, S. (1990), *Numerische Berechnung des Wellenwiderstands eines schnellen Sportbootes*, IfS-Diplomarbeit, Univ. Hamburg
- CAMPANA, E.; DiMASCIO, A.; ESPOSITO, P.G.; LALLI, F. (1993), *A multidomain approach to free surface viscous flows*, 8th Int. Workshop Water Waves and Floating Bodies, St.Johns
- CAMPANA, E.; DiMASCIO, A.; ESPOSITO, P.G.; LALLI, F. (1993), *Domain decomposition in free surface viscous flows*, 6th Int. Num. Ship Hydrodyn., Iowa City
- CAO, Y.-S. (1991), *Computations of nonlinear gravity waves by a desingularized boundary integral method*, Diss., Dept. NA&ME, Univ. Michigan
- CAO, Y.-S.; SCHULTZ, W.W.; BECK, R.F. (1990), *Three-dimensional insteady computations of nonlinear waves caused by underwater disturbances*, 18th Symp. Naval Hydrodyn., Ann Arbor
- CAO, Y.-S.; SCHULTZ, W.W.; BECK, R.F. (1991), *Three-dimensional desingularized boundary integral methods for potential problems*, Int. J. Num. Meth. Fluids 12
- CAO, Y.-S.; LEE, T.; BECK, R.F. (1992), *Computation of nonlinear waves generated by floating bodies*, 7th Int. Workshop Water Waves and Floating Bodies, Val de Reuil
- CAPRINO, G.; SANSALONE, M.; SUCCIO, D. (1987), *Prediction of ship hull wake for propeller design using PHOENICS code*, 2nd Int. PHOENICS User Conf. London
- CEBECI, T; SMITH, A.M.O. (1974), *Analysis of turbulent boundary layers*, Academic Press, New York
- CHAO, K.-Y.; STRECKWALL, H. (1989), *Berechnung der Propellerumströmung mit einer Vortex-Lattice-Methode*, Jahrbuch STG
- CHEN, H.C.; PATEL, V.C. (1985), *Calculation of trailing-edge, stern and wake flows by time-marching solution of the partially-parabolic equations*, Rep. 285, Iowa Inst. of Hydraulic Research, Iowa City
- CHEN, H.C.; PATEL, V. (1987), *Practical near-wall turbulence models for complex flows including separation*, AIAA Paper 87-1300
- CLAUSER, F.H. (1956), *The turbulent boundary layer*, Advances in Applied Mechanics 4, Academic Press, New York
- CURA, A. (1992), *Numerische Lösung der Reynolds-gemittelten Navier-Stokes Gleichungen*, Hydrodynamisches Seminar Sommer 1992, IfS-Schrift 2398, Univ. Hamburg
- CURA, A. (1993a), *Three-dimensional elliptic grid generation with a multigrid method*, Pan-american Congress on Applied Mechanics PACAM III, Sao Paulo
- CURA, A. (1993b), *Grundtechniken für viskose Strömungen um Schiffe*, 27. IfS-

Kontaktstudium, Univ. Hamburg

DANNENHOFFER, J.F. (1991), *A comparison of adaptive-grid redistribution and embedding for steady transonic flows*, Int. J. Num. Meth. Eng. 32/4

DAWSON, W.C. (1977), *A practical computer method for solving ship wave problems*, 2nd Int. Conf. Num. Hydrodyn., Berkeley

DAVID, T., BLYTH, G. (1992), *Parallel algorithms for panel methods*, Int. J. Num. Meth. in Fluids 10 parallel bringt nur was, wenn aufstellen der matrix wichtig fuer CPU-zeit

DELHOMMEAU, G. (1992), *Computation of nonlinear wave and wave resistance*, 7th Int. Workshop Water Waves and Floating Bodies, Val de Reuil

DENG, G.B.; QUEUTEY, P.; VISONNEAU, M. (1993), *Navier-Stokes computations of ship stern flows: A detailed comparative study of turbulence models and discretization schemes*, 6th Int. Num. Ship Hydrodyn., Iowa City

DILLINGHAM, J. (1981), *Motion studies of a vessel with water on deck*, Marine Technology 18/1

DIMIRDŽIĆ, I.; GOSMAN, A.D.; ISSA, R.I. (1980), *A finite-volume method for the prediction of turbulent flow in arbitrary geometries*, 7th Int. Conf. Num. Meth. Fluid Dynamics, Stanford

DOMMERMUTH, D.G.; YUE, D.K.P.; LINN, W.M.; RAPP, R.J.; CHAN, E.S.; MELVILLE, W.K. (1988), *Deep water plunging breakers: a comparison between potential theory and experiments*, J. Fluid Mech. 189

E3 (1992a), *E3 Tanker - Formal Presentation*, London, 10 September

E3 (1992b), *E3-Tankerkonzept: Sichere Tankschiffe aus Europa für die Welt*, Hansa 129/11

ENGELMAN, M.S. (1992), *CFD - Where to next*, 1st Int. Conf. Appl. CFD, Basel

FALTINSEN, O.; SVENSEN, T. (1990), *Incorporation of seakeeping theories in CAD*, CFD and CAD in Ship Design, Ed. G. van Oortmerssen, Elsevier

FARMER, J.; MARTINELLI, L.; JAMESON, A. (1993), *A fast multigrid method for solving the nonlinear ship wave problem with a free surface*, 6th Int. Num. Ship Hydrodyn., Iowa City

FØRDE, M.; ØRBEKK, E.; KUBBERUD, N. (1992), *Reduction of aerodynamic drag of a high speed catamaran by using advanced CFD calculations*, 1st Int. Conf. Appl. CFD, Basel

FOSTER, R.N. (1986), *Innovation - The attacker's advantage*, Summit Books, New York

GRAF, K. (1992), *Calculation of viscous flow around barge-like ship hulls*, Ship Technology Research 39/3

GREELEY, D.S.; KERWIN, J.E. (1982), *Numerical methods for propeller design and analysis in steady flow*, Trans. SNAME 90

HÄHNEL, G.; LABES, K.-H. (1968), *Systematische Widerstandsuntersuchungen für schnelle Frachtschiffe mit und ohne Bugwulst*, Schiffbau Forschung 7

HERFJORD, K.; NIELSEN, F.G. (1991), *Motion response of floating production units: Results from a comparative study on computer programs*, OMAE Vol.I-B, Offshore Technology, ASME

HESS, J. (1990), *Panel methods in computational fluid dynamics*, Ann. Rev. Fluid Mech. 22

HESS, J.; SMITH, A.M.O. (1962), *Calculation of non-lifting potential flow about arbitrary three-dimensional bodies*, Douglas Aircraft Division Report No. E.S.40622

- HESS, J.; SMITH, A.M.O. (1964), *Calculation of nonlifting potential flow about arbitrary three-dimensional bodies*, J. Ship Research 8/2
- HESS, J.; VALAREZO, W.O. (1985), *Calculation of steady flow about propellers using a surface panel method*, AIAA J. Propuls. Power 1
- HINO, T. (1989), *Computation of a free surface flow around advancing ship by the Navier-Stokes equations*, 5th Int. Conf. Num. Hydrodyn., Hiroshima
- HOEKSTRA, M. (1989), *Recent developments in a ship stern flow prediction code*, 5th Int. Conf. Num. Hydrodyn., Hiroshima
- HOFFMANN, H.P. (1976), *Untersuchung der 3-dimensionalen, turbulenten Grenzschicht an einem Schiffsdoppelmodell im Windkanal*, IfS-Bericht 343, Univ. Hamburg
- HOSHINO, T. (1990), *Numerical and experimental analysis of propeller wake by using a surface panel method and a 3-component LDV*, 18th Symp. Naval Hydrodyn., Ann Arbor
- HUCHO, W.-H. (1989), *Numerischer Windkanal*, ct - Magazin zur Computertechnik 10
- ISHIKAWA, S.; PATEL, V.C. (1990), *Numerical simulation of stern and wake flow of a full ship at high Reynolds number*, Trans. West-Japan Soc. of Nav. Arch. 79
- ISSA, R.I. (1986), *Solution of the implicitly discretized fluid flow equations by operator-splitting*, J. Comp. Physics 62
- ISSC (1988), 10th Int. Ship & Offshore Structures Congress, ch. I.2, Lyngby
- ITTC (1990), 19th Int. Towing Tank Conf., Madrid
- JANSON, C.E.; LARSSON, L. (1985), *Ship flow calculation using the PHOENICS computer code*, 2nd Int. Symp. Ship Viscous Flow, Göteborg
- JENSEN, G. (1988a), *Berechnung der stationären Potentialströmung um ein Schiff unter Berücksichtigung der nichtlinearen Randbedingung an der freien Wasseroberfläche*, Diss., IfS-Bericht 484, Univ. Hamburg
- JENSEN, G. (1988b), *Berechnung des Wellenwiderstands für praktische Schiffsformen*, Jahrbuch STG
- JENSEN, G. (1991), *A panel method using numerical integration*, 7th GAMM Seminar Num. Techn. for BEMs, Kiel
- JENSEN, G.; BERTRAM, V.; LAUDAN, J. (1991), *Praktische Anwendungen numerischer Schiffshydrodynamik*, Rostocker Schiffstechnisches Symp.
- JENSEN, G.; BERTRAM, V.; SÖDING, H. (1989), *Ship wave-resistance computations*, 5th Int. Conf. Num. Ship Hydrodyn., Hiroshima
- JENSEN, G.; LAUDAN, J. (1992), *Entwicklung und Verifikation numerischer Verfahren zur Antriebsleistungsprognose*, BMFT-Status-Seminar, Rostock
- JENSEN, G.; MI, Z.-X.; SÖDING, H. (1986), *Rankine source methods for numerical solutions of the steady wave resistance problem*, 16th Symp. Naval Hydrodyn., Berkeley
- JENSEN, P.S. (1987), *On the numerical radiation condition in the steady-state ship wave problem*, J. Ship Research 31/1
- JENSEN, P.S. (1990), *Automatic panel generation for seakeeping and wave resistance calculations*, CAD and CFD in Ship Design, Ed. G. van Oortmerssen, Elsevier
- JU, S.; PATEL, V.C. (1991), *Stern flows at full-scale Reynolds numbers*, J. Ship Research 35

- JU, S.; PATEL, V.C. (1992), *A numerical approach for predicting the total resistance and nominal wakes of full-scale tankers*, 19th Symp. Naval Hydrodyn., Seoul
- KAJITANI, H. (1987), *A wandering in some ship resistance components and flows*, Schiffstechnik 34/3
- KERWIN, J.E.; LEE, C.S. (1978), *Prediction of steady and unsteady marine propeller performance by numerical lifting-surface theory*, Trans. SNAME 86
- KERWIN, J.E.; KINNAS, S.A.; LEE, J.T.; SHIH, W.Z. (1987), *A surface panel method for the hydrodynamic analysis of ducted propellers*, Trans. SNAME 95
- KIM, Y.-H.; LUCAS, T. (1990), *Nonlinear ship waves*, 18th Symp. Naval Hydrodyn., Ann Arbor
- KIM, Y.-H.; LUCAS, T.R. (1992), *Nonlinear effects on a high block ship at low and moderate speed*, 19th Symp. Naval Hydrodyn., Seoul
- KINNAS, S.A.; HSIN, C.Y. (1990), *A potential based panel method for the unsteady flow around open ducted propellers*, 18th Symp. Naval Hydrodyn., Ann Arbor
- KINNAS, S.A.; HSIN, C.Y. (1992), *Boundary element method for the analysis of ducted propellers*, AIAA J. 30/3
- KING, B. (1987), *Time-domain analysis of wave exciting forces on ships and bodies*, Diss., Dept. NA&ME Rep. 304, Univ. Michigan,
- KING, B. (1990), *A fast numerical solver for large amplitude ship motions simulations*, STAB'90, Genua
- KING, B.K.; BECK, R.B.; MAGEE, A.R. (1988), *Seakeeping calculations with forward speed using time-domain analysis*, 17th Symp. Naval Hydrodyn., Den Haag
- KLEBANOFF, P.S. (1954), *Characteristics of turbulence in a boundary layer with zero pressure gradient*, NACA-TN 3178
- KNAACK, T. (1992), *Untersuchung der Struktur des Reynolds-Tensorfeldes in einer dreidimensionalen Strömung*, Diss., IfS-Bericht 527, Univ. Hamburg
- KODAMA, Y. (1989), *Grid generation and flow computation for practical ship hull forms and propellers using the geometrical method and IAF scheme*, 5th Int. Conf. Num. Hydrodyn., Hiroshima
- KORSMEYER, F.T.; LEE, C.H.; NEWMAN, J.N.; SCLAVOUNOS, P.D. (1989), *The analysis of wave effects on tension-leg platforms*, 7th Int. Conf. Offshore Mech. and Arctic Eng.; OMAE, Houston
- KOYAMA, K. (1992), *Comparative calculations of propellers by surface panel method*, 20th ITTC Prop. Committee, Workshop on Surface Panel Method for Marine Propellers, Seoul
- KRING, D. (1992), *Free surface flows for planing craft*, 7th Int. Workshop Water Waves and Floating Bodies, Val de Reuil
- KRING, D.; SCLAVOUNOS, P. (1991), *A new method for analysing the seakeeping of multi-hull ships*, FAST-Konf., Trondheim
- KUUTTI, I. (1990), *Practical applications of an integrated design system in ship hydrodynamics*, CFD and CAD in Ship Design, Ed. G. van Oortmerssen, Elsevier
- KUX, J.; SÖDING, H. (1990), *Möglichkeiten und Grenzen der Berechnung turbulenter Schiffsumströmungen*, Jahrbuch Schiffbautechnische Gesellschaft, Springer

- KWAG, S.H.; MORI, K.H.; DOI, Y. (1990), *Numerical simulation of high Reynolds number flows with free-surface*, Trans. West-Japan Soc. Nav. Arch.
- LALLI, F.; CAMPANA, E.; BULGARELLI, U. (1992), *Ship waves computations*, 7th Int. Workshop Water Waves and Floating Bodies, Val de Reuil
- LANDWEBER, L. (1979), *Wigley parabolic hull group discussion*, Workshop Ship Wave-resistance Computations 1, DTNSRDC, Bethesda
- LARSSON, L.; BROBERG, L.; KIM, K.J.; ZHANG, D.H. (1989), *SHIPFLOW - A CFD system for ship design*, 4th Int. Symp. Practical Design of Ships and Mobile Units, PRADS, Varna
- LARSSON, L.; BROBERG, L.; KIM, K.-J.; ZHANG, D.-H. (1990a), *A method for resistance and flow prediction in ship design*, SNAME Trans 98
- LARSSON, L.; BROBERG, L.; ZHANG, D.-H.; KIM, K.-J. (1990b), *New viscous and inviscid CFD techniques for ship flows*, 5th Int. Conf. Num. Ship Hydrodyn., Hiroshima
- LARSSON, L.; PATEL, V.C.; DYNE, G. (Eds.) (1991), *Ship viscous flow*, 1990 SSPA-CTH-IIHR Workshop, Göteborg
- LAUDAN, J. (1993), *Möglichkeiten und Grenzen viskoser CFD für Schiffe*, 27. IfS-Kontaktstudium, Univ. Hamburg
- LAUNDER, B.E.; SPALDING, D.B. (1974), *The numerical computation of turbulent flows*, Computer methods in Applied Mechanics and Engineering 3
- LETCHER, J.; CRESSY, C.; OLIVER, J.; FRILLS, M. (1987a), *Hydro-numeric design of winged keels for Stars&Stripes*, Marine Technology 24/4
- LETCHER, J.; MARSHALL, J.K.; OLIVER, J.; SALVESEN, N. (1987b), *Stars&Stripes*, Scientific American 257/2
- LIAPIS, S.J. (1986), *Time-domain analysis of ship motions*, Diss., Dept. NA&ME, Univ. of Michigan
- LIN, W.M.; YUE, D.K.P. (1990), *Numerical solutions for large-amplitude ship motions in time domain*, 18th Symp. Naval Hydrodyn., Ann Arbor
- LÖFDAHL, L.; LARSSON, L. (1984), *Turbulence measurements near the stern of a ship model*, J. Ship Research 28/3
- LONG, L.N.; KHAN, M.M.S.; SHARP, H.T. (1991), *Massively parallel three-dimensional Euler/Navier-Stokes method*, AIAA J. 29/5
- McCREIGHT, W.R. (1991), *Ship motions with nonlinear high speed effects*, 6th Int. Workshop Water Waves and Floating Bodies, Woods Hole
- MacGREGOR, J.R.; BRIDGES, D.C.; BLYTH, A.G. (1991), *Propulsion of small waterplane area twin hull ships*, IMAS, 6th Int. Maritime and Shipping Conf., Sydney
- MAGEE, A. (1991), *Large-amplitude ship motions in the time domain*, Diss., Dept. NA&ME, Univ. Michigan
- MASKEW, B. (1992), *Prediction of nonlinear wave/hull interactions on complex vessels*, 19th Symp. Naval Hydrodyn., Seoul
- MAISONNAUVE, J.J.; DELHOMMEAU, G. (1991), *A computer tool for solving the wave resistance problem for conventional and unconventional ships*, CADMO91, 3. Int. Conf. on Computer Aided Design, Manufacture and Operation in the Marine and Offshore Industry,

Key Biscayne

- MARUO, H.; OGIWARA, S. (1985), *A method of computation for steady ship-waves with non-linear free surface condition*, 4th Int. Conf. Num. Ship Hydrodyn., Washington
- MASUKO, A.; OGIWARA, S. (1989), *Numerical simulation of viscous flow around practical hull form*, 5th Int. Conf. Num. Ship Hydrodyn., Hiroshima
- METCALF, M.; REID, J. (1990), *Fortran 90 explained*, Oxford University Press
- MICHELL, J.H. (1898), *The wave resistance of a ship*, Phil. Mag. 45
- MIYATA, H.; SATO, T.; BABA, N. (1987), *Difference solution of a viscous flow with free-surface waves about an advancing ship*, J. Comp. Physics 72/2
- MIYATA, H.; ZHU, M.; WATANABE, O. (1992), *Numerical study on a viscous flow with free-surface waves about a ship in steady straight course by a finite-volume method*, J. Ship Research 36/4
- MIYATA, H.; OHMORI, T.; KARMAL, E. (1993), *Hydrodynamical design of super-slender twin-hull ferries by CFD techniques*, 6th Int. Num. Ship Hydrodyn., Iowa City
- MOHR, E. (1992), *Schnelle Schiffe mit gutem Seeverhalten bei starkem Seegang*, Hansa 129/8
- MORI, K.H.; KWAG, S.H.; DOI, Y. (1990) *Numerical simulation of ship waves and some discussions on bow wave breaking and viscous interactions of stern wave*, 18th Symp. Naval Hydrodyn., Ann Arbor
- MORINO, L.; KUO, C.C. (1974), *Subsonic potential aerodynamics for complex configurations: A general theory*, AIAA J. 12/2
- MUSKER, A.J. (1988), *A panel method for predicting ship wave resistance*, 17th Symp. Naval Hydrodyn., Den Haag
- NAKATAKE, K.; ANDO, J.; KOMURA, A.; KATAOKA, K. (1990) *On the flow field and hydrodynamic forces of an obliquing ship*, Trans. West-Japan So. Naval Arch. 90 (in Japanese)
- NAKOS, D. (1990), *Ship wave patterns and motions by a three-dimensional Rankine panel method*, Ph.D. thesis, MIT, Cambridge
- NAKOS, D. (1991), *Transverse wave cut analysis by a Rankine panel method*, 6th Int. Workshop Water Waves and Floating Bodies, Woods Hole
- NAKOS, D.; SCLAVOUNOS, P.D. (1990a), *Ship wave pattern*, J. Fluid Mech. 209
- NAKOS, D.; SCLAVOUNOS, P.D. (1990b), *Ship motions by a three-dimensional Rankine panel method*, 18th Symp. Naval Hydrodyn., Ann Arbor
- NAKOS, D.; KRING, D.; SCLAVOUNOS, P.D. (1993), *Rankine panel method for transient free surface flows*, 6th Int. Conf. Num. Ship Hydrodyn., Iowa City
- NEWMAN, J.N. (1985), *Algorithms for the free-surface Green's function*, J. Eng. Math. 19
- NEWMAN, J.N. (1989), *The numerical towing tank - fact or fiction*, Ship Technology Research 36/4
- NI, S.Y. (1987), *Higher order panel methods for potential flow with linear or nonlinear free surface boundary conditions*, Diss., Chalmers Univ., Göteborg
- NOBLESSE, F. (1983), *A slender-ship theory of wave-resistance*, J. Ship Research 27
- NOBLESSE, F. (1989), *A new expression for the steady wave spectrum of a ship*, 4th Int.

Workshop Water Waves and Floating Bodies, Oystese

- NOBLESSE, F.; HENDRIX, D. (1990), *Near-Field nonlinearities and short far-field ship waves*, 18th Symp. Naval Hydrodyn., Ann Arbor
- OGIWARA, S.; MASUKO, A. (1986), *A method of calculation for steady ship waves by means of Rankine source and its application to hull form design*, Int. Conf. CADMO86, Washington
- OGIWARA, S. (1987), *Tank experiments and numerical works on Series 60 model in IHI ship model basin*, Report to the Cooperative Experiment Program of 18th ITTC, Kobe, Japan
- OH, K.J.; KANG, S.H.; KOBAYASHI, T. (1989), *Numerical calculation of viscous flow over a ship stern by fully elliptic and partially parabolic Navier-Stokes equations*, 5th Int. Conf. Num. Ship Hydrodyn., Hiroshima
- OH, K.J.; KANG, S.H. (1992), *Full scale Reynolds number effects for the viscous flow around the ship stern*, Computational Mechanics 9
- OLIVER, J.C.; LETCHER, J.S.; SALVESEN, N. (1987), *Performance predictions for Stars&Stripes*, Trans. SNAME 95
- OORTMERSSEN, G. VAN (1990), *Predicting the hydrodynamic performance in ship design: Tests or computations*, CFD and CAD in Ship Design, Ed. G. van Oortmerssen, Elsevier
- PATANKAR, S.V.; SPALDING, D.B. (1972), *A calculation procedure for heat, mass and momentum transport in three-dimensional parabolic flows*, Int. J. Heat Mass Transfer 15
- PATEL, V.C.; JU, S.; LEW, J.M (1990), *Viscous flow past a ship in a cross current*, 18th Symp. Naval Hydrodyn., Ann Arbor
- PERIC, M. (1993), *Numerische Berechnungsmethoden*, IfS-Vorlesungsmanuskript, Univ. Hamburg
- PETHEY, F. (1985), *Berechnung der Flüssigkeitsbewegung in teilgefüllten Tanks und Leckräumen*, Schiffstechnik 32/2
- PIQUET, J.; VISONNEAU, M. (1989), *Computation of the flow past shiplike hulls*, 5th Int. Conf. Num. Ship Hydrodyn., Hiroshima
- RAVEN, H.C. (1988), *Variations on a theme by Dawson; recent improvements of potential flow calculation method for ships*, 17th Symp. Naval Hydrodyn., The Hague
- RAVEN, H.C. (1990), *Adequacy of free surface conditions for the wave resistance problem*, 18th Symp. Naval Hydrodyn., Ann Arbor
- RAVEN, H.C. (1992), *A practical nonlinear method for calculating ship wavemaking and wave resistance*, 19th Symp. Naval Hydrodyn., Seoul
- RHIE, C.M.; CHOW, W.L. (1983), *Numerical study of the turbulent flow past an airfoil with trailing edge separation*, AIAA J. 21/4
- RICHTMEYER, R.D.; MORTON, K.W. (1967), *Difference methods for initial-value problems*, Wiley-Interscience
- RODI, W. (1980), *Turbulence models and their applications in hydraulics*, Int. Association of Hydraulic Research Publ.
- RODI, W. (1992), *The simulation of turbulence in practical flow calculations*, 1st World Conf. in Applied CFD, Basel
- ROSTEN, H.I.; SPALDING, D.B. (1987), *PHOENICS reference manual*, CHAM Publ. TR200

- SAMES, P. (1992) *Turbulenzmodelle*, Hydrodynamisches Seminar Sommer 1992, IfS-Schrift 2398, Univ. Hamburg
- SCHLICHTING, H. (1958), *Grenzschichttheorie*, 3.Aufl.
- SLOOFF, J.W. (1984), *On wings and keels*, Rep. National Lucht- en ruimtevaartlab., NLR MMP 84006U, auch AIAA 12th Symp. on Sailing, Seattle
- SÖDING, H. (1993a), *Strömungsberechnungen für spezielle Fragen der Schiffstechnik*, 27. IfS-Kontaktstudium, Univ. Hamburg
- SÖDING, H. (1993b), *A method for accurate force calculations in potential flow*, Ship Technology Research 40/4
- SÖDING, H.; BERTRAM, V.; JENSEN, G. (1989), *Absenkung und Vertrimmung von Schiffen durch Fahrt in flachem Wasser*, Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft, Springer
- SPALDING, D.B. (1972), *A novel finite difference formulation for differential expressions involving both first and second derivatives*, Int. J. Numer. Methods Eng. 4
- STERN, F.; KIM, H.T.; PATEL, V.C.; CHEN, H.C. (1986), *Viscous flow computation of propeller-hull interaction*, 16th Symp. Naval Hydrodyn., Berkeley
- STERN, F.; KIM, H.T.; PATEL, V.C.; CHEN, H.C. (1988), *A viscous-flow approach to the computation of propeller-hull interaction*, J. Ship Research 32/4
- STONE, H.L. (1968), *Iterative solution of implicit approximations of multidimensional partial differential equations*, SIAM J. Num. Analysis
- STRECKWALL, H. (1991), *Eine instationäre Vortex-Lattice-Methode für den Schiffspropeller*, Rostocker Schiffstechnisches Symposium
- STRECKWALL, H. (1993), *Anwendung auf Propeller*, 27. IfS-Kontaktstudium, Univ. Hamburg
- STROBEL, K.H.; CHENG, B.H. (1992), *Finite difference operators for the Rankine source method*, OMAE Conf. I-A, Offshore Technology
- TAHARA, Y.; STERN, F.; ROSEN, B. (1990) *An interactive approach for calculating ship boundary layers and wakes for nonzero Froude numbers*, 18th Symp. Naval Hydrodyn., Ann Arbor
- TELSTE, J.G.; REED, A.M. (1993), *Calculation of transom stern flows*, 6th Int. Conf. Num. Ship Hydrodyn., Iowa City
- TODD, F.H. (1963), *Series 60 - Methodical experiments with models of single-screw merchant ships*, David Taylor Model Basin Report 1712
- THOMPSON, J.F.; WARSI, Z.U.A.; MASTIN, C.W. (1985), *Numerical Grid Generation*, North-Holland
- TZABIRAS, G.D. (1987), *A numerical investigation of the turbulent flow-field at the stern of a body of revolution*, J. Applied Mathematical Modelling 11
- TZABIRAS, G. (1992), *A numerical investigation of the Reynolds scale effect on the resistance of bodies of revolution*, Ship Technology Research 39/1
- TZABIRAS, G. (1993), *Resistance and self-propulsion numerical experiments on two tankers at model and full scale*, Ship Technology Research 40/1
- TZABIRAS, G.; LOUKAKIS, T.A.; GAROFALLIDIS, D.A. (1990), *On the numerical solution*

of the total resistance problem under a predetermined free surface, 18th Symp. Ship Hydrodyn., Ann Arbor

VAN DRIEST, E.R. (1956), *On turbulent flow near a wall*, J. Aeronaut. Science 23

VERMELAND, R.E. (1992), *Hardware for CFD applications: Approaches for scalar, vector, parallel and MPP architecture*, 1st Int. Conf. Appl. CFD, Basel

VOOGT, N. (1990), *Impact of CFD on aerodynamic design*, CFD and CAD in Ship Design, Ed. G. van Oortmerssen, Elsevier

WEBSTER, W.C. (1975), *The flow about arbitrary three-dimensional smooth bodies*, J. Ship Research 19/4

WEITENDORF, E.A.; FRIESCH, J. (1990), *Der HYKAT, die neue Versuchsanlage der HSVA – Einsatzmöglichkeiten und erste Ergebnisse*, Jahrbuch STG

WIEGHARDT, K.; KUX, J. (1980), *Nomineller Nachstrom auf Grund von Windkanalversuchen*, Jahrbuch STG

YASUKAWA, H. (1989), *Calculation of free-surface flow around a ship in shallow water by Rankine source method*, 5th Int. Conf. Num. Ship Hydrodyn., Hiroshima

YEUNG, R. (1973), *A singularity method for free-surface flow problems with an oscillating body*, Rep. NA 73-6, Univ. of California, Berkeley

YIM, Y.-B. (1993), *A second-order D scheme for computing three-dimensional ship boundary layers*, Ship Technology Research 40/1

ZOU, Z. (1992), *Hydrodynamische Kräfte in Bezug auf Manövrierfähigkeit*, Hydrodynamisches Seminar Sommer 1992, IfS-Schrift 2398, Univ. Hamburg

ZOU, Z. (1993a), *A 3D panel method for free-surface flows around ships of small angles of yaw*, 8th Int. Workshop Water Waves and Floating Bodies, St. Johns

ZOU, Z. (1993b), *Hydrodynamische Kräfte am schrägfahrenden Schiffsrumpf bei höheren Geschwindigkeiten im tiefen und flachen Wasser*, IfS-Bericht 532, Univ. Hamburg

ZHANG, D. (1990), *Numerical computation of ship stern propeller flow*, Diss., Chalmers Univ., Göteborg

ZHAO, R.; FALTINSEN, O. (1989), *Interaction between current, waves and marine structures*, Int. Conf. Num. Hydrodyn., Hiroshima

ZHU, M.; MIYATA, H. (1991), *Simulation of longitudinal vortices about HSVA tankers by a finite-volume method*, 1990-SSPA-CTH-IIHR Workshop, Ed. L.Larsson, V.C.Patel, G.Dyne, Göteborg

ZHU, M.; MIYATA, H.; KAJITANI, H. (1989), *Finite-difference simulation of a viscous flow about a ship of arbitrary configuration*, 5th Int. Conf. Num. Ship Hydrodynamics, Hiroshima

ZIENKIEWICZ, O.C. (1992), *Computational mechanics today*, J. Num. Methods in Eng. 34/1

Stichworte

adaptive Netze	29
algebraische Netzgenerierer	26
algebraisches Turbulenzmodell	23
Bedingung des offenen Rands	62
Bernoulli-Gleichung	7
blended schemes	31
block-strukturierte Netze	29
central differencing scheme CDS	30
Close-Fit-Verfahren	14
Desingularisierung	75
direkte Verfahren	10
Doppelkörperströmung	16
Druck-Geschwindigkeits-Kopplung	36
elliptisch	9
Euler-Gleichungen	7
Finite-Differenzen-Methoden FDM	10
Finite-Element-Methoden FEM	10
Finite-Volumen-Methoden FVM	10
Grenzschicht-Gleichung	8
Haftbedingung	23
hyperbolisch	9
indirekte Verfahren	10
Inlet	32
Kartesische Netze	26
Kelvin-Bedingung	64
Kollokationspunkt	10
konforme Abbildungen	27
konservative Formulierung	5
Kontinuitätsgleichung	5
Laplace-Gleichung	7
linear upwind differencing scheme LUDS	30
massiv parallele Computer	90
Mehrgitter	28
Navier-Stokes-Gleichungen	5
negativer Wellenwiderstand	79
Neumann-Bedingung	61
Null-Gleichungsmodell	23
numerische Diffusion	30
numerische Dispersion	30
Outlet	32
Panel	63
parabolisch	9
Prolongation	28
Propeller-Modellierung	34
Quasi-Continuous-Method	4
QUICK	30
randangepaßte Koordinaten	26
Randelemente-Methoden BEM	10

Rankine-Quelle	63
Restriktion	28
Reynolds-Gleichungen RANSE	6
Reynolds-Spannungen	6
Reynolds stress model	88
Seegangsprobleme	13
Strahlungsbedingung	62,66
strukturierte Netze	29
Thin-Ship-Theory	63
unstrukturierte Netze	29
upwind differencing scheme UDS	30
verschobene Netze	66
versetzte Netze	27
Vortex-Lattice-Method	14
V-Zyklus	28
Wandfunktion	21
W-Zyklus	28
Zwei-Gleichungs-Modelle	19
Zweischichten-Modell	23