

Zu ausgewählten Methoden und Ergebnissen der Mechanikforschung für den Schiffbau¹⁾

Dieter Puls, Wolfgang Stephan

1. Einleitung

Die vorwiegend auf Anwendungen im Schiffbau orientierte Mechanikforschung ist international in den letzten Jahren merklich intensiviert worden.

Aus der Einführung neuer Fertigungs- und Transporttechnologien, aus Forderungen zur Energie- und Materialeinsparung, zur Gewährleistung der Sicherheit unter komplizierten Betriebsbedingungen sowie zur Verbesserung der Arbeits- und Lebensbedingungen an Bord ergeben sich zahlreiche Probleme, deren Lösung Aufgabe der Mechanik ist.

Es ist charakteristisch, daß hydromechanische und Festkörpermechanische Probleme oft in enger Verknüpfung auftreten und zum Teil nicht unabhängig voneinander gelöst werden können.

Es hat sich jedoch als notwendig und zweckmäßig erwiesen, bestimmte Aufgabengruppen mehr oder weniger selbständig zu behandeln.

In der modernen Schiffshydrmechanik hat sich eine Unterteilung in die Gebiete Schiffswiderstand, Propeller und Propulsion, Seeverhalten von Schiffen, Steuerbarkeit von Schiffen, Verhalten von Schiffen im Eis, Eigenschaften von Hochgeschwindigkeitsfahrzeugen und Off-Shore-Technik bewährt.

Allgemeiner Gegenstand der Untersuchungen ist die Ermittlung der Umströmung von Schiffen und anderen Objekten der Meerestechnik und der daraus resultierenden Wirkungen, z. B. Bewegungen und hydrodynamische Belastungen.

Aufgabe der Schiffbaumechanik ist die Ermittlung von Belastungen des Schiffes im Betriebszustand und unter Sonderbedingungen und der daraus resultierenden Beanspruchungen der Schiffskonstruktion und ihrer Teilverbände. Diese sind so zu dimensionieren, daß sie während einer vorgegebenen Betriebsdauer mit ausreichender Sicherheit funktionstüchtig bleiben. Ferner ist es Aufgabe der Schiffbaumechanik, das globale und lokale Schwingungsverhalten des Schiffes zu analysieren und zu sichern, daß auftretende Schwingungen die zulässigen Pegel in den einzelnen Schiffsbereichen nicht überschreiten.

Von den Autoren sind für die folgenden Darlegungen Methoden und Ergebnisse ausgewählt worden, die im wesentlichen von ihnen und ihren Mitarbeitern an der Wilhelm-Pieck-Universität Rostock für den DDR-Schiffbau erarbeitet wurden.

Sie betreffen Arbeiten, die sich auf Untersuchungen zur Steuerbarkeit von Schiffen, zur Wirkung von Schiffspellern, zu ausgewählten Problemen der Schiffsfestigkeit und der Schiffsschwingungen beziehen. Dabei können wegen der Vielfalt der Probleme theoretische Ableitungen nicht dargestellt bzw. nur kurz angedeutet werden. Für ein weitergehendes Interesse sei auf die angegebene Literatur verwiesen.

2. Steuerbarkeit von Schiffen

Das Gebiet der Steuerbarkeit von Schiffen ist aus der Sicht des Hydrodynamikers von besonderem Interesse, weil die zu lösenden Aufgabenstellungen in umfassender Weise die sinnvolle Verknüpfung von Theorie, Experiment und Erfahrung verlangen. Trotz der im Vordergrund stehenden Anwendungen der Erkenntnisse auf Schiffe besteht eine fruchtbare Wechselwirkung mit anderen Gebieten der modernen Hydrodynamik.

Erzeugnispezifische Erkenntnisse werden u. a. bei der Projektierung und beim Entwurf sowie beim Betreiben von Schiffen, zur Dimensionierung von Schifffahrtswegen und Hafenanlagen, aber auch zur Ausbildung von seemännischem Personal benötigt.

2.1. Theoretische Untersuchungen

2.1.1. Bewegungsgleichungen

Die Bewegungen starrer Körper in einer Flüssigkeit und damit auch gesteuerte Schiffsbewegungen folgen als Lösungen der zum jeweiligen Problem gehörenden Bewegungsgleichungen. Es sind im allgemeinsten Fall die Lagrangeschen Bewegungsgleichungen 2. Art

$$F_{mi} = \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E}{\partial U_{mi}} \right) - \frac{\partial E}{\partial x_{mi}} \quad m = 1, 2, 3 \quad (1a)$$

$$M_{mi} = \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E}{\partial \omega_{mi}} \right) - \frac{\partial E}{\partial \Theta_i} \quad i = 1, \dots, N \quad (1b)$$

Je drei Kraft- und drei Momentengleichungen gelten für die insgesamt N sich in ihrer Bewegung wegen des Vorhandenseins der Flüssigkeit gegenseitig beeinflussenden Körper.

Die Darstellung der in der Gesamtenergie E des Systems Körper-Flüssigkeit enthaltenen Energie der Flüssigkeit E_{F1} erfolgt bei Annahme von Reibungsfreiheit und Inkompressibilität mit Hilfe hydrodynamischer Massen, hydrodynamischer Trägheitsmomente usw. Für die Energie der Flüssigkeit gilt

$$E_{F1} = \frac{1}{2} \sum_{k=1}^6 \sum_{m=1}^6 \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^N U_{mi} U_{kj} (m_{mkji} + m_{mkji}^*) \quad (2)$$

1) Ergänztes Fassung des von den Autoren auf der 1. Mechanikkonferenz der DDR gehaltenen Übersichtsvortrages „Aufgaben und Methoden der Mechanik beim Entwurf von Schiffen“

Die Größen m werden für jeden Körper ohne Beachtung der Anwesenheit der übrigen ermittelt. Die m^* stellen die Änderung der kinetischen Energie infolge der Störung des Strömungsfeldes am Ort von jeweils einem Körper durch die anderen $N - 1$ dar.

Für die kinetische Energie E_{F1} kann nach Anwendung des Greenschen Satzes auch geschrieben werden

$$E_{F1} = -\frac{1}{2} \rho_{F1} \sum_{i=1}^N \int_{A_i} \Phi \frac{\partial \Phi}{\partial n} dA \quad (3)$$

Die Integration erfolgt über die Körperoberflächen A_i . Φ ist das der Flüssigkeitsbewegung zugeordnete Geschwindigkeitspotential, $\partial \Phi / \partial n$ die Ableitung in Richtung der Körnernormalen.

Durch Gleichsetzen von (2) und (3) folgen die in (3) unbekannt GröÙen. Das Wesentliche des Problems besteht in der Lösung der Randwertaufgabe für die Bestimmung von Φ und $\partial \Phi / \partial n$.

Selbst für die alleinige Bewegung eines einzelnen Schiffes sind die dann im allgemeinen in (2) von Null verschiedenen 36 Koeffizienten wegen des beträchtlichen Aufwandes bisher wohl noch niemals berechnet worden. Durch geschickte Anordnung von Koordinatensystemen und geeignete Voraussetzungen zur Körperform und zur Kinematik der Bewegung läÙt sich das Problem jedoch erheblich vereinfachen und für wichtige Sonderfälle mit vertretbarem Aufwand lösen.

Als leistungsfähigste Methode zur Bearbeitung der auftretenden Randwertprobleme bei Beachtung beliebiger Körperformen hat sich die Panelmethode durchgesetzt. Anwendungen erfolgen heute in nahezu allen Bereichen der modernen Strömungstechnik. Die Körperoberfläche wird durch drei- und viereckige Flächenelemente, den Panels, ersetzt. Auf ihnen werden Quellverteilungen konstanter Intensität angeordnet. Die zunächst unbekannt Quellstärken folgen aus der Lösung linearer Gleichungssysteme. Je nach geforderter Genauigkeit sind pro Schiff Panelanzahlen von mehreren hundert bis zu mehreren tausend erforderlich.

Zur Lösung der Bewegungsgleichungen (1) ist neben der Kenntnis der Trägheitskräfte die Kenntnis der die Bewegung verursachenden Kräfte infolge Oberflächenwellen, aber vor allem auch infolge Zähigkeit und Wirbeln erforderlich. Die zuletzt genannten können in absehbarer Zeit im Rahmen der Theorie zäher Flüssigkeiten nicht bestimmt werden. Das gilt auch bei geometrisch einfacher als Schiffsrümpfe gestalteten Körpern, wie sie im Flugzeug- und im Raketenbau genutzt werden.

Der entscheidende Gedanke zur Erfassung der Wirkung von Zähigkeit und Wirbeln bei der Berechnung von Kräften und Momenten auf gekrümmten Bahnen mit Anstellwinkel bestand darin, analog wie bei Tragflügeln eine Abflußbedingung für die Strömung im Heckbereich einzuführen. Danach wird die Strömung weiterhin reibungsfrei behandelt [1], [3].

2.1.2. Bewegungen von Schiffen in tiefem Wasser

Für gesteuerte Bewegungen nur eines Schiffes in tiefem Wasser trifft die Annahme zu, daß die Bewegung vorwiegend in der Ebene der ungestörten Wasseroberfläche,

also in nur drei Freiheitsgraden erfolgt. Mit den Bezeichnungen von Bild 1 lauten sie für das schiffsfeste x -, y -, z -Koordinatensystem

$$F_x = (m + m_x) \frac{du_x}{dt} - (m + m_y) \omega_z u_y \quad (4a)$$

$$F_y = (m + m_y) \frac{du_y}{dt} + (m + m_x) \omega_z u_x \quad (4b)$$

$$M_z = (J_z + J_{zh}) \frac{d\omega_z}{dt} + (m_y - m_x) u_x u_y \quad (4c)$$

m und J_z sind die Schiffsmasse und das Massenträgheitsmoment. m_x , m_y , J_{zh} bezeichnen hydrodynamische Massen und hydrodynamisches Massenträgheitsmoment bei Bewegung in bzw. um die mit den Indizes bezeichneten Achsen. Ihre Berechnung gelingt für tiefes Wasser sicher mit Singularitätenmethoden, aber auch mit Methoden der konformen Abbildung [2].

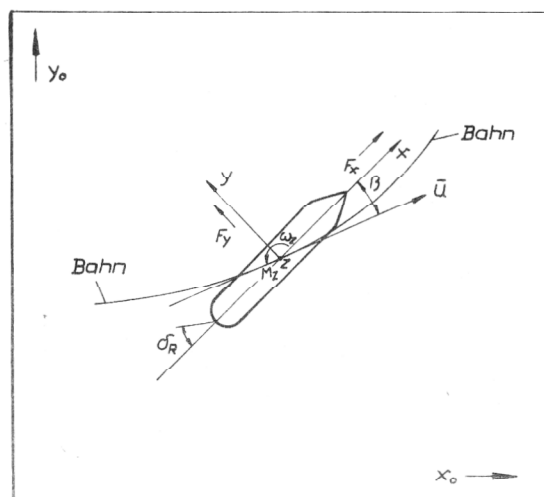


Bild 1
Bezeichnungen und Koordinatensysteme

Die eigentlichen Schwierigkeiten bei der Lösung der Bewegungsgleichungen bereitet die Ermittlung der äußeren Kräfte und Momente infolge Wellen, Zähigkeit und Wirbeln bei Beachtung der Körperform und Berücksichtigung von Anstellwinkel, Bahnkrümmung, Ruderwinkel und Propellereinfluß. Das Grundsätzliche der Methode zur Erfassung der Wirkung von Zähigkeit und Wirbeln bei der Berechnung von Querkräften und Giermomenten beruht darauf, analog wie bei Tragflügeln eine Abflußbedingung für die Strömung im Heckbereich einzuführen. Danach wird die Strömung weiterhin reibungsfrei behandelt.

Es gelang damit qualitativ richtig, den Einfluß geometrischer und kinematischer Parameter zu erfassen und entscheidende Hinweise über die Stabilität und den Ablauf gesteuerter Bewegungen sowie für den zweckmäßigen Aufbau von Versuchsanlagen und zur Auswertung und Darstellung der Versuchsergebnisse abzuleiten [3], [4].

Qualitative Überlegungen und die systematische Analyse der Ergebnisse von Kraftmessungen an Schiffsmodellen waren die Grundlage für die Entwicklung einer halbempirischen Methode zur Bestimmung von Widerstands-

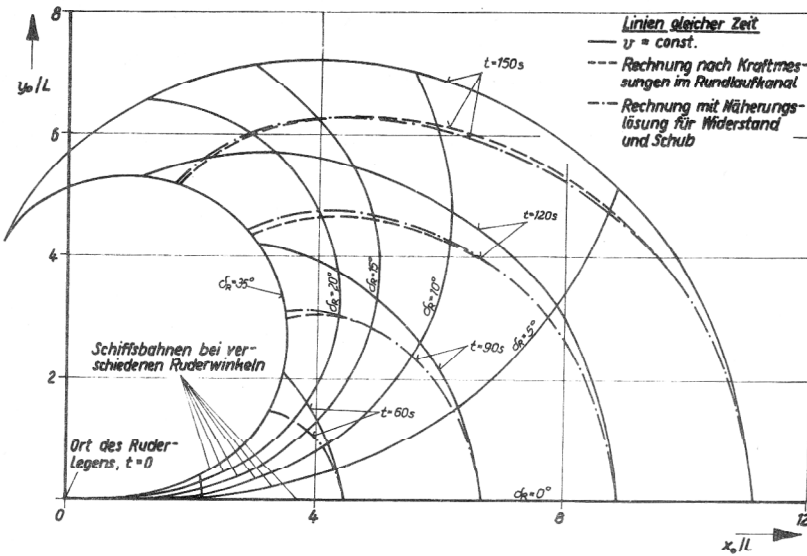


Bild 2

Bahnen und Linien gleicher Zeit für ein Frachtschiff bei Bewegung mit konstantem Ruderwinkel nach anfangs gerader Bahn

änderungen infolge Anstellwinkel und Bahnkrümmung. Zusätzlich zum induzierten Widerstand wie bei Tragflügeln entstehen an Schiffen im Heckbereich Widerstandsanteile, die durch örtliche Ablösungserscheinungen und die Wirkung freier Wirbel bedingt sind [5].

Mit der Kenntnis, daß die resultierende hydrodynamische Kraft infolge Anstellwinkel und Bahnkrümmung dem Betrag nach näherungsweise gleich der Querkraft ist und mit den nach Messungen bekannten induzierten Anstellwinkeln gelingt die Widerstandsberechnung.

Bild 2 zeigt einige Ergebnisse von Bewegungsrechnungen, bei denen Widerstands- und Schubänderungen nach Modellmessungen und nach der Methode in [5] ermittelt wurden. Eingezeichnet sind die von einem Frachtschiff nach bestimmten Zeiten erreichten Ortskurven nach einmaligem Ruderlegen bei anfangs gerader Bahn. Die Verwendung der berechneten Widerstands- und Schubänderungen zur Lösung der Bewegungsgleichungen liefert treffsichere Ergebnisse. Die oft verwendete Annahme konstanter Bahngeschwindigkeit führt zu beträchtlichen Ungenauigkeiten.

Die angegebenen Resultate sind die Grundlage für weitere Untersuchungen zur Kollisionssicherheit von Schiffen und zur Realisierung von Manövern mit minimalem Energieverbrauch. In mehr als ein Drittel aller seegehenden Schiffe werden gegenwärtig Bugstrahlruder zur Verbesserung der Manövrierfähigkeit eingebaut.

Im Bugbereich werden querlaufende Tunnel eingesetzt, in denen sich Propeller zur Schuberzeugung befinden. Je nach Schubrichtung tritt auf einer Schiffseite ein Flüssigkeitsstrahl aus.

Als wirksame Querkraft wird von Projektanten² und Schiffsbetriebern der für das ruhende Schiff bekannte Querschub angesetzt.

Bild 3 zeigt, daß mit von Null wachsender Fahrtgeschwindigkeit die am Schiff insgesamt nutzbare Querkraft auf Werte zwischen 20 % und 30 % des Schubes im Ruhezustand absinkt. Das Bugstrahlruder ist dann fast wirkungslos.

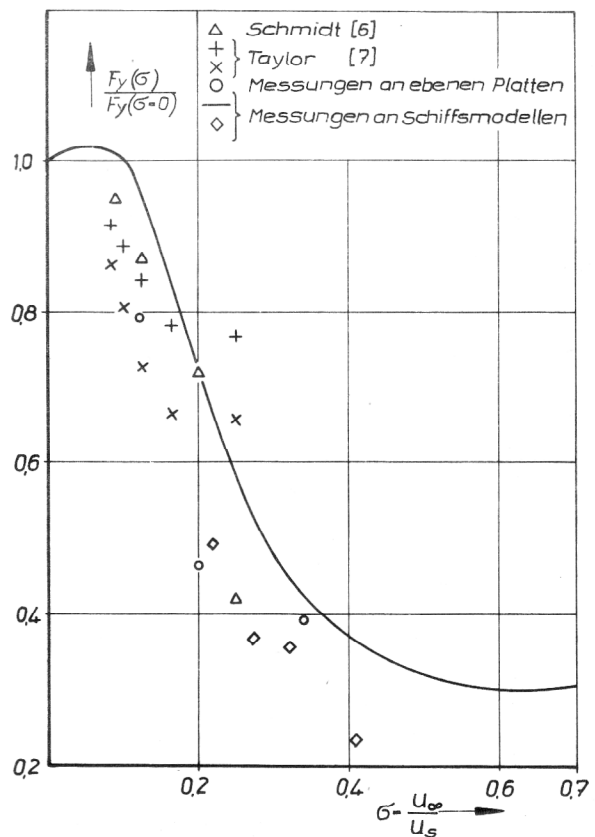


Bild 3

Querkraft an Frachtschiffen infolge Bugstrahlruder als Funktion des Verhältnisses von Fahrtgeschwindigkeit U_∞ zu Strahlgeschwindigkeit U_s

Als entscheidender Grund wurde eine Strahlumlenkung und damit verbunden das Entstehen von Unterdrücken auf der Schiffsaußenhaut, deren Wirkung zu Kraftanteilen entgegen dem Propellerschub führt, festgestellt. Theoretische und experimentelle Untersuchungen zur Strahlausbreitung und zu den durch den Strahl bewirkten Drücken an der Schiffsaußenhaut lieferten als Ergebnis, daß die Resultate über Strömungsvorgänge in und in der Umgebung senkrecht aus ebenen Platten austretender Strahlen auf Schiffe übertragen werden können.

Voraussagen zum Querkraftabfall sind somit treffsicher möglich. Von weiteren Aufgaben über Bewegungen von Schiffen in tiefem Wasser sei die Ermittlung der Kräfte und Momente infolge hydrodynamischer Wechselwirkungen an Schiffen beim Überholen genannt.

Während für viele Gebiete des Schiffbaus und der Schiffsführung eine Reihe vertretbarer praktischer Erfahrungen zum Bewegungsverhalten und zur Wirksamkeit von Manöviereinrichtungen nutzbar sind, ist das für das genannte Problem nicht der Fall.

Die für den Praktiker aufgestellten empirischen Regeln sind oft nicht zutreffend.

Überholmanöver, bei denen es zu Totalverlusten von Schiffen und Mannschaften kommt, unterstreichen das nachdrücklich. Der entscheidende Mangel bei der Entwicklung bisheriger Theorien zur Berechnung hydrodynamischer Wechselwirkungen zwischen fahrenden Schiffen besteht darin, diese Kräfte ohne Berücksichtigung von Zähigkeit und Wirbeln in reibungsfreier Flüssigkeit zu ermitteln. Der Ersatz des Schiffskorpers durch ebene Platten [8] oder Ellipsoide [1] ist ebenfalls nicht zulässig.

Theoretische und experimentelle Untersuchungen [9] zeigten, daß es bei Überholmanövern sinnvoll ist, eine Abflußbedingung einzuführen, die eine konstante Druckdifferenz im Heckbereich fordert. Sie wird gleich der in der Schiffsmittle ermittelten angesetzt und bei Verwendung von Singularitätenmethoden ermittelt.

Bild 4 zeigt die an einem von zwei Schiffmodellen, die auf paralleler Bahn mit gleicher Geschwindigkeit geschleppt wurden, berechneten und gemessenen dimensionslosen Querkraftbeiwerte in Abhängigkeit von der gegenseitigen Verschiebung in Bewegungsrichtung. Befindet sich der Bug von Modell B in Höhe des Hecks von Modell A, entsteht infolge des Überdruckgebietes am

Bug von Modell B eine abstoßende Kraft bei A. Bei weiterer Annäherung der Modelle wechselt die Querkraft ihr Vorzeichen und erreicht bei Fahrt beider Modelle nebeneinander ihren größten negativen Wert. Negative Querkräfte treten wieder auf, wenn das Heck von Modell B sich in Höhe des Bugs von Modell A befindet. Die entwickelte Theorie gibt die gemessenen Werte qualitativ richtig wieder.

Gegenüber den Ergebnissen bei Ersatz des Schiffes durch ein äquivalentes Ellipsoid und ohne Einführung einer Abflußbedingung nach [1] wurde ein entscheidender Fortschritt erzielt.

2.1.3. Bewegungen einzelner Schiffe in flachem Wasser

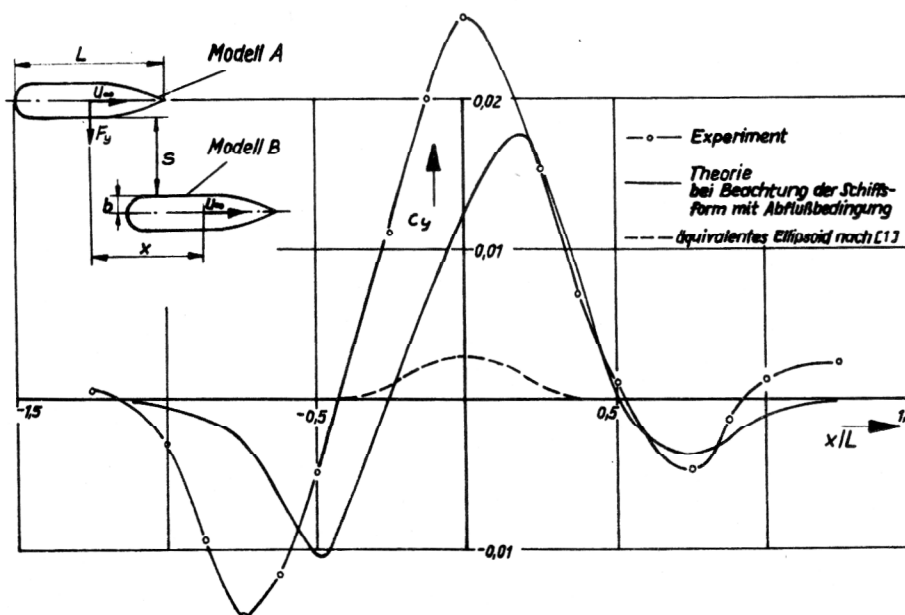
Zu einem besonders dringenden Problem hat sich in den letzten Jahren die zu geringe Kenntnis über die Steuerbarkeit von Schiffen in flachem Wasser entwickelt. Als Flachwasserzonen gelten für seegehende Schiffe Fahrtgebiete, in denen die Wassertiefe H geringer als etwa das drei- bis fünffache des Tiefgangs T ist.

Eine brauchbare theoretische Methode zur Bestimmung hydrodynamischer Massen und hydrodynamischer Trägheitsmomente sowie von Querkräften und Giermomenten wurde kürzlich von Kleinau [10] entwickelt.

Mehrere Teilaufgaben waren zu lösen.

Die Behandlung der reibungs- und zirkulationsfreien Umströmung schlanker Schiffe in flachem Wasser bei vernachlässigbarer Wellenbildung führt für den Fall der Queransströmung auf das Problem der Strömungsberechnung eines Gitters. Es wird aus eben umströmten Spantquerschnitten gebildet, die Gitterteilung entspricht der doppelten Wassertiefe. Wegen der Behinderung der Schiffsumströmung durch die Nähe des Grundes weicht die Flüssigkeit um die Schiffsenden aus. Die Zuströmgeschwindigkeiten zu den Spantquerschnitten dicht am Schiff, U , und in größeren Abständen, V , unterscheiden sich dann. Das zunächst unbekannte Geschwindigkeitsverhältnis $U^* = U/V$ folgt als Lösung einer Integralgleichung, die analog der Prandtlischen Integro-Differential-

Bild 4
Dimensionsloser Beiwert C_y der Querkraft an einem von zwei Schiffmodellen bei Bewegung auf parallelen Bahnen über dem dimensionslosen Abstand x/L bei $s/b = 1$



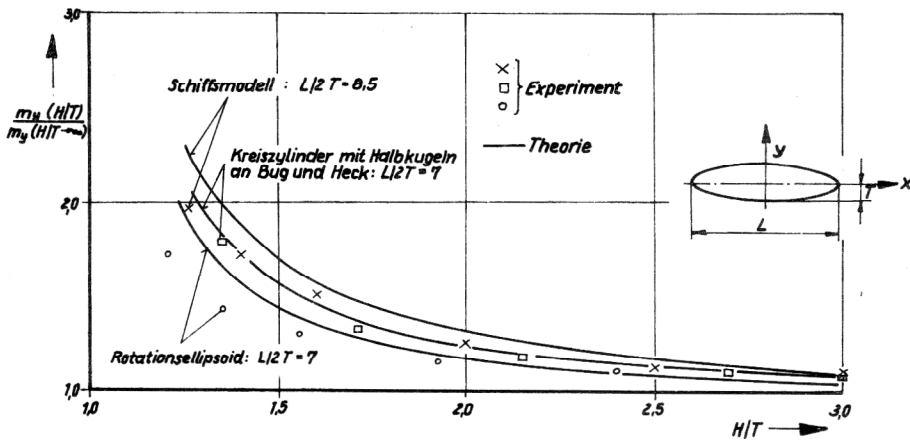


Bild 5
Verhältnisse hydrodynamischer Massen bei endlicher und unendlicher Wassertiefe nach Theorie und Experiment bei Querbewegung für verschiedene Körper

gleichung zur Bestimmung der Zirkulationsverteilung an Flügeln großer Spannweite aufgebaut ist.

$$U^*(x) = 1 - \frac{1}{\pi} \int \frac{d}{dx} (U^* \Phi_0) \frac{1}{x-t} dt \quad (5)$$

Φ_0 ist der als Versperrungskoeffizient bezeichnete Potentialunterschied bei der Gitterströmung zwischen Punkten weit vor und weit hinter dem Gitter. Er kann mit Hilfe von Singularitätenmethoden bestimmt werden. Als Randbedingung an den Schiffsenden gilt

$$U^* \Phi_0 = 0 \quad (6)$$

Zur Erfassung des Zähigkeitseinflusses bei der Berechnung von Querkraft und Giermoment gelten andere Randbedingungen. Es ist einmal zu beachten, daß für $H \rightarrow T$ die Kuttasche Abflußbedingung erfüllt sein muß. Die Hinterkante darf nicht umströmt werden.

Am Schiffsheck gilt demnach

$$\frac{d}{dx} (U^* \Phi_0) = 0 \quad (7)$$

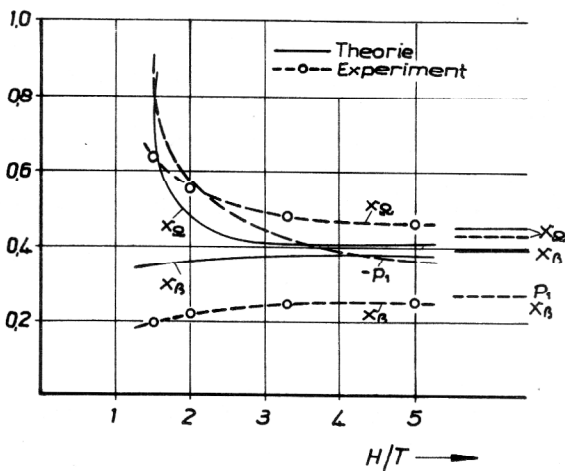


Bild 6
Angriffspunkte der Kräfte infolge Schiebewinkel β , X_β und Bahnkrümmung Ω , X_Ω und charakteristische Wurzel p_1 in Abhängigkeit vom Verhältnis H/T

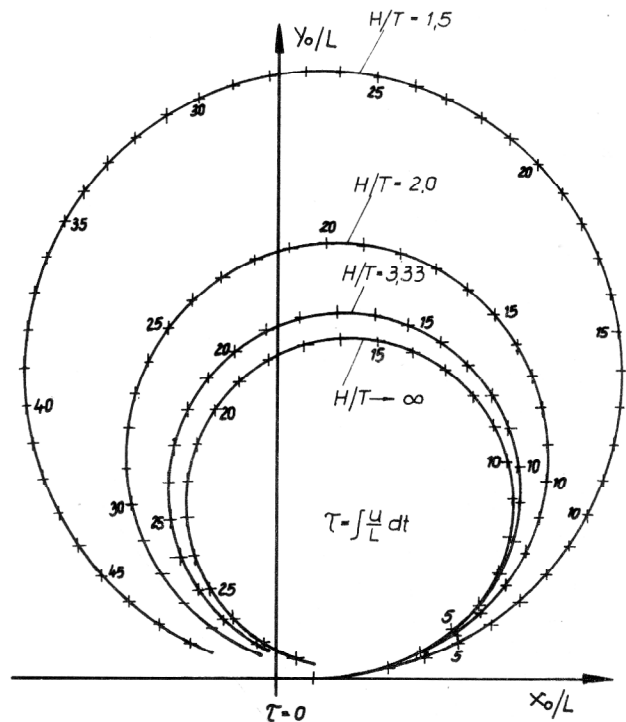


Bild 7
Bahnkurven eines Frachtschiffes beim Ruderwinkel $\delta_R = 20^\circ$ für verschiedene Wassertiefen bei anfangs gerader Bahn

und am Bug weiterhin

$$U^* \Phi = 0 \quad (8)$$

Weiterhin muß bei großen Wassertiefen die berechnete Querkraftverteilung übergehen in die Querkraftverteilung an einem schlanken Körper bei allseitig ausgedehnter Flüssigkeit.

Die entsprechende Abflußbedingung lautet, daß die Querkraftverteilung infolge der Impulsrücklenkung im Bereich des Hinterschiffes in realer Flüssigkeit nicht vorhanden ist. Von den erzielten Ergebnissen sind in Bild 5 für verschiedene Körper die hydrodynamischen Massen bei Querbewegung in Abhängigkeit von H/T aufgetragen. Die Änderungen in flachem Wasser sind beträchtlich.

Bild 6 zeigt die Angriffspunkte der Querkräfte infolge Anstellwinkel, x_β und infolge Bahnkrümmung, x_Ω . Abnehmende Werte von x_β und zunehmende von x_Ω

bedeuten ein Anwachsen der Gierstabilität. Mit abnehmender Wassertiefe wächst demnach die Gierstabilität. Das wird weiterhin deutlich am Wert der betragsmäßig kleinsten Wurzel der charakteristischen Gleichung, die sich nach Lösung der linearisierten Bewegungsgleichungen (4) ergibt. Wie Bild 7 zeigt, durchfahren Schiffe mit abnehmender Wassertiefe größer werdende Drehkreise bei gleicher Ruderlage.

Für geringe Wassertiefen ergibt sich für den Fall axialer Relativströmung zum Schiff eine interessante Lösung der dann vorliegenden Randwertaufgabe zur Bestimmung des Geschwindigkeitspotentials Φ . Die Bestimmungsgleichung für Φ ist analog der linearisierten Potentialgleichung der Gasdynamik, wo anstelle der Machzahl die mit

der Wassertiefe H gebildete Froudezahl $F_H = \frac{U_\infty x}{\sqrt{gH}}$ steht

$$\left[(1 - F_H^2) \frac{\partial^2 \Phi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \Phi}{\partial y^2} \right] = 0 \quad (9)$$

Wie der Vergleich theoretischer Resultate mit Ergebnissen nach Modellexperimenten zeigt, lassen sich die Änderungen von Tiefgang und Trimmwinkel in flachem Wasser sicher mit dem Konzept der reibungsfreien Strömung lösen. Bei gesteuerten Bewegungen überwiegt der Anteil infolge axialer gegenüber dem aus der Schräganströmung.

Der Einfluß von Trimmwinkel- und Tiefgangsänderungen auf gesteuerte Bewegungen ist insgesamt gering. Es können die minimal zulässigen Wassertiefen vorausgesagt werden, um Grundberührung zu vermeiden.

3. Experimentelle Methoden zur Steuerbarkeit von Schiffen

Die Notwendigkeit, theoretisch erzielte Ergebnisse bezüglich ihrer Treffsicherheit und ihres Gültigkeitsbereiches zu überprüfen, aber auch die Tatsache, daß im Rahmen der Erzeugnisentwicklung von Schiffen, sowie zu ihrem sicheren Betrieb in kürzesten Zeiten Ergebnisse zur Steuerbarkeit beschafft werden müssen, die die Theorie alleine noch nicht liefern kann, haben in der experimentellen Forschung in jüngster Zeit zur Entwicklung und zum Einsatz neuer Methoden geführt.

Als Beispiel sei die Systemidentifizierung gesteuerter Schiffsbewegungen mit freifahrenden Schiffsmoellen und Schiffen genannt. Der Stand ist so, daß durch theoretische Untersuchungen und Kraftmessungen an Schiffsmoellen, in Rostock in einem Rundlaufkanal, geeignete analytische Ansätze zur Darstellung der äußeren Kräfte und Momente, in den Gleichungen (4) ermittelt werden konnten. Die Gleichungen werden dann natürlich zweckmäßig in dimensionsloser Form geschrieben. Es verbleibt dann die Aufgabe einer Parameteridentifizierung für Differentialgleichungssysteme verschiedener Struktur, die aus den allgemeinen Bewegungsgleichungen für unterschiedliche Bewegungsabläufe hergeleitet werden können.

Im Experiment mit freifahrenden Schiffsmoellen und mit Schiffen erfolgt die Systemanregung durch vorgegebene Rudermanöver.

Nach Messung der die Bewegung beschreibenden Parameter, wie Bahnkrümmung, Gierwinkel, Geschwindigkeit

usw. gelingt durch Anwendung entsprechender Auswerteverfahren, z. B. mit Hilfe der Methode der kleinsten Fehlerquadrate und einigen zusätzlichen statistischen Kriterien, die Parameteridentifizierung.

Das große Interesse an der Entwicklung und Anwendung der Methode ist wesentlich dadurch begründet, daß

- der Zeitaufwand zur Durchführung der Versuche und zur Auswertung im Vergleich mit Kraftmessungen bei Modellversuchen relativ gering ist.
 - die gleichen Methoden zur Ermittlung hydrodynamischer Charakteristika gesteuerter Schiffe und ihrer Modelle anwendbar sind.
- Damit scheint ein entscheidender Fortschritt bei der Bearbeitung des bisher weitgehend ungelösten Problems der Übertragbarkeit von Modellversuchsergebnissen auf Schiffe möglich.
- die in schiffshydrodynamischen Laboratorien vorhandenen Anlagen mit relativ geringen Erweiterungen für die Systemidentifizierung mit Schiffsmoellen genutzt werden können.

Mit geeigneten Voraussetzungen zur Kinematik der Bewegungen, die Beschränkung auf Bewegungen allein in der Ebene der ungestörten Wasseroberfläche sei hervorgehoben, ist eine Parameteridentifizierung unter Laborbedingungen bei Verwendung eines Gleichungssystems mit bis zu 90 unbekanntem Parametern möglich.

Einschränkend ist zu sagen, daß zur Zeit nur sehr wenige Laboratorien in der Welt über eine solche Meß- und Auswertetechnik verfügen, um die erforderliche Messung der kinematischen Größen bei beliebigen gesteuerten Bewegungen mit ausreichender Genauigkeit vornehmen zu können. Wichtige qualitative Hinweise zur Steuerbarkeit auf beliebigen Bahnen und insbesondere zur Gierstabilität sind bereits aus dem Bewegungsverhalten auf und in der Nähe der geraden Bahn abzuleiten.

Für solche Bewegungen gelten linearisierte Bewegungsgleichungen der Form

$$k_y \beta' + C_y^\beta \beta - (k_x - C_y^{\Omega}) \Omega = C_y^{\delta_R} \cdot \delta_R \quad (10.1)$$

$$k_z \Omega' + C_m^{\Omega} \Omega - C_m^\beta \beta = C_m^{\delta_R} \cdot \delta_R \quad (10.2)$$

Die Koeffizienten C sind die Anstiege der Querkraft- bzw. Momentenkurven über den Anstellwinkel β , der dimensionslosen Bahnkrümmung $\Omega = 4R$ und dem Ruderwinkel δ_R .

Je nach vorhandener Meßtechnik erweist es sich manchmal als geeigneter, zur Identifizierung die aus (10) folgenden Differentialgleichungen 2. Ordnung zugrunde zu legen

$$\Omega'' + 2a \Omega' + b \Omega = d \delta_R' + e \delta_R \quad (11.1)$$

oder

$$\beta'' + 2a \beta' + b \beta = f \delta_R' + g \delta_R \quad (11.2)$$

Mit zeitlich sinusförmig veränderlichen Ruderwinkeln sind brauchbare Resultate zu erzielen, wenn der Gültigkeitsbereich der Gleichungen (10) bzw. (11) nicht überschritten wird und die Schiffsreaktionen infolge Ruderlegens noch ausreichend sind. Bild 8 zeigt den Bereich möglicher Ruderwinkelamplituden in Abhängigkeit von der dimensionslosen Kreisfrequenz $\bar{\omega}$.

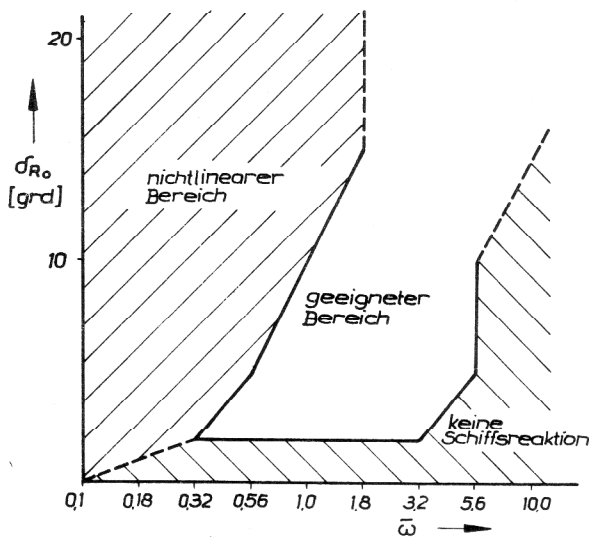


Bild 8

Zulässige Ruderwinkel bei der Systemidentifizierung nach linearisierten Bewegungsgleichungen mit sinusförmigem Ruderwinkelverlauf

4. Methoden zur Bestimmung der Wirkung von Schiffspropellern

Um die geforderte Fahrtgeschwindigkeit eines Schiffes zu sichern, wurden und werden auf abschbare Zeit Propeller als Antriebsorgane eingesetzt.

Bei der hydrodynamischen Auslegung sind im wesentlichen die folgenden vier Forderungen zu erfüllen:

- Erzeugung einer notwendigen Schubkraft bzw. Umsetzung einer vorhandenen Leistung in Abhängigkeit vom Betriebszustand des Schiffes.
- Sicherung eines hohen Wirkungsgrades.
- Vermeidung von Strömungszuständen an Propeller, die zur Kavitationserosion und zu unzulässigen schwingungserregenden Druckschwankungen an der Schiffsaußenhaut führen.
- Möglichst geringe, über die Wellenleitung in die Antriebsanlage und auf das Schiff übertragene Propellerwechselkräfte und -momente.

Nicht alle genannten Forderungen können beim Propellerentwurf gleichzeitig in einem maximal möglichen Maße erfüllt werden. Es ist vielmehr erforderlich, eine zweckmäßige Wichtung vorzunehmen, die sich nach Typ und Einsatzbedingung des Schiffes, nach den Preisen für Energieträger usw. richtet.

Über einen längeren Zeitraum dominierten beim Propellerentwurf die Forderungen zur Sicherung des Schubes bzw. der Leistungsaufnahme bei möglichst hohem Wirkungsgrad.

Seit mehreren Jahren gewinnt der Aspekt guter Kavitationseigenschaften und geringer Schwingungserregung zunehmend an Bedeutung.

Erprobte Entwurfsverfahren für Propeller mit nicht zu starker Flügelrücklage und nicht zu kleinem Seitenverhältnis der Blätter, im Bild 9 als Beispiel durch die Propellerformen a) und b) gekennzeichnet, liegen in der DDR und anderen Schiffbauländern vor. Die im DDR-Schiffbau verwendete Entwurfsmethode benutzt als Aus-

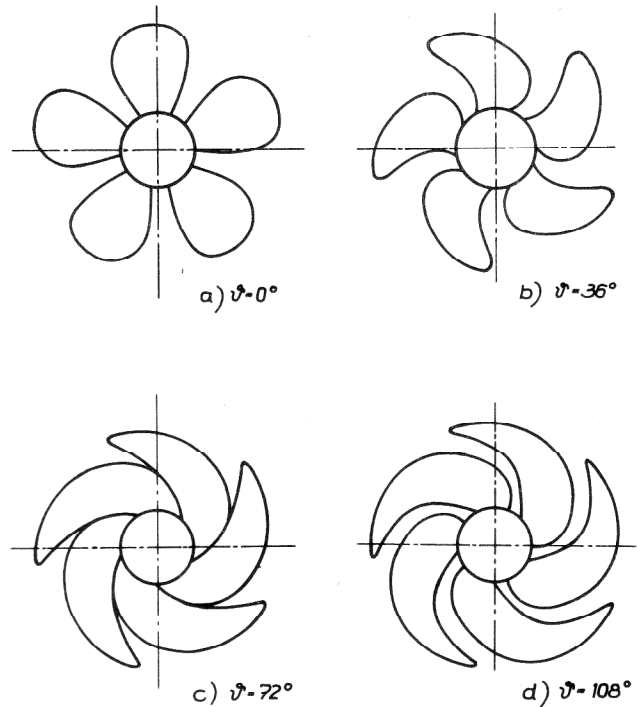


Bild 9

Flügelformen an Propellern mit unterschiedlicher Flügelrücklage

gangswerte die Ergebnisse systematischer Propeller-Seriendiagramme nach Experimenten.

Die weitere Auslegung erfolgt mit Hilfe eines wirbeltheoretischen Verfahrens. Die Propeller werden dabei als „Optimumpropeller“ nach der Theorie der tragenden Linie mit Hilfe der Mittelwertfaktorenmethode zur Berücksichtigung endlicher Blattzahlen entworfen. Für die Effekte der tragenden Fläche werden verschiedene theoretische und experimentell ermittelte Korrekturen angewendet.

Zur Erzielung günstiger Kavitationseigenschaften des Propellers, insbesondere zur Reduktion der Spitzenwirbelkavitation und der daraus resultierenden Druckimpulserregung des Schiffskörpers wird die erhaltene energetisch optimale radiale Zirkulationsverteilung unter Anwendung empirischer Korrekturen verändert.

Durch zweckmäßige Wahl der Steigungs-Wölbungsaufteilung für die Profile in den Propellerblättern werden sowohl die Anteile von Profilanstellung und Profilwölbung an der Auftriebserzeugung günstig festgelegt als auch das von Profilanstellung und Profilwölbung abhängige Kavitationsverhalten den Bedingungen der peripher schwankenden Anströmung im Nachstromfeld des Schiffes angepaßt.

Nach Modellexperimenten und Erfahrungen mit Schiffen sind in jüngster Zeit Propellerformen mit extrem hoher Flügelrücklage, im Bild 9 durch die Formen c) und d) gekennzeichnet, entwickelt worden. Sie zeichnen sich durch gutes Kavitationsverhalten und geringe Schwingungserregung aus.

Bei ihrem Entwurf bzw. der Nachrechnung wird der zulässige Anwendungsbereich der Traglinientheorie überschritten.

Auch bei Düsenpropellern trifft das in hohem Maße zu. Diese Tatsache und die Forderung, örtliche Strömungser-

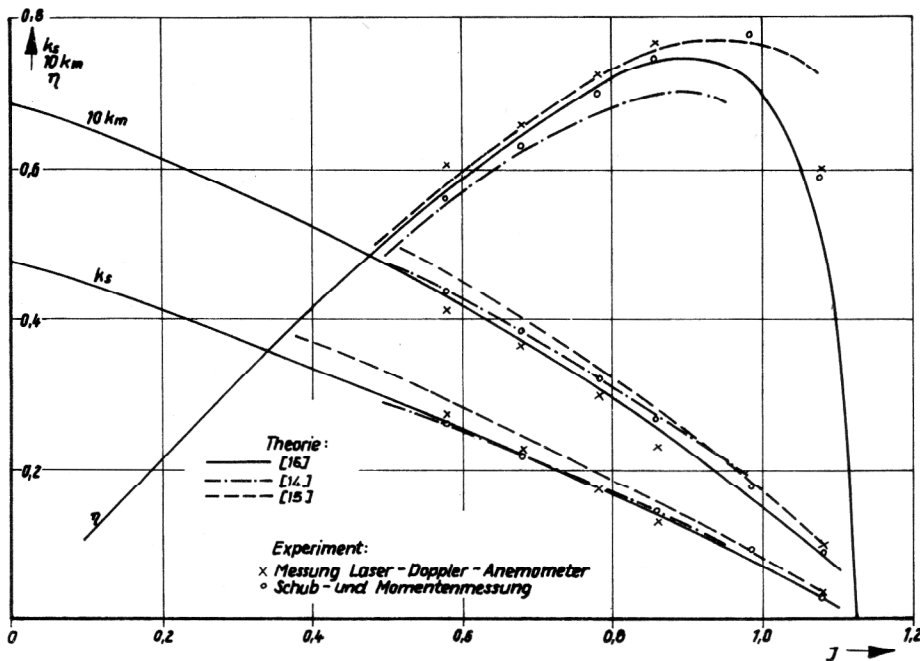


Bild 10
Freifahrtsschaubild des Mariner-Propellers nach verschiedenen Theorien und nach Experimenten

scheinungen an Propellern beliebiger Form und in ihrer Umgebung noch treffsicherer zu ermitteln, haben zur raschen Entwicklung von Methoden der Tragflächentheorie geführt.

Die Kenntnisse über das Wesentliche der an den Propellern und in ihrer Umgebung ablaufenden Strömungsvorgänge sind dabei noch nicht ausreichend.

Methoden bei fast ausschließlicher Verwendung der Konzeption reibungsfreier Flüssigkeiten, z. B. [11], sind parallel zu solchen entwickelt worden, in denen die Wirkung der Zähigkeit bei der Ausbildung des Systems der freien Wirbel durch experimentell zu bestimmende Parameter erfasst wird [12], um die Strahlkontraktion, die Steigung der freien Wirbel und den Aufrollvorgang der von den Propellerblättern abgehenden freien Wirbel zu beschreiben.

Eine umfassende experimentelle Überprüfung zum Gültigkeitsbereich und zur Treffsicherheit der vorgelegten theoretischen Methoden ist dringend erforderlich. Dabei reicht die Ermittlung integraler Größen wie Schub und Moment nicht aus.

In neuerer Zeit bietet die Laser-Doppler-Anemometrie Möglichkeiten, Einzelheiten der seitlich und örtlich stark veränderlichen Geschwindigkeitsfelder an Propellern zu messen.

In Rostock ist für Messungen im Kavitationskanal ein entsprechendes Gerät entwickelt, erprobt und in den Dauerbetrieb übernommen worden [13].

Bild 10 zeigt nach direkten Kraft- und Momentenmessungen sowie nach Experimenten mit dem Laser-Doppler-Anemometer bestimmte Schub- und Momentenbeiwerte sowie Wirkungsgrade im Vergleich mit theoretischen Resultaten. Mit dem Laser-Doppler-Anemometer wurden an den Blatthinterkanten des Propellers die Umfangsgeschwindigkeiten bestimmt, daraus die Zirkulation

ermittelt und schließlich die örtlichen Belastungen an den Propellerblättern bestimmt. Die Integration der radialen Verteilungen liefert schließlich die im Bild 10 angegebenen Werte.

Die entwickelte Methode gestattet bei Kenntnis über die Struktur der gebundenen und freien Wirbel offensichtlich die richtige Ermittlung der resultierenden Propellerwirkung.

Bild 11 zeigt den nach Experimenten ermittelten örtlichen Auftriebsbeiwert an einem Profil bei $\bar{r} = r/R = 0,7$ in Abhängigkeit vom effektiven Anstellwinkel im Vergleich mit verschiedenen theoretischen Resultaten.

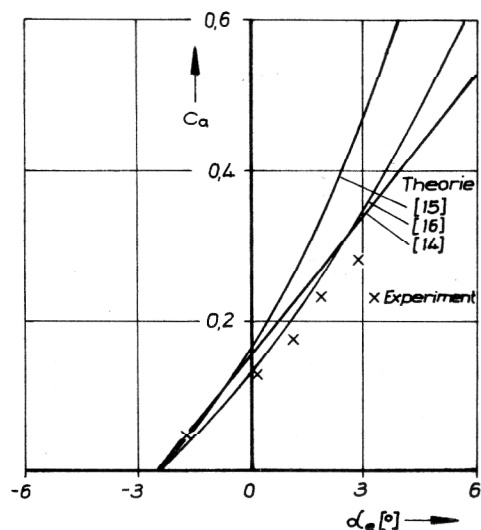


Bild 11
Auftriebsbeiwerte am Blattschnitt eines Propellers in Abhängigkeit vom effektiven Anstellwinkel bei $r/R = 0,7$

Die Ermittlung solcher Ergebnisse für rotierende Systeme nach anderen Methoden gelingt durchaus nicht sicher. Auffallend ist, daß die in den Theorien nach [14] und

[15] wegen des geringen Seitenverhältnisses der Propellerblätter eingeführten nichtlinearen Abhängigkeiten zwischen c_a und α_e nicht vorhanden sind.

5. Ausgewählte Probleme der Schiffbaumechanik

Der moderne Schiffbau stellt hohe Anforderungen an die Festigkeitsberechnung von Schiffskonstruktionen. Die Forderungen nach möglichst geringem Material- und Energieverbrauch zwingen zum Leichtbau und die Entwicklung neuer rationeller Umschlagtechnologien führt zu unkonventionellen Schiffskonstruktionen, die oft aus dem bisherigen Erfahrungsbereich der Berechnung hinausführen. Diese beiden Entwicklungstrends erfordern eine höhere Genauigkeit und Zuverlässigkeit der Festigkeitsberechnung und eine treffsichere Vorausberechnung des Schwingungsverhaltens möglichst schon im Projektstadium. Ziel der Festigkeitsberechnung ist es, die Schiffskonstruktion für die gesamte vorgesehene Betriebsdauer ausreichend sicher zu dimensionieren. Der dazu notwendige Sicherheitsnachweis erfordert die Kenntnis der während der Betriebsdauer auftretenden Belastungen, der daraus resultierenden inneren Beanspruchungen sowie physikalisch begründete Aussagen zur Tragfähigkeit der Konstruktion und ihrer Bauteile.

An der Sektion Schiffstechnik der Wilhelm-Pieck-Universität Rostock wird seit vielen Jahren mit Erfolg an der Lösung einiger Teilaufgaben des sehr komplexen Problems der Festigkeits- und Schwingungsberechnung von Schiffen gearbeitet. So wurden u. a. in der Praxis anwendbare Näherungsverfahren und entsprechende EDV-Programme zur Berechnung der äußeren Belastung des Schiffes im Seegang [17], [18] sowie der daraus resultierenden globalen Beanspruchungen des Schiffskörpers [19], [20] erarbeitet.

Weitere Untersuchungen beziehen sich auf die als „slamming“ bezeichneten hydrodynamischen Stöße am Schiff und die dadurch verursachten Belastungen des Schiffskörpers [21], auf die sehr wesentlichen Probleme bei der Ermittlung der Betriebsfestigkeit im Schiffbau [22] sowie auf Schwingungsuntersuchungen schiffbaulicher Konstruktionen [23], [24]. Im weiteren soll auf einige Probleme bei der Lösung der genannten Aufgaben und auf Ergebnisse kurz eingegangen werden.

5.1. Belastung des Schiffes im Seegang

Die Belastung eines Schiffes ergibt sich aus seinen Arbeits- und Umweltbedingungen, die besonders durch die Wind- und Seegangsverhältnisse, aber auch durch klimatische Bedingungen, wie Temperatur- und Eisverhältnisse in der Arktis, gekennzeichnet sind sowie durch das Seeverhalten des Schiffes selbst, das z. B. von Schiffstyp und -form, der Massenverteilung über der Schiffslänge und von der Schiffsgeschwindigkeit abhängt. Auch Sonderbedingungen, wie z. B. Stapellauf, Docken oder Kollisionen können zu Belastungszuständen führen, die bei der Dimensionierung zu berücksichtigen sind.

Eine sehr schwierige und bis heute nicht allgemein gelöste Aufgabe ist die Bestimmung der Belastung des Schiffes im natürlichen Seegang als Voraussetzung für die Ermittlung der Beanspruchung des Schiffskörpers bzw. einzelner Teilverbände.

Die Schwierigkeiten bestehen darin, daß der natürliche Seegang ein instationärer stochastischer Feldprozeß ist, dessen mathematische Beschreibung einen großen und für praktische Anwendungen nicht vertretbaren Aufwand erfordert und daß das hydrodynamische Problem der räumlichen Umströmung eines sich in sechs Freiheitsgraden bewegenden kompliziert geformten Körpers allgemein bisher nicht gelöst ist.

Zu einem Modell für den stochastischen Seegangsprozeß, das sich für praktische Anwendungen bisher gut bewährt hat, kommt man durch folgende Annahmen:

1. Die gesamte Seeoberfläche der Erde wird in viele kleine Seegebiete so unterteilt, daß für diese die Feldabhängigkeit des Seegangsprozesses mit guter Näherung vernachlässigt werden kann (die statistischen Charakteristiken für diese Seegebiete liegen vor).
2. Während eines kurzen Zeitabschnittes (Kurzzeitraumes) wird der Seegang als stationär und ergodisch angesehen.

Damit können die eindimensionalen Verteilungen der Seegangsordinaten und -amplituden während eines kurzen Zeitabschnittes durch zeitunabhängige Verteilungen angenähert werden. Messungen haben ergeben, daß die Seegangsordinaten $\xi(t)$ als normal verteilt und die als Seegangsamplituden $\xi_a(t)$ bezeichneten positiven Maxima bzw. negativen Minima in bezug auf das Glattwasserniveau als Rayleighverteilt betrachtet werden können.

Für einen Kurzzeitraum läßt sich damit der Seegangsprozeß allein durch die Standardabweichung σ_ξ charakterisieren, weil die mathematische Erwartung m_ξ in bezug auf das Glattwasserniveau Null ist.

Für einen sogenannten Langzeitraum, der etwa der Lebensdauer des Schiffes entspricht, lassen sich nun die Seegangsamplituden durch Aneinanderreihung einer entsprechenden Anzahl von Rayleighverteilungen näherungsweise charakterisieren. Die Standardabweichung σ_ξ ist jedoch für einen Langzeitraum selbst wieder eine Zufallsgröße. Die Wahrscheinlichkeit dafür, daß innerhalb einer durch σ_ξ gekennzeichneten Kurzzeitperiode die Seegangsamplitude Werte annimmt, die größer als ξ_a sind, läßt sich nach [25] durch

$$P(\xi_a/\sigma_\xi) = \int f(\xi_a/\sigma_\xi) d\xi_a = \exp. \left[-\frac{\xi_a^2}{2\sigma_\xi^2} \right] \quad (12)$$

angeben. Die Langzeitwahrscheinlichkeit des Überschreitens von ξ_a ergibt sich durch Überlagerung der Kurzzeitwahrscheinlichkeiten (12) unter Berücksichtigung der relativen Häufigkeit $p_k(\sigma_\xi = \sigma_{\xi k})$, mit der σ_ξ innerhalb eines Langzeitraumes mögliche Werte $\sigma_{\xi k}$, $k = 1, 2, \dots, n$ annimmt:

$$P(\xi_a) = \sum_{k=1}^n P(\xi_a/\sigma_\xi) p_k(\sigma_{\xi k}) \quad (13)$$

Wenn σ_ξ als stetige Zufallsgröße aufgefaßt und die relative Häufigkeit $p_k(\sigma_{\xi k})$ durch ein Verteilungsgesetz $f(\sigma_\xi)$ angenähert werden kann, so läßt sich (13) auch in der Form

$$P(\xi_a) = \int_{\sigma_\xi=0}^{\infty} P(\xi_a/\sigma_\xi) f(\sigma_\xi) d\sigma_\xi \quad (14)$$

schreiben, womit ein geeignetes Berechnungsmodell für den instationären Seegangsprozeß gefunden ist.

Bei der Berechnung der aus der Seegangbelastung folgenden Seegangsbeanspruchung wird angenommen, daß sich das Verhalten des Schiffes in Wellen durch lineare Differentialgleichungen mit konstanten Koeffizienten beschreiben läßt, d. h. daß das betrachtete Modell linear ist. Für einen Kurzzeitraum läßt sich deshalb der Zusammenhang zwischen dem Seegangsprozeß $\xi(t)$ und den Seegangsbeanspruchungen $\eta(t)$ formal durch einen linearen zeitabhängigen Operator herstellen:

$$\eta(t) = L \xi(t) \quad (15)$$

Daraus folgt, daß entsprechend dem Seegangsprozeß auch die Seegangsbeanspruchungen kurzzeitig stationär, ihre Ordinaten $\eta(t)$ normalverteilt und ihre Amplituden η_a rayleighverteilt mit der Standardabweichung σ_η der Seegangsbeanspruchungen als einzigem unbekanntem Parameter sind.

Über einen Langzeitraum muß σ_η wiederum als Zufallsgröße angesehen werden, bedingt durch den veränderlichen Seegangszustand und die zeitabhängigen Systemparameter. Entsprechend Gleichung (13) bzw. Gleichung (14) läßt sich bei Kenntnis der relativen Häufigkeiten $p_k(\sigma_\eta = \sigma_{\eta k})$ die Langzeitwahrscheinlichkeit für das Überschreiten von η_a angeben:

$$P(\eta_a) = \sum_k P(\eta_a / \sigma_{\eta k}) p_k(\sigma_{\eta k}) \quad (16)$$

oder – bei stetiger Verteilung der σ_η -Werte –

$$P(\eta_a) = \int_0^\infty P(\eta_a / \sigma_{\eta k}) f(\sigma_\eta) d\sigma_\eta \quad (17)$$

Mit Gleichung (16) bzw. Gleichung (17) liegt ein Berechnungsmodell vor, daß zur Bestimmung von interessierenden Langzeitfunktionen des Schiffes im Seegang, wie z. B. Relativbewegungen, Relativgeschwindigkeit und Absolutbeschleunigung sowie der äußeren Belastungen und der daraus resultierenden Spannungen und Verformungen geeignet ist.

Die Standardabweichung σ_η wird nun im weiteren aus der Spektraldichte $S_\eta(\omega)$ der Seegangsbeanspruchung bestimmt:

$$\sigma_\eta^2 = \int_0^\infty S_\eta(\omega) d\omega \quad (18)$$

Zur Bestimmung der Spektraldichte $S_\eta(\omega)$ ist die Kenntnis der Spektraldichte des Seeganges $S_\xi(\omega)$ und die Übertragungsfunktion $H_\eta(\omega)$ des linearen Berechnungsmodells erforderlich. Dann gilt:

$$S_\eta(\omega) = S_\xi(\omega) |H_\eta(\omega)|^2 \quad (19)$$

Auf weitere Einzelheiten zur Realisierung dieses Konzepts kann hier nicht eingegangen werden. Es sei deshalb auf die angegebene Literatur, z. B. [25] verwiesen.

Zur Bestimmung der Übertragungsfunktionen untersucht man das Verhalten des Schiffes auf eine Erregung durch harmonische Wellenkomponenten verschiedener Frequenzen und Anströmrichtungen bezüglich der Bewegungen, der Geschwindigkeit und der Beschleunigung in den fünf Freiheitsgraden Stampfen (Drehen um die Schiffsquerachse), Tauchen (Vertikalbewegung), Rollen (Drehen um die Schiffslängsachse), Gieren (Drehen um die vertikale Achse) und Versetzen (Horizontalbewegung quer zur Schiffslängsachse). Man bestimmt dann die Belastungen entweder als Druckbelastungen auf der benetzten Außenhaut oder in integrierter Form als Schnittgrößen. Dabei interessieren die Querkräfte Q_V , Q_H in vertikaler und horizontaler Richtung und die Schnittmomente M_V , M_H , M_T (vgl. Bild 12).

Zur Bestimmung der Langzeitverteilung der Seegangsbeanspruchungen ist dann noch die Umwandlung der einzelnen Belastungskomponenten in entsprechende Spannungen für die Verbände des Schiffskörpers und ihre Überlagerung zu resultierenden Spannungen erforderlich.

Die Bestimmung der Übertragungsfunktionen erfolgt unter der Voraussetzung eines linearen stabilen und kurzzeitig zeitinvarianten Systems. Die dieses System beschreibenden linearen Differentialgleichungen mit konstanten Koeffizienten und harmonischer Erregung sind deterministisch und können unabhängig vom stochastischen Seegangsprozeß gelöst werden.

An der Entwicklung ingenieurmäßiger Methoden zur Bestimmung der Übertragungsfunktionen auf der Grundlage geeigneter hydrodynamischer Theorien ist die Sektion Schiffstechnik ebenfalls beteiligt.

Bei der Lösung des Problems müssen die mathematischen Schwierigkeiten, die durch die räumliche Ausdehnung

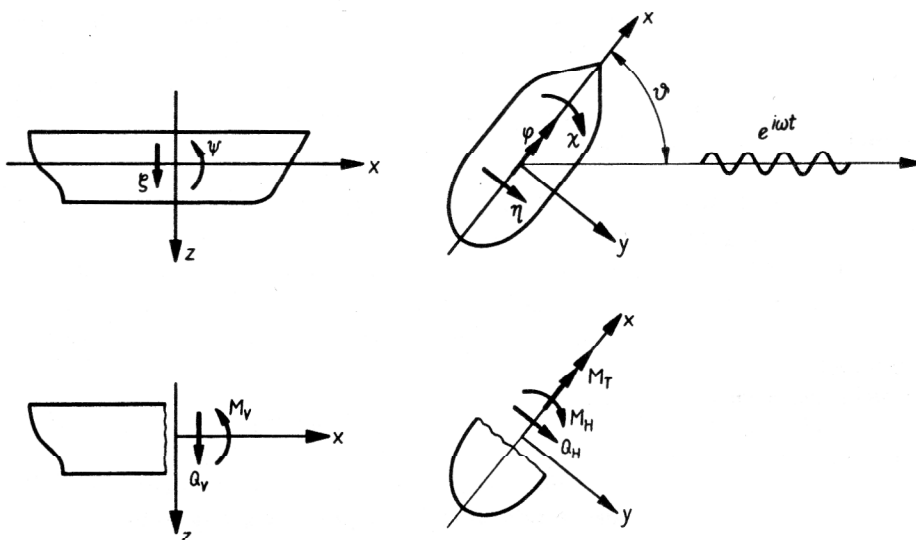


Bild 12
Definition der Schnittgrößen

des Schiffes und die dadurch induzierten Störströmungen hervorgerufen werden, durch die Einführung einfacher Modelle umgangen werden. Auf Grund der Abmessungen eines Schiffes (Länge ist groß gegenüber den Querschnittsabmessungen) ergibt sich die Möglichkeit, die räumliche Strömung durch zweidimensionale, von Querschnitt zu Querschnitt unterschiedliche Strömungen anzunähern. Dadurch werden bedeutende Vereinfachungen bei der numerischen Berechnung der hydrodynamischen Kraftwirkungen auf das Schiff erreicht. Dieses Vorgehen wird als Streifenmethode bezeichnet. Die diesen Methoden zugrunde liegenden Näherungstheorien sind im allgemeinen linear und ergeben nicht immer befriedigende Ergebnisse. Deshalb wird an einer ständigen Vervollkommnung dieser Theorien gearbeitet, woraus sich auch die Existenz zahlreicher verschiedener Streifenmethoden erklärt. Neuerdings wurde an der Sektion Schiffstechnik eine verbesserte Streifenmethode entwickelt, der das Konzept eines sogenannten mäßig schlanken Körpers zugrunde liegt. Es wurde ein mathematisches Modell aufgestellt, in dem die Wechselwirkungen zwischen den instationären Geschwindigkeiten infolge der Schiffsschwingungen und der Diffraktion der anlaufenden Wellen mit den Geschwindigkeiten infolge stationärer Fahrt des Schiffes berücksichtigt wurden. Diese weiter entwickelte Seegangbelastungstheorie kann deshalb als quasilinear bezeichnet werden. Die auf ihrer Grundlage entwickelten EDV-Programme führten bei Beispielrechnungen zu einer weiteren Verbesserung der Übereinstimmung der Rechenergebnisse mit entsprechenden Meßwerten [18].

5.2. Die Beanspruchung des Schiffes

Wie oben gezeigt wurde, ist die Kenntnis der Übertragungsfunktionen Voraussetzung für die eigentliche Festigkeitsberechnung des Schiffskörpers und seiner Teilverbände.

Bei einer genaueren Analyse der Seegangbelastungen kommt man zu folgender Unterteilung, die sich als sehr zweckmäßig erwiesen hat.

1. Glattwasserbelastung, die sich aus der Differenz der Auftriebs- und Gewichtverteilung des Schiffes in ruhendem Wasser über seine Länge ergibt. Da sich der Ladezustand während der Lebensdauer des Schiffes häufig ändert, ist diese Belastung über einen solchen Zeitraum als Zufallsprozeß anzusehen.

2. Niederfrequente Wellenbelastungen, die aus den Bewegungen des Schiffes als starrer Körper in Wellen folgen (sogenannte formstabile Schwingungen). Auch diese Belastung ist ein Zufallsprozeß. Seine Ordinaten schwanken um den Wert der Glattwasserbelastung.

3. Höherfrequente Schwingungsbelastungen, die aus dem elastischen Verhalten des Schiffskörpers bei der Erregung durch Wellen entstehen. Diesen ebenfalls zufallsbedingten elastischen Schiffskörperschwingungen, die auch als „springing“ bezeichnet werden, überlagern sich noch solche, die durch den Propeller, die Hauptmaschine oder durch andere, an Bord befindliche Maschinen erregt werden können.

4. Stoßbelastungen infolge „slamming“ am Schiffsboden und Wellenschlag an ausfallenden Seitenwänden vor allem im Vorschiffsbereich.

Diese impulsartig auftretenden Belastungen hängen vom Seegang und vom Seeverhalten des Schiffes ab und sind deshalb ebenfalls nur als Zufallsprozeß darstellbar.

Die aus diesen Belastungen resultierenden Beanspruchungen des Schiffskörpers, seiner Verbände oder Bauteile, ausgedrückt durch Spannungen, müssen entsprechend ihrer zeitlichen und räumlichen Korrelation zueinander überlagert werden. Der qualitative Verlauf der überlagerten Spannungen ist in Bild 13 dargestellt.

Die Hauptbeanspruchung des Schiffskörpers ergibt sich aus der Glattwasserbelastung und den niederfrequenten Wellenbelastungen. Bei Betrachtung des Schiffes als Wlassowstab ergeben sich die Normalspannungen aus der Biegebeanspruchung in horizontaler und vertikaler Richtung und aus der Wölbkrafttorsion, die Schubspannungen aus der Querkraft- und der Torsionsbeanspruchung. Bei der Lösung dieser Aufgabe wurden in den letzten Jahren zum Teil befriedigende Ergebnisse erzielt [20].

Beanspruchungen aus den höherfrequenten Schwingungsbelastungen gewinnen international eine wachsende Bedeutung besonders bei sehr großen Schiffen. Im DDR-Frachtschiffbau wurden diese Beanspruchungen bisher nicht berücksichtigt.

Von erheblicher Bedeutung sind dagegen die Beanspruchungen infolge „slamming“.

Bei Fahrt eines Schiffes in schwerem Seegang treten vor allem bei hohen Schiffsgeschwindigkeiten sowie bei geringem Tiefgang in Ballastfahrt große hydrodynamische Stoßbelastungen an verschiedenen Stellen des Schiffes

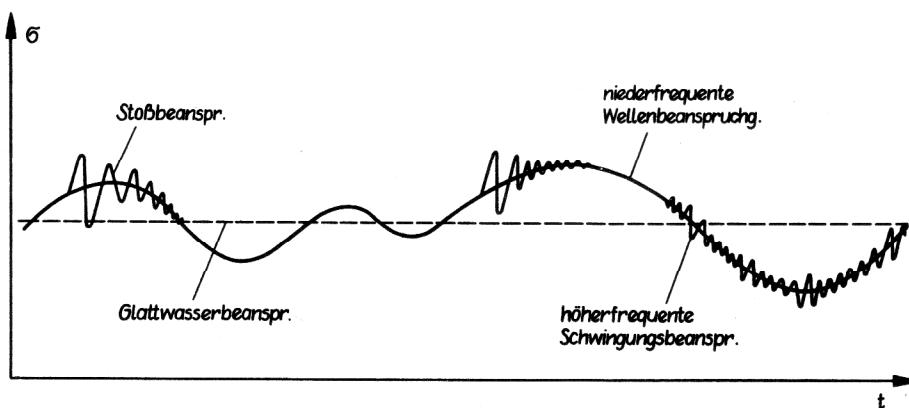


Bild 13
Qualitativer Verlauf der resultierenden Spannungen $\sigma(t)$

körpers auf, die man als slamming bezeichnet. Die Wirkung von slamming am Schiffskörper zeigt sich in Form von

- plötzlich angeregten globalen Schiffskörperschwingungen (Whipping-Schwingungen), die zu erheblichen zusätzlichen Beanspruchungen führen
- hohen Stoßbelastungen in den beaufschlagten Bereichen der Außenhaut und in den sekundären Strukturen, wie Spanten, Rahmen, Längsträgern oder Stringern.

Durch Slamming-Einwirkungen können erhebliche volkswirtschaftliche Verluste auftreten. So wurden in der Sowjetunion 340 Schiffe, die nicht älter als 5 Jahre waren, untersucht und an mehr als 40 % von ihnen Schäden infolge slamming festgestellt.

Die theoretische Untersuchung der Slamming-Belastungen ist außerordentlich kompliziert und bis heute nicht befriedigend gelöst. Auch bei Einführung vertretbarer vereinfachender Annahmen ist eine mathematisch geschlossene Lösung zur Zeit nicht möglich, um die Größe der Slamming-Belastung zu bestimmen. Man geht deshalb von dem experimentell ermittelten Zusammenhang aus, daß der Slammingdruck proportional dem Quadrat der Aufschlaggeschwindigkeit \dot{z} ist und bestimmt den Proportionalitätsfaktor in Abhängigkeit von der Schiffsförmigkeit aus Versuchen:

$$P_0 = \frac{\rho}{2} k \dot{z}^2 \quad (20)$$

In die Bestimmung der Aufschlaggeschwindigkeit Schiff auf Welle gehen sowohl die Bewegungen des Schiffes im Seegang Tauchen und Stampfen als auch die Wellenbewegungen ein. Daher ist der stochastische Charakter des Seegangs zu beachten. Die Slammingfrequenz beträgt

$$N = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{D_v}{D_r}} \cdot P \{ \text{Slam} \} [s^{-1}] \quad (21)$$

mit der Wahrscheinlichkeit des Slamming-Auftretens

$$P \{ \text{Slam} \} = \exp. \left\{ - \left(\frac{T^2}{2D_r} + \frac{z_v^{*2}}{2D_v} \right) \right\} \quad (22)$$

Dabei ist D_r die Dispersion der vertikalen Relativverschiebung, D_v die Dispersion der vertikalen Relativgeschwindigkeit, T der Tiefgang und z_v^* die Grenzhöhe für das Auftreten von Slamming. Die weitere Untersuchung der Slamming-Wirkungen erfolgt in zwei Richtungen:

1. Bestimmung der örtlichen Beanspruchungen infolge des Slamming-Druckes
2. Bestimmung der Whipping-Schwingungen und der daraus resultierenden Whipping-Beanspruchungen.

Zur Untersuchung der Whipping-Erscheinungen wird der Schiffskörper als Timoshenko-Balken dargestellt, als Erregung wird die Stoßbelastung eingeführt.

Die Lösung des Differentialgleichungssystems erfolgt mit Hilfe des Übertragungsmatrixverfahrens. Man kann die Whipping-Biegemomente über die Schiffslänge bestimmen, wobei die größten Momentenanteile aus der Grundschwingung herrühren und für praktische Zwecke die Be-

rücksichtigung der 4 niedrigsten Schwingformen ausreichend ist.

Die Whipping-Spannungen am Hauptspant liegen in der Größenordnung der Spannungen infolge des Wellenbiegemoments, sind also beim Schiffsentwurf auf jeden Fall zu beachten. Dabei müssen diese Kurzzeit-Vorhersagen der Whipping-Spannungen auf die Langzeit-Wahrscheinlichkeitswerte umgerechnet werden, wobei als Überschreitenswahrscheinlichkeit für Whipping-Spannungen der Wert 10^{-6} zugrunde gelegt wird [21].

5.3. Schiffsschwingungen

Neben der Berechnung der Seegangbelastung und -beanspruchung des Schiffskörpers ist die Untersuchung des Schwingungsverhaltens des Schiffes bzw. schiffbaulicher Konstruktionen eine gleichrangige Aufgabe der Schiffbaumechanik.

Mechanische elastische Schwingungen auf Schiffen beeinflussen die Lebensbedingungen an Bord, die Festigkeit der Bauteile, die Zuverlässigkeit von Geräten und damit in hohem Maße den Gebrauchswert der Schiffe.

Durch die Erhöhung der Antriebsleistungen, die Forderungen nach Leichtbau und die erhöhten Anforderungen bezüglich zulässiger Schwingungspegel hat die Bedeutung der Schwingungsuntersuchungen stark zugenommen.

Der aus vielen Elementen bestehende, kompliziert aufgebaute Schiffskörper besitzt ein dichtes Eigenfrequenzspektrum, so daß infolge unterschiedlicher Erregungen Schwingungen in Resonanznähe nicht immer zu vermeiden sind.

Erregerkräfte bzw. -momente werden hauptsächlich durch den Propeller und die Propellerwelle, die Haupt- und Hilfsmaschinen und den Seegang in den Schiffskörper eingeleitet.

Der Propeller bewegt sich im ungleichmäßigen Nachstromfeld, so daß auf ihn pulsierende Axial- und Querkkräfte S_x, S_y, S_z und Momente M_{sx}, M_{sy}, M_{sz} wirken (Bild 13). Diese werden als Druckimpulse p auf die Außenhaut des Schiffes im Heckbereich bzw. als Kräfte und Momente über das Stevenrohr und über das Drucklager der Wellenleitung in den Schiffskörper eingeleitet. Die durch den Motor hervorgerufenen Kräfte bzw. Momente sind ebenfalls in Bild 14 dargestellt.

Auf die durch diese Erregungen verursachten vielfältigen Schwingungserscheinungen im Schiffskörper, in der Wellenleitung und in Teilstrukturen des Schiffes kann hier nicht näher eingegangen werden.

Der Schiffskörper besteht aus einem zusammenhängenden räumlichen System versteifter Flächentragwerke. Deshalb sind die auftretenden Schwingungen der einzelnen Elemente im allgemeinen miteinander gekoppelt. Oft dominieren jedoch Schwingungen bestimmter Teilbereiche, so daß dann eine getrennte Betrachtung möglich wird.

In diesem Zusammenhang unterscheidet man dann zwischen

- globalen Schiffskörperschwingungen
- Schwingungen größerer Teilstrukturen, z. B. Heckaufbautenbereich und
- lokalen Schwingungen.

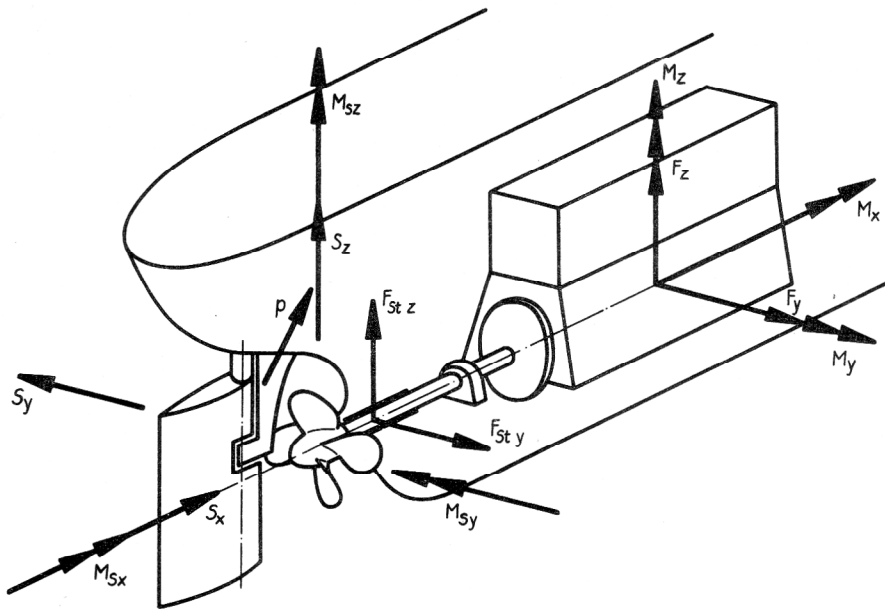


Bild 14
Erregerkräfte und -momente am Propeller und an der Hauptmaschine

Die globalen Schiffskörperschwingungen sind durch Schwingformen gekennzeichnet, die im wesentlichen durch Verschiebungen der Schiffslängsachse und Verdrehungen um diese darstellbar sind. Besonders wichtig sind dabei die vertikalen Querschwingungen. An der Sektion Schiffstechnik wurde vor allem das lokale Schwingungsverhalten schiffbaulicher Konstruktionen, speziell das Verhalten versteifter Flächentragwerke untersucht. In einer Reihe von Arbeiten wurden Berechnungsmodelle und EDV-Programme entwickelt, die es mit für praktische Belange ausreichender Genauigkeit gestatten, die Eigenfrequenzen und Schwingformen orthogonal versteifter Rechteckplatten und flachen Schalen mit rechteckigem Grundriß zu berechnen [24], [26], [27], [28]. Als besonders effektive Methode hat sich dabei das Ritzsche-Verfahren gezeigt. Auch das Zwangsschwingungsverhalten solcher Strukturen wurde untersucht, wobei die Erfassung der Dämpfungseinflüsse und die Modellierung der Erregung über die Platten- bzw. Schalenränder noch Probleme bereitet.

LITERATUR

- [1] Sobolew, G. W.: Steuerbarkeit von Schiffen und Automatisierung der Schiffsführung (in russisch). Verlag Sudostroenie, Leningrad 1976.
- [2] Kleinau, D.: Zur praktischen Ermittlung der hydrodynamischen Trägheitskoeffizienten von Schiffspanntformen. Schiffbauforschung Bd. 19, H. 4, 1980, S. 179 – 184.
- [3] Schmitz, G.: Anwendung der Theorie des schlanken Körpers auf die dynamische Gierstabilität und Steuerbarkeit von Schiffen. Wissenschaftliche Zeitschrift der Universität Rostock 10 Jg. 1961, Math.-Nat. Reihe, H. 213, S. 175 – 190.
- [4] Puls, D.: Gesteuerte Bewegungen freifahrender Schiffmodelle und Vergleich mit Resultaten von Bewegungsrechnungen nach Kraftmessungen im Rundlaufkanal. Schiffbauforschung, Bd. 20, H. 3, 1981, S. 181 – 189.
- [5] Göhler, U., Puls, D.: Determination of the Domains of Risk for Ships with Regard to the Resistance Alteration due to Drift Angle and Curvature of Path. International Shipbuilding Progress, Vol. 28, Aug. 1981, Nr. 324, pp. 191 – 197.
- [6] Schmitt, H.: Änderung einer Parallelströmung entlang einer ebenen Platte durch einen quergerichteten Freistrah. Zeitschrift für Flugwissenschaften und Weltraumforschung, Band 3, 1979, H. 5, S. 283 – 293.
- [7] Taylor, P.: An Investigation of an indined Jet in a Crosswind. Aeronautical Quarterly, Febr. 1977, pp. 51 – 58.
- [8] Basin, A. M.: Hydrodynamik des Schiffes in flachem Wasser (in russisch). Verlag Sudostroenie, 1976.
- [9] Puls, D.: Zur Konzeption des schlanken Körpers und zur Abflußbedingung für die Strömung am Heck von Schiffen (in russisch). Scientific and Methodological Seminar on Ship Hydrodynamics, Bulgarian Ship Hydrodynamics Centre, Varna 1. 9. – 23. 9. 1983, Proceedings, Vol. III.
- [10] Kleinau, D.: Querkraft und Giermoment infolge Schiebewinkel und Bahnkrümmung an Schiffen bei beschränkter Wassertiefe. Schiffbauforschung Bd. 22, H. 3, 1983, S. 155 – 160.
- [11] Peters, H. E., Grabolle, R., Friedrich, H.-J.: Reibungsfreie Umströmung freifahrender Propeller bei Flächenbelegung. Forschungsbericht am Institut für Mechanik der AdW der DDR, Berlin 1982.
- [12] Greeley, D. S., Kervin, J. E.: Numerical Methods for Propeller Design and Analysis in Steady Flow. SNAME Transactions, Vol. 90, 1982, pp. 415 – 453.
- [13] Albrecht, H., Puls, D. u. a.: Entwicklung, Erprobung und Anwendung eines Laser-Doppler-Anemometers für Strömungsmessungen im Kavitationskanal. Schiffbauforschung, Bd. 22, H. 2, 1983, S. 75 – 86.
- [14] Philipp, O.: Die Beachtung der Form der Stromlinien bei der Berechnung vorgegebener Schiffspropeller. Schiffbauforschung, Sonderheft (1974), S. 48 – 57.
- [15] Basin, A. M., Miniowitsch, I., J.: Theorie und Berechnung von Propellern (in russisch). Verlag Sudpromgiz 1963, S. 344 – 346.
- [16] Bednarzik, R.: PRONA 2-Verfahren zur Nachrechnung von Schub- und Drehmomentenkennlinien von Verstellpropellern. VEB Dieselmotorenwerk Rostock, Forschungsbericht 1978 (unveröffentlicht).
- [17] Gatzert, H., Sommer, K.: Theoretische und experimentelle Untersuchungen der Belastung eines Modells der Schiffe vom Typ „Warnemünde“ in schrägen, regulären Wellen. Teil I Schiffbauforschung 16, 1977, 1/2; Teil III Schiffbauforschung 16, 1977, 5/6.

- [18] Sommer, K.: Theoretische Grundlagen zur Ermittlung der äußeren Belastungen des Schiffes im Seegang. 2. Weiterbildungsseminar Schiffsfestigkeit, Wilhelm-Pieck-Universität Rostock, Sekt. Schiffstechnik 1983, S. 6 – 18.
- [19] Linnert, M.: Anwender-Information SEEDAT-STRUAN Seegangsbelastungsdaten, Strukturanalyse des Schiffskörpers. WPU Rostock, Sekt. Schiffstechnik, Juli 1979.
- [20] Linnert, M.: Zur Ermittlung der Beanspruchung des Schiffskörpers im Seegang. WPU Rostock, Sekt. Schiffstechnik, Diss. B 1982.
- [21] Ulbricht, H.: Belastungen des Schiffes infolge Slamming. Weiterbildungsseminar Schiffsfestigkeit Teil I WPU Rostock, Sekt. Schiffstechnik 1980, S. 41 – 60.
- [22] Prowatke, G.: Zur Ermittlung der Betriebsfestigkeit im Schiffbau. WPU Rostock, Sekt. Schiffstechnik, Diss. B, 1983.
- [23] Weiterbildungsseminar Schiffsschwingungen Teil I und II, WPU Rostock, 1979.
- [24] Schmitz, K.-P., Schlottmann, G.: Theoretische und experimentelle Untersuchung des Schwingungsverhaltens von Schiffskonstruktionen. WPU Rostock, Sekt. Schiffstechnik, Diss. B.
- [25] Prowatke, G.: Die äußeren Belastungen des Schiffes im Seegang. Weiterbildungsseminar Schiffsfestigkeit, Teil I, WPU Rostock, Sekt. Schiffstechnik 1980, S. 7 – 30.
- [26] Schlüter, H.-J.: Die Berechnung von Eigenschwingungen verrippter Platten mit Hilfe der Energiemethode. WPU Rostock, Sekt. Schiffstechnik, Diss. B, 1979
- [27] Dölz, V.: Zur Berechnung von Eigenschwingungen orthogonal verrippter flacher Schalen mit Hilfe des Ritzschen Verfahrens. Diss. A, WPU Rostock, Sekt. Schiffstechnik, 1982.
- [28] Hammer, R., Postl, R.: Zwangsschwingungen verrippter Flächentragwerke. Teilthema 4 des Abschlußberichtes „Schwingungen verrippter Flächentragwerke. WPU Rostock, Sekt. Schiffstechnik, 1980 (unveröffentlicht).

Anschrift der Verfasser:

Prof. Dr. sc. techn. Dieter Puls
 Prof. Dr. sc. techn. Wolfgang Stephan
 Wilhelm-Pieck-Universität Rostock
 Sektion Schiffstechnik
 2500 Rostock
 Universitätsplatz 1