

Geleitworte.

Die letzten vier Jahre haben dem deutschen Schiffbau wieder Gelegenheit gegeben, sein ganzes Können für die Wiederaufrichtung der deutschen Seegeltung einzusetzen. War es zunächst der Handelsschiffbau, der von der Wiederkehr stabiler Arbeitsverhältnisse unter gesicherter, nicht mehr durch viele Parteien zersplitterter Staatsführung Nutzen zog, so bedingte die Wiederherstellung der Wehrhoheit durch den Führer auch einen neuen Aufschwung in der Schaffung wirksamer Verteidigungsmittel zur See, — dies mit der Auswirkung, daß eine Welle neuer Schaffensfreudigkeit über den deutschen Schiffbau hinging und alles befruchtete, was technisch, industriell, — und nicht zumindest auch wissenschaftlich, — damit zusammenhing.

Die Gesellschaft der Freunde und Förderer der Hamburgischen Schiffbau-Versuchsanstalt hat sich nun schon seit 16 Jahren als ein wahrer Freund der Tat für das von ihr geförderte Institut erwiesen und es durch ihre Tagungen im In- und Auslande sowie durch ihr Fachorgan „Werft-Reederei-Hafen“ verstanden, dem Ansehen und dem Beschäftigungsgrad der Hamburgischen Schiffbau-Versuchsanstalt in der ganzen Schiffahrtswelt aufs wirksamste zu dienen, — darüber hinaus der Gemeinschaftsarbeit der seefahrenden Nationen am schiffahrtstechnischen Fortschritt einen starken Auftrieb zu geben. — Mit dieser verdienten Anerkennung begrüße ich die Hamburg-Kieler Tagung der Gesellschaft und wünsche dieser Veranstaltung, deren Verbindung mit dem Amt für Technik der Gauleitung Hamburg der NSDAP. und der Brennkrafttechnischen Gesellschaft als gutes Vorzeichen für fruchtbringende Ergebnisse gemeinsamer Arbeit anzusehen ist, den besten Erfolg! —



Leiter der Reichsverkehrsgruppe Seeschifffahrt
und des Zentralvereins für deutsche Seeschifffahrt

Die Gesellschaft der Freunde und Förderer der Hamburgischen Schiffbau-Versuchsanstalt hat es sich seit ihrer Gründung zur Aufgabe gemacht, die Wechselwirkung und Zusammenarbeit von Theorie und Praxis in der Schiffahrt zu fördern: Unter ihrer Führung wurden aus den Bedürfnissen des Schiffsbetriebes gemeinsam mit den Männern der Praxis mehrfach großzügige Aufgaben gestellt, deren Bearbeitung der Versuchsanstalt zur Klärung durch Modellversuche übertragen wurde, und die Veranstaltungen der Gesellschaft boten der Versuchsanstalt immer wieder die Gelegenheit, ihre Forschungsergebnisse in einer für die Praxis verwertbaren Form einem weiten Kreise bekannt zu geben. Die Gesellschaft schuf so die Grundlage für die immer inniger und fruchtbarer werdende Zusammenarbeit zwischen der Versuchs-Wissenschaft und dem praktischen Schiffsbetrieb. Sichtbaren Ausdruck findet diese Zusammenarbeit nunmehr in der Gestaltung der diesjährigen Tagung, bei welcher Ergebnisse der Forschung, Erfahrungen über Schiffsführung und Fortschritte der Schiffskonstruktion von dem vereinten Streben aller beteiligten Kreise zeugen. Hierin unablässig und tatkräftig mitzuwirken, ist die Aufgabe der Gesellschaft der Freunde und Förderer der Hamburgischen Schiffbau-Versuchsanstalt.



Direktor der Hamburgischen Schiffbau-Versuchsanstalt.

Vergleichsversuche mit einem Zwei- und Dreischrauben-Motorgüterboot mit Löffelheckform.

Von G. Kempf und K. Helm.

153. Mitteilung der Hamburgischen Schiffbau-Versuchsanstalt.

Im Auftrag des Bayerischen Lloyd, Regensburg, sind im Jahre 1934 in der HSVA Versuche zur Entwicklung eines Motorgüterbootstyps für die Donau angestellt worden.

Als Grundlage dieser Entwicklungsversuche dienten die von 2 Werften eingereichten Schiffswürfe, nach denen entsprechende Modelle hergestellt und geprüft wurden. Beides waren Tunnelheckschiffe.

Später wurde dann auf Vorschlag der HSVA noch eine abgeänderte Tunnelheckform untersucht.

Unter Zugrundelegung aller dieser Modellversuchs-Ergebnisse wurde die daraus sich ergebende beste Tunnelheckform konstruiert.

der gleichen Zeitschrift im Jahre 1936¹ berichtet worden, wo auch die Schiffswürfe abgebildet ist.

In diesem Aufsatz soll jetzt über weitere Ergänzungsversuche mit diesem Schiffstyp berichtet werden, die auf Vorschlag der HSVA im Auftrag der Gesellschaft der Freunde und Förderer der HSVA durchgeführt wurden.

Im Vergleich zur besten Tunnelheckform des Bayerischen Lloyd ist diesmal eine Heckform untersucht, die von der Firma Gebr. Sachsenberg, Roßlau, mehrfach erfolgreich bei flachgehenden breiten Tropenschiffen verwendet wurde. Es handelt sich hierbei um die sog. L ö f f e l h e c k f o r m. Diese Form ist sowohl als Zwei- wie auch als Dreischrauben untersucht (Abb. 1 und 2).

Für den Dreischrauben-Antrieb waren folgende Überlegungen zugrunde gelegt:

Die Leistung wird zur Hälfte von 2 kleinen, tiefliegenden Seitenschrauben mit 1100 mm \varnothing und zur anderen Hälfte von der größeren Mittelschraube mit 1540 mm \varnothing aufgenommen.

Auf den großen Tiefgängen von 1,80 und 1,40 m, also bei beladenem Schiff, sollen alle 3 Schrauben arbeiten, während auf dem kleinen Tiefgang von 1,20 m, also bei geringer Abladung, nur die Seitenschrauben mit halber Leistung angetrieben werden, da hiermit eine ausreichende Geschwindigkeit erzielt wird.

Zweck der Versuche war, festzustellen, ob im Hinblick auf die erwünschte Verwendung von schnellaufenden Motoren, die bei der gewählten Antriebsart wesentlich mehr geschont und wechselweise während der Fahrt überholt werden können, sowie auf ökonomisches Ausnutzen der Anlage diese Antriebsart nicht zweckmäßiger ist als der Doppelschraubenantrieb.

Versuchsergebnisse mit dem Zweischauben-Antrieb.

Das im Vergleich zu der günstigsten Tunnelheckform untersuchte Löffelheck ist sowohl mit als ohne Schraubenschirme für 3 verschiedene Tiefgänge geprüft. Gemessen ist die mit der Maximalleistung von 2×400 PSe erreichbare Freifahrtgeschwindigkeit sowie der bei dieser Leistung maximal mögliche Trossenzug im Geschwindigkeitsbereich vom Stand bis zur Freifahrt. Die Fahrwassertiefe betrug bei diesen Messungen 5 m, das ist die gleiche Tiefe wie bei den früheren Versuchen. Um einen exakten Vergleich der Heckformen zu ermöglichen, wurde das gleiche Vorschiff wie bei der günstigsten Tunnelheckform gewählt. Die Linien der Heckform sind von der HSVA konstruiert.

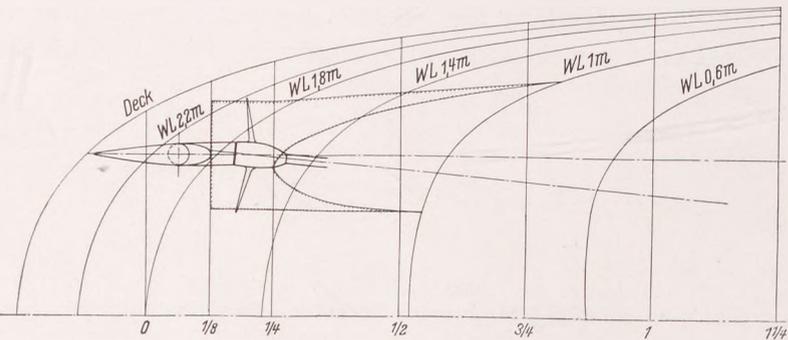
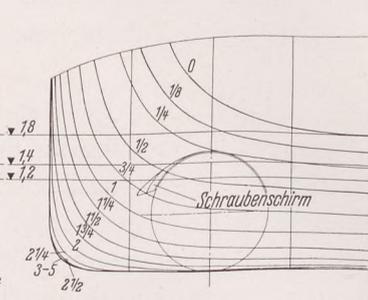
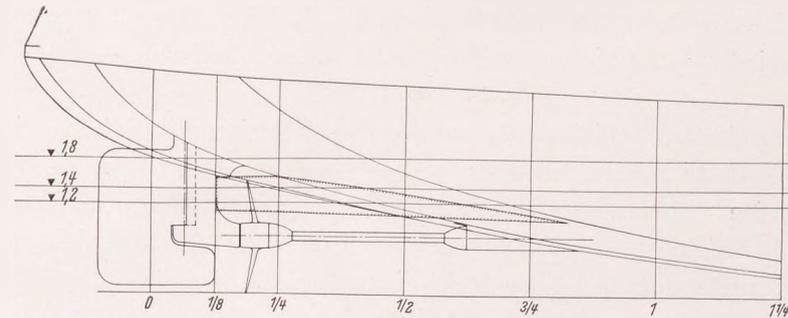


Abb. 1. Modell 1541. Hinterschiffslinien. Zweischaubenantrieb.

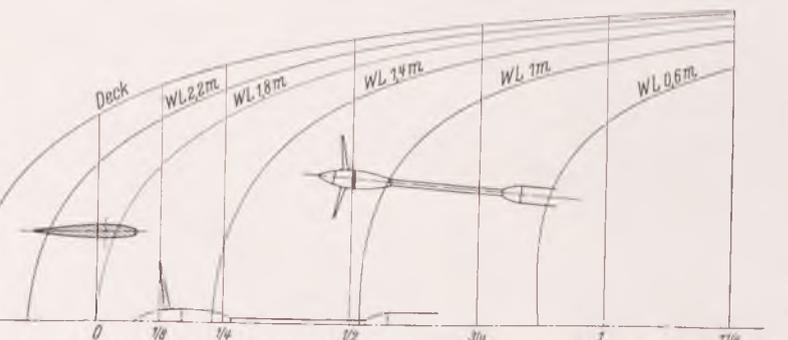
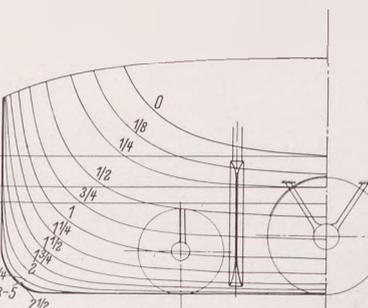
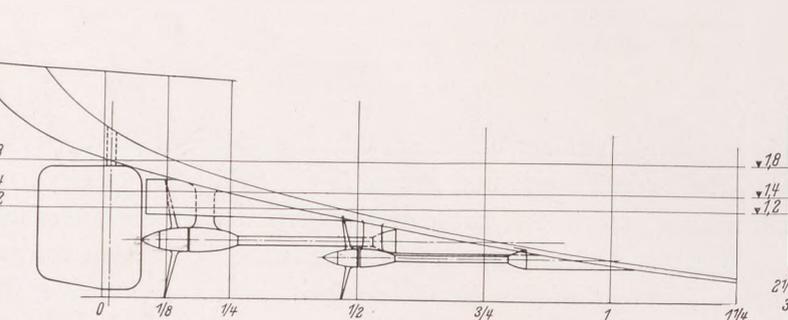


Abb. 2. Modell 1541b. Hinterschiffslinien. Dreischaubenantrieb.

Mit dieser Form sind im März 1936 mit Mitteln der Gesellschaft der Freunde und Förderer der HSVA systematische Versuche zur Ermittlung der günstigsten Propellerform sowohl für die Schlepp- als auch für die Freifahrt ausgeführt.

Über die Ergebnisse dieses umfangreichen Versuchsprogramms ist von Dipl.-Ing. Beschoren, Oberingenieur des Bayerischen Lloyd, in

Vergleich der Heckformen zu ermöglichen, wurde das gleiche Vorschiff wie bei der günstigsten Tunnelheckform gewählt. Die Linien der Heckform sind von der HSVA konstruiert.

¹ Beschoren, K.: Das Antriebsproblem bei schleppenden Motorgüterschiffen auf der Donau. Werft Reed. Hafen (1936) H. 12.

Schiffsabmessungen und Propellerdaten sind in folgender Tabelle zusammengestellt:

Schiffsabmessungen, Modell 1541

Länge PP	66,60 m
Breite in der WL	8,50 m
Tiefgang gleichlastig	1,80; 1,40; 1,20 m
Verdrängung	842,5; 644,9; 554,0 m ³
Benetzte Oberfläche	691,0; 626,6; 592,4 m ² .

Propellerdaten, Modell 1787

Durchmesser	1540 mm
Steigung	1128 mm
Nabendurchmesser	310 mm
Flächenverhältnis	60%
Elliptische Flügelform gerade Erzeugende kreisförmige Schnitte.	— Neigung 9°.

Aus dieser Zusammenstellung ergibt sich, daß die Schirmbleche auf dem großen und mittleren Tiefgang keine meßbaren Einflüsse auf die bei gleicher Leistung erzielbaren Geschwindigkeiten ausüben. Bei kleinem Tiefgang ist die erreichbare Geschwindigkeit bei gleichem Leistungsbedarf etwa 2% geringer, wenn die Schraubenschirme fortgelassen werden. Diese Verschlechterung ist darauf zurückzuführen, daß die Propellerspitzen etwa 20% vom \varnothing aus dem Wasser herausragen (vgl. Abb. 1). Hierdurch erhöht sich die Drehzahl gegenüber dem gleichen Zustand mit Schraubenschirmen, bei dem die Propeller voll eingetaucht arbeiten. Außerdem ist der Propellerwirkungsgrad bei ausgetauchten Propellern ungünstiger.

Auf dem mittleren Tiefgang ragen die Propellerspitzen auch noch etwa 8% des Durchmessers aus dem Wasser (Abb. 1). Hier wird aber durch die Absenkung und durch die Heckwelle die Austauchung zum größten Teil wieder ausgeglichen.

Der Vergleich mit dem Zweischauben-Tunnelschiff, der mit gleichem Propeller und mit gleichem Spalt zwischen Tunnel und

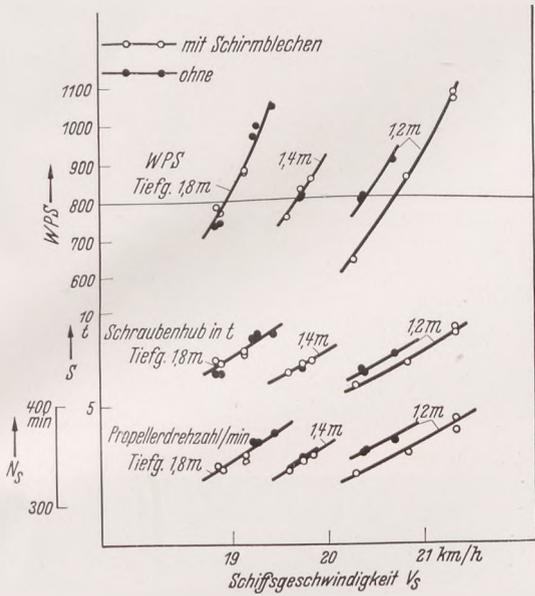


Abb. 3. Propulsionsergebnisse mit dem Zweischaubenantrieb der Löffelheckform.

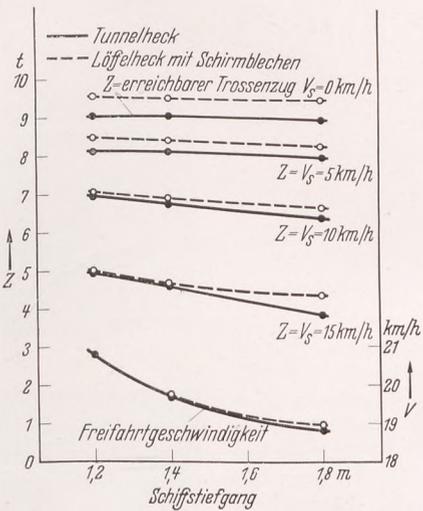


Abb. 4. Vergleich der Trossenzug- und Freifahrtresultate zwischen Tunnel- und Löffelheckform.

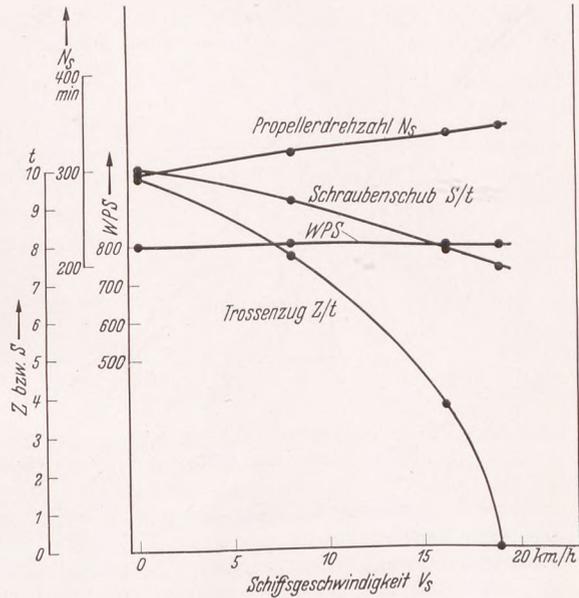


Abb. 5. Trossenzugresultate der Zweischauben-Löffelheckform ohne Schirmbleche bei 800 WPS Leistung; Tiefgang 1,80 m.

Der Spalt zwischen Propeller und Schirmblechen beträgt ca. 1% des Propellerdurchmessers.

Durch Widerstandsmessungen ergab sich, daß die Löffelheckform (Modell 1541) dem günstigsten Tunnelheckschiff (Modell 1517) um ca. 3 ÷ 4% im Widerstand unterlegen ist. Hierzu kommen bei Verwendung von Schraubenschirmen noch etwa 3% Widerstandserhöhung für den großen Tiefgang. Dieser Betrag nimmt mit dem Tiefgang ab. Auf 1,20 m Tiefgang ist ein Einfluß durch die Schirmbleche nicht mehr feststellbar.

Die mit der Maximalleistung von 800 Pse erreichbaren Freifahrtsgeschwindigkeiten sind in Tabelle 1 zusammengestellt. Vgl. Abb. 3 und 4.

Tabelle 1.

Schiffsform	Fahrtgeschwindigkeit in km/Std. bei 800 PSe-Leistung		
	Tiefgang		
	1,80 m	1,40 m	1,20 m
Tunnelheckform	18,82	19,72	20,78
Löffelheck mit Schirmblechen	18,94	19,70	20,75
Löffelheck ohne Schirmbleche	18,94	19,70	20,43

Propeller ausgeführt wurde, zeigt eine geringe Überlegenheit zugunsten der Löffelheckform mit Schraubenschirmen, und zwar etwa 1/2% mehr Geschwindigkeit auf 1,80 m Tiefgang, während die Ergebnisse für die beiden andern Tiefgänge praktisch gleichwertig sind.

Die Ergebnisse der Trossenzugmessungen zeigt die Tabelle 2. Auf großem Tiefgang (1,80 m) werden mit dem Löffelheckschiff ohne Schraubenschirme die höchsten Trossenzüge erreicht, und zwar etwa 3,5% mehr bei 0 km/Std.; 5% mehr bei 5 km/Std.; 5,5% mehr bei 10 km/Std. und 4,6% mehr bei 15 km/Std. gegenüber dem Löffelheckschiff mit Schraubenschirmen (Abb. 5).

Dagegen geht der Trossenzug bei mittlerem und kleinem Tiefgang um mehr als die Hälfte zurück, wenn auf die Schirmbleche verzichtet wird. Hierbei ist es teilweise nicht möglich, die volle Leistung auszufahren, da dann der Lufteinbruch zu der Schraube so groß wird, daß der Trossenzug bei zunehmender Leistungsaufnahme abfällt. Die Versuche wurden hier so ausgeführt, daß stets die mögliche Grenzleistung ermittelt wurde, bis zu welcher noch eine Trossenzugsteigerung möglich war (vgl. Tab. 2 und Abb. 6).

Aus diesen Versuchen folgt, daß auf die Schraubenschirme nur bei Fahrt auf großem Tiefgang verzichtet werden kann; hier ist dann mit einer Trossenzugserhöhung von etwa 4 ÷ 5% zu rechnen.

Gegenüber dem Tunnelheckschiff ist auf allen Tief-

Tabelle 2.

Schiffsform	Geschw. km/Std.	Tiefgang 1,80 m				Tiefgang 1,40 m				Tiefgang 1,20 m			
		0	5	10	15	0	5	10	15	0	5	10	15
Tunnelheck	WPS	800	800	800	800	800	800	800	800	800	800	800	800
	Zug to	8,9	7,9	6,3	3,8	8,95	8,05	6,7	4,55	9,0	8,1	6,95	4,92
Löffelheck mit Schirmblechen	WPS	800	800	800	800	800	800	800	800	800	800	800	800
	Zug to	9,45	8,22	6,58	4,3	9,45	8,33	6,82	4,63	9,53	8,48	7,05	4,97
Löffelheck ohne Schirmbleche	WPS	800	800	800	800	800	625	600	795	800	450	350	450
	Zug to	9,77	8,64	6,95	4,5	5,25	4,18	3,84	4,10	3,96	2,75	2,20	2,10

gängen eine Verbesserung mit dem Löffelheckschiff mit Schirmen erreichbar, und zwar beträgt diese etwa 6% am Stand, und nimmt mit zunehmender Geschwindigkeit bis auf $2 \div 1\%$ bei 15 km/Std. ab. Dies erklärt sich durch den geringeren Sog bei der Löffelheckform.

Aus den Ergebnissen dieser Vergleichsversuche kann zusammenfassend folgendes festgestellt werden: Auf der untersuchten Wassertiefe von 5 m ist ein Motorgüterboot, welches streckenweise noch einige Fahrzeuge in Schlepp nimmt, günstiger, wenn das Hinterschiff löffelförmig ausgebildet wird. Die Freifahrtgeschwindigkeit ist mindestens gleichwertig, während beim Schleppen bis zu 6% höhere Trossenzüge je nach Schleppgeschwindigkeit erreicht werden. Als

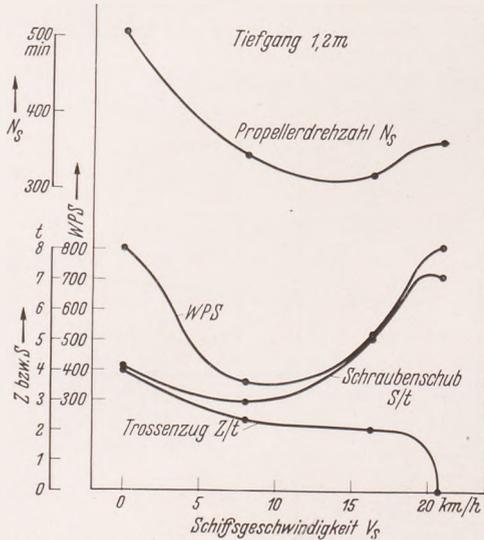


Abb. 6. Trossenzugergebnisse der Zweischrauben-Löffelheckform ohne Schirmbleche bei 800 WPS Leistung. Tiefgang 1,2 m.

weiterer Vorteil dieser Konstruktion ist die einfachere Bauart zu erwähnen. Der Nachteil dieser Form ist, daß dieselbe auf geringeren Wassertiefen ungünstiger wird als das Tunnelheck.

Nach unseren Erfahrungen mit Einschraubern von diesem Typ ist mit einer Verminderung der Freifahrtgeschwindigkeit zu rechnen, wenn der Verhältniswert $\frac{\text{Wassertiefe}}{\text{Tiefgang}}$ um 1,5 herum liegt, und zwar mit etwa $5 \div 6\%$. Auf Kanälen sind sogar bis etwa 10% geringere Freifahrtgeschwindigkeiten bei gleichem Leistungsbedarf gemessen worden.

Der ungünstige Einfluß der Löffelheckschiffe auf stark beschränkter Wassertiefe ist darauf zurückzuführen, daß in diesem Falle der Schraube das Wasser in Richtung der Schnitte zuströmt. Hierdurch erfahren diese Schiffe eine steuerlastige Vertrimmung. Bei Tunnelheckschiffen strömt das Schraubwasser zur Hauptsache in Richtung der Wasserlinien, also von den Seiten frei zu.

Es kann nun wohl damit gerechnet werden, daß bei einem Löffelheck mit Zweischrauben-Antrieb die Verhältnisse nicht ganz so ungünstig liegen wie bei einem Einschrauber, da hier auch ein Teil des Schraubwassers in Richtung der Senten zuströmt, zumal wenn die Schrauben möglichst weit nach außen gelegt werden, wie dies beim Versuch der Fall war.

Immerhin empfiehlt es sich, den möglichen Fahrtverlust einer Löffelheckform mit Doppelschrauben durch entsprechende Modellversuche zu klären, wenn ein solcher Typ für Fahrt auf stark beschränkter Wassertiefe verwendet werden soll.

Versuchsergebnisse mit dem Dreischrauben-Antrieb.

Hierfür wurde die Löffelheckform entsprechend verändert (vgl. Hinterschiffslinien Abb. 2 und Photos vom Hinterschiff Abb. 7).

Die Mittelschraube ist mit einem Schraubenschirm versehen; auch hier ist ein Spalt von 1% vom Propellerdurchmesser zwischen Propeller und Schirm gewählt. Die Seitenschrauben arbeiten frei.

Durch Widerstandsmessungen ist festgestellt, daß der Löffelheck-Dreischrauber etwa 4% günstiger als der Löffelheck-Zweischrauber ist. Gegenüber dem Tunnelheckzweischrauber besteht im Widerstand noch eine geringe Unterlegenheit von etwa 2%.

Die Überlegenheit des Dreischraubers gegenüber dem Zweischrauber gleicher Schiffsform (Löffelheck) ist auf die bei diesem günstiger in der Strömung liegenden Ruder zurückzuführen. Ferner hat bei dem Dreischrauber nur die Mittelschraube einen Schraubenschirm.

Der Widerstand der Wellenleitungen dürfte sich wohl gegenseitig ausgleichen (2-Schrauber: 2 lange Wellenleitungen, vgl. Abb. 1 u. 2).

- Bei dem Dreischrauber sind folgende Antriebsarten untersucht:
- a) alle 3 Schrauben werden angetrieben,
 - b) nur die Seitenschrauben werden angetrieben, Mittelschraube läuft leer mit,
 - c) nur die Mittelschraube wird angetrieben, während die Seitenschrauben leer mitlaufen.

Um den Zusatzwiderstand für das Leerlaufen der Schrauben für

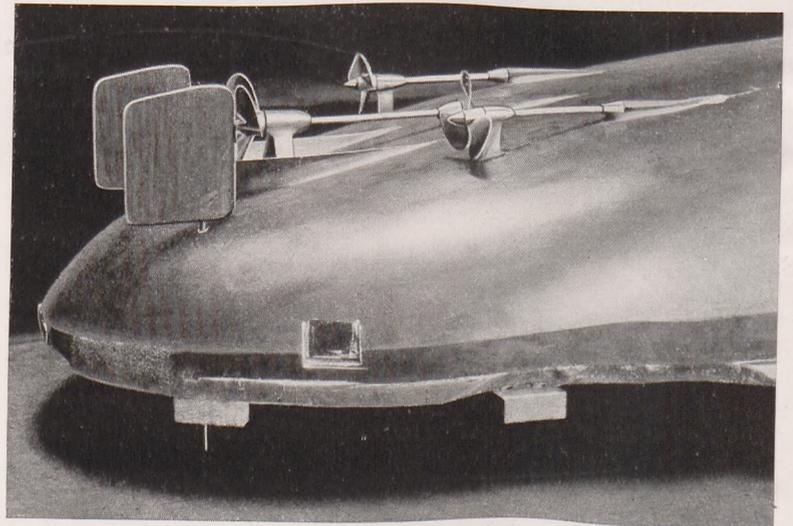
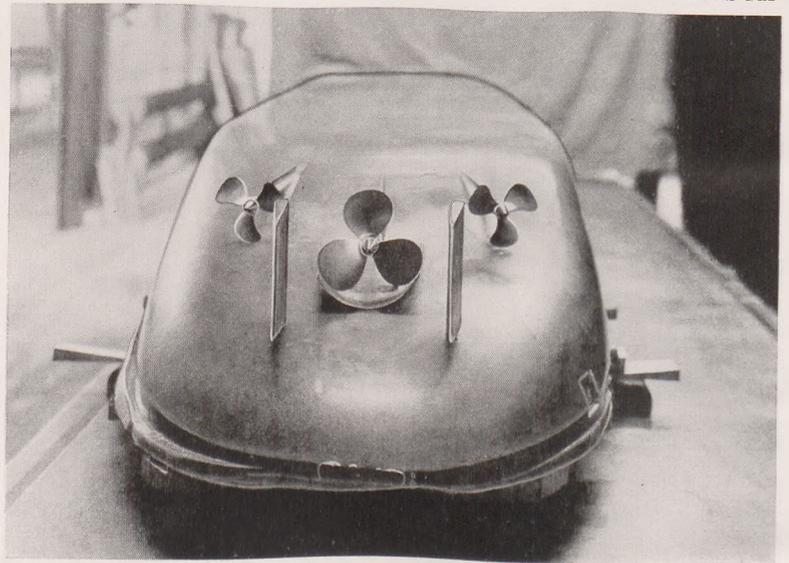


Abb. 7. Hinterschiff. Dreischraubenantrieb.

den Antrieb b und c zu ermitteln, ist noch ein weiterer Widerstandsversuch derart ausgeführt, daß die beiden Seitenschrauben auf die abgekuppelten Schraubenwellen gesetzt wurden. Durch diese Versuchsanordnung läßt sich die Widerstandserhöhung für das Leerlaufen der Seitenschrauben ermitteln; dieselbe betrug 11%.

Die mit der Antriebsart a (alle 3 Schrauben werden angetrieben) bei Vollast (800 Pse) gemessenen Werte sind im Vergleich zum Zweischrauben-Antrieb gleicher Schiffsform in Tabelle 3 zusammengestellt (Abb. 8).

Mit dem Dreischrauben-Antrieb wird eine etwas höhere Freifahrtgeschwindigkeit erreicht, und zwar 1,5% auf großem und 2% auf mittlerem Tiefgang.

Tabelle 3.

Antriebsart	Schiffstiefgang 1,80 m					Schiffstiefgang 1,40 m				
	Freifahrtgeschw. km/Std.	Trossenzug in to bei km/Std.				Freifahrtgeschw. km/Std.	Trossenzug in to bei km/Std.			
		0	5	10	15		0	5	10	15
Zweischrauber	18,94	9,45	8,22	6,58	4,30	19,70	9,45	8,33	6,82	4,63
Dreischrauber	19,20	9,02	7,88	6,25	3,95	20,10	9,35	8,20	6,68	4,52

Die Trossenzüge liegen niedriger als beim Zweischrauben-Antrieb, und zwar auf großem Tiefgang im Mittel 5% und auf mittlerem Tiefgang etwa 2%.

Der Leistungsanteil der Seitenschrauben beträgt für die Freifahrt etwa 57%; dieser nimmt bei den Trossenzugsmessungen bis auf 60% zu. Da die Flächenverteilung der Schrauben so gewählt ist, daß die Seitenschrauben genau 50% der Gesamtfläche haben, ist damit zu rechnen, daß bei einer korrigierten Mittelschraube mit etwas größerer Steigung ihr Leistungsanteil von etwa 43% auf 50% steigt und damit das Gesamtergebnis noch etwas günstiger ausfallen wird.

Daß der Leistungsanteil der Mittelschraube am Stand geringer ist (40%) als bei der Freifahrt (43%), läßt darauf schließen, daß hier der Zustrom ungünstiger ist; derselbe wird mit zunehmender Geschwindigkeit günstiger. Hierdurch läßt sich das Versuchsergebnis, d. h. die Überlegenheit bei Freifahrt, und die Unterlegenheit bei der Schleppfahrt erklären.

Ob und wie weit es durch Veränderung der Hinterschiffsform und der Propellerlage möglich ist, die gemessenen Werte zu verbessern, kann nur durch weitere Versuche geklärt werden.

Zusammenfassend ergibt sich, daß der untersuchte Dreischrauben-Antrieb mit gleicher Propellerfläche, also gleicher Propellerbelastung, trotz der etwas größeren Anhänge dem Zweischrauben-Antrieb hydraulisch in der Freifahrt überlegen und in der Schleppfahrt etwas unterlegen, im Mittelwert daher praktisch gleichwertig ist. Hinzu kommt der Vorteil, daß dieser Antrieb viel ökonomischer ausgenutzt werden kann. Bei nicht genügendem Anhang, bzw. auf Stromstrecken, bei denen ein Fahren mit voller Leistung unwirtschaftlich ist, brauchen die Maschinen nicht mit halber Kraft bei ungünstigem Brennstoffverbrauch zu arbeiten, sondern es wird eine Maschine ganz abgeschaltet, und der Antrieb der Schrauben kann entweder

mit allen 3 Schrauben
oder nur mit den Seitenschrauben
oder nur mit der Mittelschraube
geschehen.

Da einmal die Maschinen stets voll belastet arbeiten, eine wechselnde Belastung nur noch beim Manövrieren in Frage kommt und außerdem die Motoren wahlweise eingesetzt werden können, wird die Abnutzung derselben auf ein Mindestmaß herabgedrückt. Deshalb können statt der schweren Lang-

samläufer schnellaufende Motoren mit entsprechend geringerem Gewicht Verwendung finden.

Im folgenden werden die mit einem Motor von 400 WPS erreichbaren Freifahrtgeschwindigkeiten sowie Trossenzüge für die drei verschiedenen Antriebsarten mitgeteilt.

Die erreichbaren Freifahrtgeschwindigkeiten sind in Tabelle 4 eingetragen (Abb. 9).

Bei Antrieb aller drei Schrauben fällt die Freifahrtgeschwindigkeit bei Fahrt auf großem Tiefgang von 19,2 auf 17,1 km/Std., d. h. um 11%, und auf mittlerem Tiefgang von 20,1 auf 18,33 km/Std., d. h. um 9%, wenn statt der 2 Motoren nur ein Motor für den Antrieb benutzt wird. Hierbei muß die Motordrehzahl durch ein entsprechendes Untersetzungsgetriebe mit der benötigten Propellerdrehzahl abgestimmt werden, oder aber es müssen Umsteuerschrauben verwandt werden. Was hier am zweckmäßigsten ist, wird in erster Linie von der gewählten Motortype abhängen.

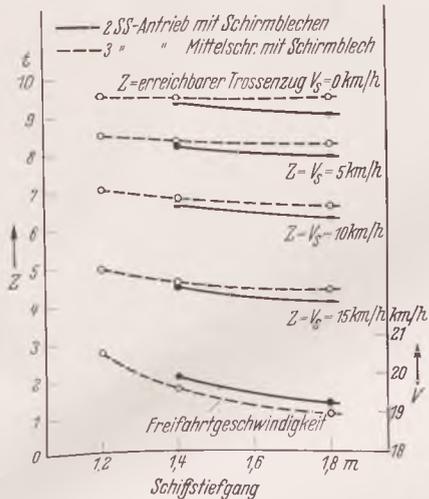


Abb. 8. Trossenzug- und Freifahrtresultate der beiden Löffelheck-Antriebsarten mit 800 WPS Leistung.

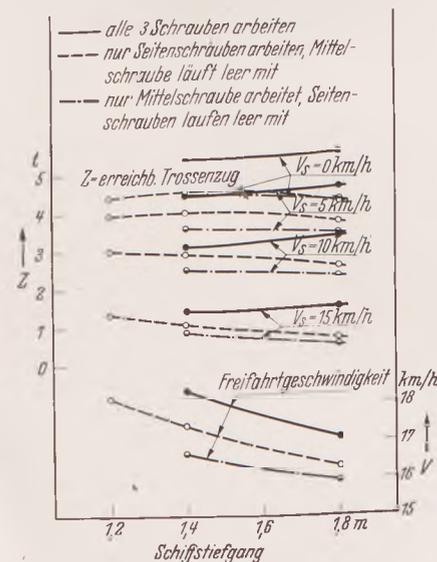


Abb. 9. Dreischraubenantrieb. Trossenzug- und Freifahrtresultate mit einer Leistung von 400 WPS.

Tabelle 4.

Antriebsart	Freifahrtgeschwindigkeiten km/Std.			Leistung WPS
	Tiefgang 1,80 m	Tiefgang 1,40 m	Tiefgang 1,20 m	
1. Antrieb: Alle drei Schrauben arbeiten.	19,20 17,10	20,10 18,33	—	2 × 400 1 × 400
2. Antrieb: Nur die Seitenschrauben arbeiten, Mittelschraube läuft leer mit.	16,35	17,42	18,13	1 × 400
3. Antrieb: Nur die Mittelschraube arbeitet; Seitenschrauben laufen leer mit.	15,96	16,70	—	1 × 400

Ferner zeigen die Versuche, was auch erwartet wurde, daß nämlich der Antrieb, wenn alle 3 Schrauben arbeiten, am günstigsten wirkt, während sich das ungünstigste Ergebnis ergibt, wenn nur die Mittelschraube arbeitet. Diese Tatsache ist einmal darauf zurückzuführen, daß beim Antrieb mit allen 3 Schrauben die Propeller nur halb so hoch belastet werden wie bei der anderen Antriebsart. Ferner wird der Schiffswiderstand noch durch die leer mitdrehenden Propeller erhöht, was sich in dem Fall, wo nur die Mittelschraube arbeitet, am ungünstigsten auswirkt. Wie bereits eingangs erwähnt, erhöht sich in diesem Fall der Schiffswiderstand um etwa 11%.

Die mit einem Motor erreichbaren Trossenzüge sind auf Tabelle 5 für die verschiedenen Antriebsarten zusammengestellt (Abb. 9). Auch bei der Schleppfahrt ist der Antrieb mit allen 3 Schrauben am günstigsten, während auch hier das ungünstigste Resultat bei der Antriebsart, wo nur die Mittelschraube arbeitet, erzielt wird. Die Begründung ist hier die gleiche wie bei der Freifahrt.

Zusammenfassung.

Es werden die Versuchsergebnisse von einem Zwei- und Dreischraubenantrieb, deren Hinterschiff nach der Löffelheckform ausgebildet war, mit den Ergebnissen eines guten Tunnelheck-Zweischraubers mitgeteilt und miteinander verglichen.

Aus diesen Versuchen hat sich ergeben, daß auf der geprüften Fahrwassertiefe von 5 m ein Zweischrauben-Güterboot, welches streckenweise noch schleppen soll, günstiger ist, wenn das Hinterschiff löffelförmig ausgebildet wird. Die Freifahrtgeschwindigkeit ist gleichwertig, während beim Schleppen bis zu 6% höhere Trossenzüge gemessen wurden. Ferner ist diese Schiffsbauform wesentlich einfacher als ein Tunnelheck. Als Nachteil des Löffelhecks ist zu erwähnen, daß es auf geringen Wassertiefen, und zwar in erster Linie im Freifahrtgebiet, ungünstiger ist als ein Tunnelheckfahrzeug. Wie groß

Tabelle 5.

Schleppgeschwindigkeit in km/Std.	mit 400 WPS erreichbarer Trossenzug in to											
	Tiefgang 1,80 m				Tiefgang 1,40 m				Tiefgang 1,20 m			
	0	5	10	15	0	5	10	15	0	5	10	15
1. Antrieb: Alle 3 Schrauben arbeiten.	5,60	4,70	3,40	1,50	5,40	4,45	3,15	1,45	—	—	—	—
2. Antrieb: Nur die Seitenschrauben arbeiten (Mittelschraube läuft leer mit).	4,32	3,78	2,60	0,68	4,57	4,03	2,93	1,10	4,40	3,93	2,98	1,33
3. Antrieb: Nur die Mittelschraube arbeitet (Seitenschrauben laufen leer mit).	4,35	3,47	2,35	0,52	4,50	3,63	2,54	0,87	—	—	—	—

diese Verschlechterung wird, muß von Fall zu Fall durch den Schleppversuch entschieden werden.

Bei dem untersuchten Dreischrauben-Güterboot war von der Überlegung ausgegangen, eine Antriebsart zu finden, die es ermöglicht, wahlweise mit einem oder zwei Motoren bei voller Motorbelastung zu fahren. Da die Anlage bei diesem Betrieb weitestgehend geschont werden kann, sollen schnellaufende Motoren Verwendung finden.

Bei Benutzung beider Motoren ergab sich, daß bei gleicher Propellerbelastung, da die Gesamt-Schraubenfläche die gleiche ist wie beim Zweischauben-Antrieb, trotz der umfangreicheren Anhänge

eine Überlegenheit in der Freifahrt, und zwar etwa $1,5 \div 2\%$ höhere Geschwindigkeit, bei einer geringen Unterlegenheit in der Schleppfahrt, und zwar etwa $2 \div 5\%$ kleinerer Trossenzug, erzielt wird.

Die Versuche bei Antrieb durch einen Motor haben für die drei geprüften Antriebsarten: a) alle 3 Schrauben arbeiten, b) nur die Seitenschrauben arbeiten, während die Mittelschraube leer mitdreht, c) nur die Mittelschraube arbeitet, während die Seitenschrauben leer mitdrehen, ergeben, daß es am günstigsten ist, wenn die Leistung auf alle 3 Schrauben verteilt wird.

Leistungen und Aussichten des Dampftriebs mit kohlegefeuerten Hochdruckkesseln.

Von Direktor O. Jebens, Hamburg.

Das Streben nach größter Wirtschaftlichkeit der Schifffahrt hat zur Folge gehabt, daß auch auf dem Gebiete des Dampftriebes für Schiffe jüngst wieder neue und erfolgreiche Anstrengungen gemacht wurden, um die „Wettbewerbsfähigkeit des Dampfes“ zu steigern.

Diese Anstrengungen beziehen sich vor allem auf mittlere und kleine Anlagen; denn auf dem Gebiet der größten Handelsschiffanlagen herrscht der Dampfturbinenantrieb bislang wohl unbestritten vor.

Von besonderem Interesse ist es dabei, zu sehen, daß bereits die Ende 1926 in Auftrag gegebenen beiden Lloyd-Schnelldampfer „Bremen“ und „Europa“ mit Getriebeturbinenanlagen ausgerüstet sind, wie sie in ähnlicher Form auch noch auf dem im vorigen Jahre zur Ablieferung gelangten größten englischen Schnelldampfer „Queen Mary“ eingebaut wurden. Und gerade die langjährigen Betriebsergebnisse der deutschen Schnelldampfer „Bremen“ und „Europa“ und die große Stetigkeit, mit der diese beiden Schiffe ihren Fahrplan auch unter den schlechtesten Wetterbedingungen eingehalten haben, sowie die geringe Reparaturquote ihrer Maschinenanlagen legen Zeugnis ab von dem hohen Grad an Betriebssicherheit, wie er bei so großen Einheiten bisher nur vom Dampfturbinenantrieb erwiesen werden konnte.

Bemerkenswerte dampfelektrische Maschinenanlagen von 26000 PS besitzen die deutschen Ostasien-Schnelldampfer „Scharnhorst“ und „Potsdam“ und der mit 160000 PS ausgerüstete französische Atlantik-Schnelldampfer „Normandie“. Die „Gneisenau“, das dritte Ostasienschiff des Norddeutschen Lloyd, hat dagegen eine reine Hochdruck-Dampfturbinenanlage von 26000 PS.

Es wird von besonderem Interesse sein, nach mehrjähriger Betriebszeit festzustellen, zu welchen Schlußfolgerungen der Norddeutsche Lloyd hinsichtlich der Fahrtergebnisse mit den beiden verschiedenen Antriebsarten kommen wird, da die veröffentlichten Resultate der ersten vier Reisen offenbar nicht ausgereicht haben, um wesentliche Unterschiede festzustellen. Es wird sich dann zeigen, ob der turboelektrische Antrieb die höheren Anlagekosten durch ein besonders wirtschaftliches Ergebnis ausgleicht. Weiter wird aus den Fahrtergebnissen dieser Schiffe eine Antwort auf die Frage erwartet, in welchem Ausmaße die höhere Rückwärtsleistung, welche der turboelektrische Antrieb verspricht, in Wirklichkeit erreicht wird und vor allen Dingen im Fahrbetrieb von praktischer Bedeutung ist.

Als sehr günstig müssen die erreichten Brennstoffverbräuche angesehen werden, welche bei der „Gneisenau“ zum Teil unter 290 g/WPS/h (für alle Zwecke) liegen und damit die durch Anwendung des Hochdruckdampfes erzielte Brennstoffersparnis ausdrücken gegenüber den Verbräuchen z. B. der Schnelldampfer „Bremen“ und „Europa“, welche noch etwa 350 g/WPS/h betragen.

Die Ausmaße der größeren Schiffsanlagen bringen es mit sich, daß für die Erzeugung des Dampfes fast ausschließlich ölgefeuerte Wasserrohrkessel in Frage kommen — Wasserrohrkessel wegen ihrer geringeren Gewichte, ihres kleineren Raumbedarfs sowie ihres höheren Wirkungsgrades, — Ölfeuerung wegen der bequemer Bedienerbarkeit und damit verbundenen Personalsparnis und der einfacheren und vor allen Dingen rascheren Brennstoffübernahme.

Es läßt sich jedoch nicht übersehen, daß bei den heutigen Weltmarkt-Brennstoffpreisen in vielen Fällen der ölgefeuerte Dampftrieb mit dem Motorentrieb hinsichtlich der Brennstoffkosten nicht wettbewerbsfähig ist, insbesondere deshalb nicht, weil an vielen Orten der Unterschied zwischen Treiböl- und Heizölpreisen so gering ist, daß nur bei modernen Hochdruckanlagen, wie sie die Lloyd-Schnellschiffe des Ostasiendienstes verkörpern, diese Wettbewerbsfähigkeit gesichert ist.

Es ist daher verständlich, wenn immer wieder der Versuch gemacht wird, die so viel billigere Kohle in möglichst wirtschaftlicher

Form zu verfeuern, und zwar besonders von den Ländern, in welchen Kohle zu billigen Preisen zu haben ist, und welche für die Einfuhr von Dieselöl „Devisen“ brauchen.

Mit an der Spitze dieser Bestrebungen marschiert dabei England, obgleich es selber über große Öllager in seinen Dominions und in aller Welt verfügt. So wurde in England im Laufe der letzten Jahre eine große Anzahl von Schiffen mit mechanisch befeuerten Dampfkesseln ausgerüstet. Es handelt sich hier in erster Linie um die Erith-Roe-Stokerfeuerung der Firma Babcock. Diese Entwicklung erscheint auch vom Standpunkt der deutschen Wirtschaftslage aus von größter Bedeutung, da Deutschland über genügend Kohle im Lande verfügt, nicht jedoch über Heizöl, welches vom Ausland bezogen werden muß.

Es sind daher in Deutschland auch ähnliche Wege besritten worden, z. B. auf dem ehemaligen Levante-Dampfer „Nizza“, der mit einer Kohlenstaubfeuerungseinrichtung ausgerüstet wurde, bei welcher als Mahlanlagen Anger-Prall-Mühlen eingebaut wurden.

Weiter sind zur Zeit Versuche im Gange, mechanische Rostfeuerungen für Schiffsanlagen zu entwickeln, und hier dürfte es bereits verschiedene Konstruktionen geben, die den praktischen Bordanforderungen gerecht zu werden versprechen. Hier wären zu nennen neben dem bereits erwähnten Erith-Roe-Stoker, welcher auch von der Firma Babcock, Oberhausen, hergestellt wird, der Planschürrost der Firma Steinmüller, Gummersbach, sowie der Unterschubrost der Kohlen-Scheidungs-Gesellschaft und der Weck'sche Flachschubstoker.

Bei diesen Feuerungen ist die erforderliche Bedienung zur Hauptsache auf eine Überwachung des Antriebsmechanismus beschränkt, so daß die Heizer praktisch von jeder schweren körperlichen Arbeit entlastet sind. Es besteht damit die Möglichkeit, den Bedarf an Heizern, an denen ohnehin schon Mangel herrscht, zu vermindern und damit die kohlegefeuerten Dampfanlagen wieder in den Vordergrund des Interesses zu rücken.

Die Verwendung von mechanischen Kohlefeuerungen, sei es in Form von Staubfeuerung oder mechanischer Rostfeuerung, erfordert jedoch eine Anpassung des Kessels namentlich hinsichtlich seines Verbrennungsraumes an die Bedingungen der Feuerung.

Einen der in dieser Richtung beschrittenen verschiedenen Wege zeigt z. B. die neue Bauart des Wagner-Bauer-Kessels, bei dem es gelungen ist, die an einen Wasserrohrkessel mit natürlichem Umlauf zu stellenden Forderungen zwanglos in Einklang zu bringen mit den Forderungen nach der günstigsten Form des Verbrennungsraumes.

Der Entwurf eines solchen Kessels mit einer Babcock-Staubfeuerungsanlage für einen Flußschlepper mit einer Antriebsleistung von etwa 750 PS wurde in der Zeitschrift „Die Wärme“ vom 5. Dezember 1936 unter Abb. 6 von E. Rammler veröffentlicht.

Von besonderem Interesse im Zuge dieser Betrachtungen ist eine in der folgenden Nummer der genannten Zeitschrift vom 12. Dezember 1936 gebrachte Untersuchung von W. Schulte über den Vergleich verschiedener Antriebsformen für Binnenschiffe, wobei der Verfasser zu dem Resultat kommt, daß sich Dieselmotoren und Hochdruckdampfanlagen etwa gleich wirtschaftlich stellen.

Auf Grund dieses Resultates dürfte es gerechtfertigt sein, dem Hochdruck-Dampftrieb auch in der Binnenschifffahrt in Zukunft wieder erhöhte Beachtung zu schenken, um möglichst die Verwendung der einheimischen Kohle zu fördern.

Die Anstrengungen, den Dampftrieb wirtschaftlich zu gestalten, haben jedoch nicht auf der Dampferzeugerseite Halt gemacht, sondern haben auch bei den Dampfverbrauchern zu neuen Formen geführt.

Für kleinere und mittlere Anlagen sind Kolbenmaschinen einfachster und billiger Bauart entwickelt worden mit beachtlich niedrigen Dampfverbrauchszahlen, die ohne Hinzufügung weiterer Hilfseinrichtungen nicht leicht zu unterbieten sein werden. Hierher gehören in erster Linie die ventilgesteuerten Lentz-Einheitsmaschinen

sowie die schiebergesteuerten Christiansen & Meyer-Maschinen, — Kolbenmaschinenbauarten, welche infolge ihres klaren und einfachen Aufbaues ein hohes Maß an Betriebssicherheit erreicht haben.

Eine erhebliche Verringerung des Dampfverbrauches unter denjenigen dieser beiden Bauarten herunter wurde durch die Zufügung der Abdampfturbine nach dem System Bauer-Wach erreicht. Kohlenverbrauchszahlen von etwa 480 g/PSi und Stunde für derartige kleinere Anlagen bis etwa 1500 PS und von 430 g/PSi-Stunde für größere Anlagen bis etwa 8000 PS sind durchaus übliche Gesamt-Betriebsverbräuche unter normalen Drücken und Temperaturen, also etwa 16 atü und 250—300° C.

In England hat man in letzter Zeit einen ähnlichen Weg beschritten, um den besseren Wirkungsgrad der Kolbenmaschine im Hochdruckgebiet mit demjenigen der Turbine im Gebiet der niedrigeren Drücke zu verbinden. Bei der „White Economy-Engine“, — welche übrigens identisch mit der Prof. Dr. Bauer in England patentrechtlich geschützten Kombination einer schnellaufenden Kolbenmaschine mit Abdampfturbine ist, — besteht der Hochdruckteil einer Anlage von insgesamt 2200 PSi aus einer schnellaufenden (und hierdurch von der deutschen Bauer-Wach-Anlage abweichenden) Kolbenmaschine in Doppelverbund-Anordnung, deren Drehzahl von 300/min über eine einfache Untersetzung auf das mit 75 Umdr. laufende große Getrieberad übertragen wird, wobei die Kolbenmaschine eine Leistung von 1200 PSi, die Turbine also 1000 Pse abgibt. Die restliche Arbeit wird von einer einfachen Niederdruckturbine geleistet, deren Drehzahl von 3500 über eine zweistufige Untersetzung auf die gleiche Welle übertragen wird. Dabei ist die Kolbenmaschine mittels einer stoßdämpfenden Bibby-Kupplung mit dem Getrieberitzel verbunden. Eine Rückwärtsturbine ist nicht vorhanden. Es wird vielmehr die Leistung der umsteuerbaren Kolbenmaschine für ausreichend erachtet.

Als Vorzüge dieser Anlage werden der geringe Anschaffungspreis dieser Kolbenmaschine sowie die hohe Wirtschaftlichkeit gerühmt. So wird z. B. für das Schiff „Llanashe“ ein Kohlenverbrauch von 0,45 kg/PSi für alle Zwecke angegeben, wobei die Gesamtleistung etwa 1250 PSi beträgt.

Eine weitere Verringerung der Dampf- und Brennstoffverbräuche zu erzielen, macht die Anwendung von Hochdruck-Heißdampf zur Voraussetzung.

Bei der Kolbenmaschine ist dabei die Heißdampf-Temperatur begrenzt durch die heute erhältlichen Heißdampf-Zylinderschmieröle, welche einen Dauerbetrieb mit Anfangstemperaturen von über 380 bis höchstens 400° C noch nicht zulassen.

Will man sich trotzdem den Vorteil noch höherer Temperatur zunutze machen, so bleibt nur der Weg der ein- oder mehrfachen Zwischenüberhitzung, wie er z. B. neuerdings von der Deschimag bei den Bauer-Wach-Anlagen beschritten wird.

Einer an sich normalen Kolbenmaschine wird ein Hochdruckzylinder vorgeschaltet. Der Frischdampf passiert vor Eintritt in den Hochdruckzylinder einen Zwischenüberhitzer und gibt dabei seine Temperatur an den aus dem Hochdruckzylinder austretenden Dampf ab. Auf diese Weise gelingt es, die heute noch bestehenden Schwierigkeiten der Kolbensmierung im Hochdruckzylinder zu überwinden.

Mit Maschinensätzen dieser Bauart und unter Anwendung des Wagner-Bauer-Hochdruckkessels ist es möglich, einen Kohlenverbrauch von etwa 300 g/PSi für die Hauptmaschine bzw. von etwa 350 g/PSi für alle Zwecke zu erreichen, ein Wert, der es sicher ermöglicht, dem Dampftrieb für viele Fahrtstrecken weitere Anwendungsgebiete zu erschließen, ganz besonders aber da, wo mit einer öfteren Bunkermöglichkeit zu rechnen ist, so daß die erforderlichen Bunkerräume in mäßigen Grenzen bleiben.

Will man die heute bis zu einem gewissen Grade noch bestehenden Schwierigkeiten, welche bei der Kolbenmaschine durch die Verunreinigung des Speisewassers mit Schmieröl für den Hochdruck-Wasserrohrkessel bestehen, vermeiden, so bleibt die Möglichkeit, Getriebeturbinen auch für kleine Anlagen zu verwenden.

Es ist heute bereits gelungen, Turbinenbauarten von unverhält-

nismäßig kleinen Abmessungen und geringen Gewichten bei günstigsten Dampfverbräuchen herauszubringen.

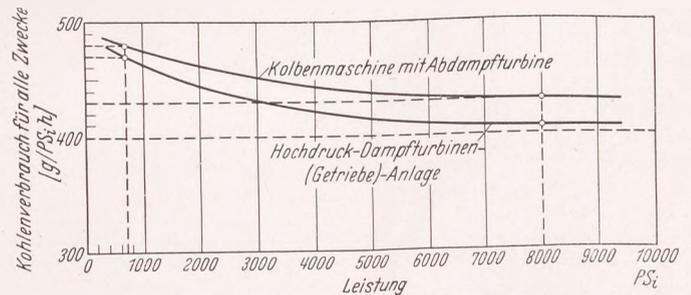
Diese Bestrebungen, die in Deutschland zunächst für Spezialfälle — Zollwachtschiffe u. dgl. — verfolgt wurden, haben in England inzwischen zu der „Parsons Simplex Unit turbine machinery“ geführt. Diese Bauart besteht aus der auf einer Welle sitzenden Hochdruck- und Niederdruckturbine sowie der im Gehäuse der Niederdruckturbine untergebrachten Rückwärtsturbine und einem zweistufigen Untersetzungsgetriebe.

Während bei dieser englischen Bauart Turbinen und Getriebe noch nebeneinander und somit auf besonderen Fundamenten angeordnet sind, wodurch die ganze Anlage verhältnismäßig breit und sperrig baut, zeigen in Deutschland von der Wagner-Hochdruck-Dampfturbinen Komm.-Ges. erstellte Anlagen eine typische Blockkonstruktion, welche es ermöglicht, mit kleinsten Gewichten und geringstem Raumbedarf auszukommen.

Ebenso wie bei den vorgenannten deutschen Anlagen kann man bei der „Parsons Simplex Unit turbine machinery“ das Bestreben feststellen, lang gebaute Turbinenläufer zu vermeiden, um den schwierigen Fragen der Wärmedehnung Rechnung zu tragen.

Die Folge ist, daß die genannten Turbinensätze mit ihrer geringen Stufenzahl je Gehäuse ein hohes Maß an Betriebssicherheit auch unter den schwierigsten Betriebsbedingungen zeigen, und daß die früher so gefürchteten Schaufelhavarien, welche bei den langen, mit Reaktionsbeschaufelung versehenen Läufern schon bei Zubruchgehen einer einzelnen Schaufel fast stets zum vollständigen Schaufelsalat führten, heute nahezu unbekannt sind.

Die mit diesen Anlagen zu erreichenden Brennstoffverbräuche liegen bei Leistungen von etwa 1000—2000 PS ebenfalls in der Größen-



ordnung von etwa 420—450 g Kohle je WPS (s. Abb.). Dabei hält sich das Anlagegewicht solcher Maschinensätze einschließlich der erforderlichen Kesselrohrleitungen und Hilfsmaschinen, jedoch ohne Wellenleitung und Propeller, etwa in der Größenordnung von 35 kg/PSe im betriebsfertigen Zustand, — eine Tatsache, die, unter dem Gesichtspunkt der heutigen Materialknappheit betrachtet, auch von Bedeutung ist.

Die geringen Raumabmessungen dieser modernen Kessel und Turbinenanlagen der vorstehend genannten Blockkonstruktion, verbunden mit ihren geringen Ansprüchen, welche sie hinsichtlich Bedienung und Wartung stellen, dürften in absehbarer Zeit zu einer weiteren Ausbreitung des Turbinenantriebes auch auf kleineren Frachtschiffen führen, da die mit dieser Bauart verbundenen Ersparnisse an Maschinenraum — welche der Ladefähigkeit des Schiffes zugutekommen — recht beträchtlich sind. Diese Ersparnisse lassen sich noch vergrößern, wenn man sich von dem Althergebrachten losreißt und alle gegebenen Möglichkeiten voll ausschöpft. Dazu gehört z. B. die Anordnung der Kesselanlage unmittelbar über den Getriebeturbinensätzen oder bei turboelektrischem Antrieb in umgekehrter Anordnung.

Zusammenfassend kann gesagt werden, daß sich der Dampftrieb unter Verwendung von Kohlenfeuerung ganz besonders auf solchen Strecken wirtschaftlich überlegen zeigen wird, auf denen mit einer häufigen Bunkermöglichkeit gerechnet werden kann, und es steht zu erwarten, daß in den nächsten Jahren von diesen wirtschaftlichen Auswirkungen steigender Gebrauch gemacht wird.

Leistungssteigerung im Schiffsdieselmotorenbau.

Von Obering. F. Mayr, M.A.N., Augsburg.

Der Dieselmotor, dessen 40jähriges Bestehen in diesen Tagen gefeiert werden kann, erregte von seinen Anfangstagen an Aufsehen durch die ihm eigene große Wirtschaftlichkeit, die damals alle anderen Krafterzeugungsquellen übertraf. Diesem Vorzug verdankt der Dieselmotor seinen großen Aufstieg und insbesondere sein immer weiteres Eindringen in den Schiffbau als Schiffsantriebsmaschine. In den heute üblichen Durchschnittsgrößen von Tank- und Handelsschiffen ist die wirtschaftliche Überlegenheit des Dieselmotors unbestritten;

doch gehen die neuen Forderungen des Schiffbaues dahin, größere Geschwindigkeit und damit höhere Leistung in einem Schiff zu vereinen.

Die Wege der Leistungssteigerung, die im Dieselmotorenbau begangen werden können, sind bekannt. Es sei hier nur erwähnt, daß eine derartige Steigerung durch Erhöhung der Leistung des einzelnen Motors, durch Unterteilung der Wellenleistung in mehrere Motoren und Übertragung durch Getriebe irgendwelcher Art erfolgen kann, und daß insbesondere der dieselektrische Antrieb als aussichtsreicher

Weg der Leistungssteigerung angesprochen werden darf. Der Übergang zu der in mehrere Motoren unterteilten Wellenleistung bedingt die Lösung mancher konstruktiven Probleme, die aber in diesem Rahmen nicht behandelt werden sollen. Die folgenden Ausführungen beschränken sich bewußt darauf, zu untersuchen, wie sich Brennstoffverbrauch und Brennstoffkosten der verschiedenen Antriebsarten

Jahreszeit oder Konjunktur verschieden einzusetzen ist, gewinnen auch die Teillastverbräuche bis weit herunter an Bedeutung.

Abb. 2 ist aus Abb. 1 entwickelt unter der Voraussetzung, daß das gewählte Vergleichsschiff einen Brennstoffvorrat von 2000 t mit sich führt. Je nach Antriebsart und je nach der Geschwindigkeit, die das Schiff einhält, können mit diesen 2000 t Brennstoff verschiedene

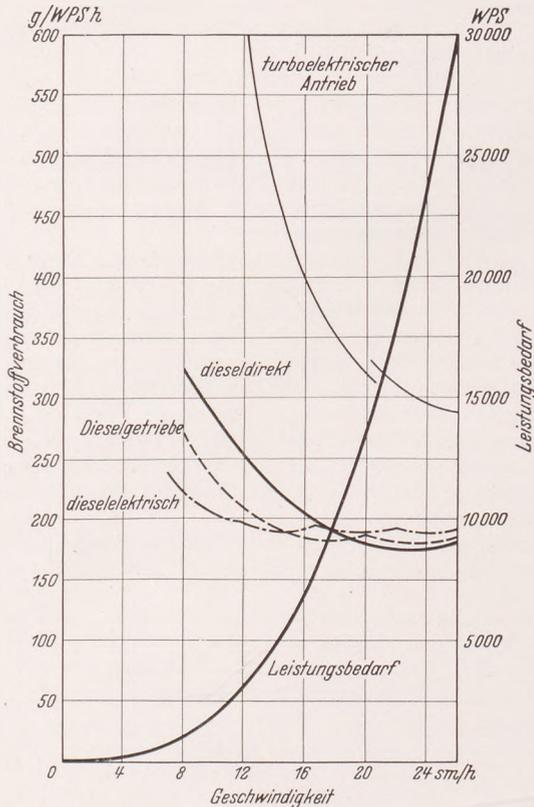


Abb. 1. Leistungsbedarf und spezifischer Brennstoffverbrauch eines Schiffes von 30 000 WPS mit verschiedenen Antriebsarten.

höherer Leistung stellen. Als Vergleich hierzu wurde noch eine turboelektrische Anlage in die Berechnung einbezogen.

Die Untersuchung soll erfolgen an Hand des Beispiels einer Anlage von maximal 30 000 WPS, die einem Schiff eine Höchstgeschwindigkeit von 26 sm verleihen soll. Die Zahlen, die dem Beispiel zugrunde liegen, sind nicht absolut verbindlich, können aber, soweit die Dieselanlage in Frage kommt, ohne weiteres verwirklicht bzw. unterschritten werden. Für die turbo-elektrische Anlage war maßgebend die Veröffentlichung in Heft 6, 1937 dieser Zeitschrift: „Schiffsmaschinentechnische Ergänzungen zu dem in Heft 22, 1936 veröffentlichten Vortragsbericht: Kraft, Geschwindigkeit, Wirtschaftlichkeit und Seetüchtigkeit mittelgroßer schneller Fahrgastschiffe“.

Abb. 1 zeigt den theoretischen Leistungsbedarf des Vergleichsschiffes, überschlägig errechnet nach dem Gesetz der 3. Potenz in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit. Die geforderte Höchstleistung von 30 000 WPS des Zweiwellenschiffes wurde verwirklicht einmal durch Anordnung von je einem direkt die Welle treibenden langsamlaufenden doppelwirkenden Zweitaktmotor mit einer Leistung von 15 000 PSe. Die zweite Antriebsanlage betrifft ein Zweiwellenschiff mit zwei Motoren pro Welle, die über Vulkankupplung und Getriebe arbeiten. Das dritte Beispiel bezieht sich auf eine dieselelektrische Anlage, bei der 6 Dieselgeneratorsätze und für die beiden Wellen zwei Propellermotoren angeordnet sind. Wie zu erwarten, zeigt das diesel-direkte Schiff in dem Bereich von Vollast bis ca. 1/3-Last die günstigsten Verbrauchsverhältnisse. Nicht wesentlich schlechter für den gleichen Bereich stellt sich das Dieselgetriebe Schiff, das aber infolge der Möglichkeit, einen Motor abzuschalten, im Teillastbereich unter 1/3-Last günstigere Verbrauchszahlen aufweist. Die gleichmäßigste Kurve über den gesamten möglichen Fahrbereich eines Schiffes hat infolge der größten Unterteilbarkeit das dieselelektrische Schiff. In dem Vollastbereich bis herunter zu etwa 1/4-Last allerdings erreicht das dieselelektrische Schiff den günstigen Verbrauch der beiden anderen nicht ganz. Bei kleiner Fahrt ist es allen anderen Anlagen wesentlich überlegen. Die turbo-elektrische Anlage ist nach dem bereits erwähnten Aufsatz in zwei Aggregate unterteilt, deren eines knapp unterhalb 1/2-Last stillgesetzt werden kann.

Für Handelsschiffe, die einen normalen vorausbestimmten Kurs fahren, und deren Geschwindigkeit möglichst konstant gehalten werden soll, sind die Untersuchungen über die Teillastverbräuche natürlich nicht sehr von Interesse. Sobald es sich aber um Schiffe für Sonderzwecke handelt oder um solche, deren Geschwindigkeit je nach

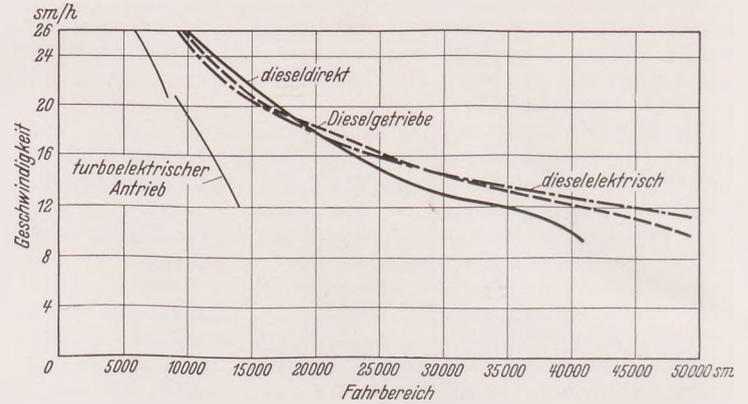


Abb. 2. Vergleich der Reichweiten eines 30 000 WPS-Schiffes mit verschiedenen Antriebsarten. Brennstoffvorrat 2000 t.

Reichweiten erzielt werden. Man ersieht aus der Abbildung, daß die drei verschiedenen Dieselantriebsarten in den Bereichen von Maximalfahrt bis ungefähr 1/2-Last nicht wesentlich voneinander abweichen, und daß alle Dieselantriebsarten der beispielsweise entgegengestellten turbo-elektrischen Anlage doch sehr überlegen sind. Wird eine Reichweite von der in dieser Untersuchung eingesetzten Größenordnung nicht gewünscht, so kann der Brennstoffvorrat entsprechend verringert werden, und die hierdurch frei werdenden Gewichte und Räume können für zahlende Last zur Verfügung gestellt werden. Dieser Überschuß ist, wie aus der Abbildung hervorgeht, für alle Dieselantriebsarten auch gegenüber einer hochwertigen Dampfanlage sehr groß.

Natürlich ist der Preisunterschied zwischen Heizöl und Dieselöl von großem Einfluß auf die Wirtschaftlichkeit eines Schiffes. Das Preisverhältnis zwischen den beiden Ölar ten ist allerdings kein fester Wert; es ist zeitlichen Änderungen unterworfen, abhängig von der Qualität des angebotenen Öles und außerdem in verschiedenen Hafenorten sehr unterschiedlich. Auf Grund von unverbindlichen Angaben

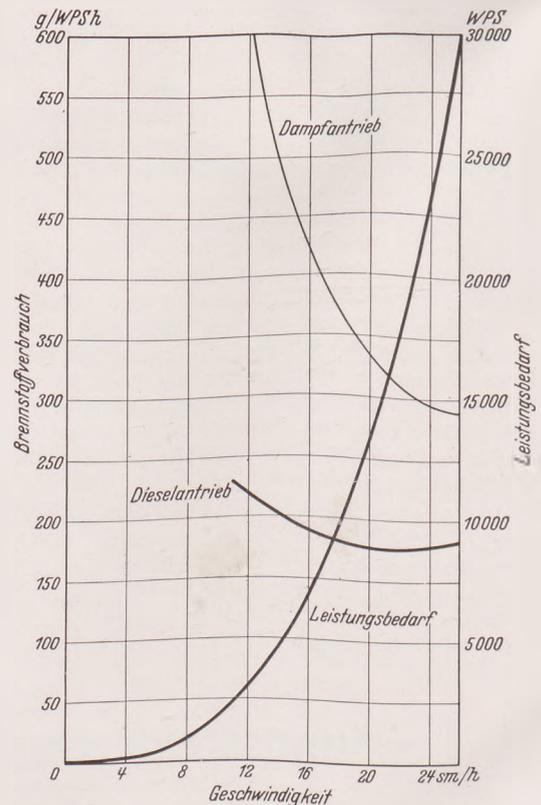


Abb. 3. Leistungsbedarf und spezifischer Brennstoffverbrauch eines Schiffes von 30 000 WPS Vollast und 26 sm Höchstgeschwindigkeit.

verschiedener Ölfirmen wurde versucht, in der Zahlentafel 1 das Preisverhältnis von Heizöl und gutem Dieselöl nach dem Stand vom Anfang dieses Jahres für einige wichtige Häfen zusammenzustellen. Je nach Sonderabschlüssen, die die einzelnen Schifffahrtsgesellschaften mit den Ölfirmen treffen, kann der Preis natürlich noch gewissen

Schwankungen unterworfen sein, wird aber im allgemeinen verhältnismäßig bleiben.

Um in einfachster Darstellung ein Berechnungsbeispiel für die Verhältniszahl der Brennstoffkosten pro Seemeile aufzustellen, wurde die dem ersten Teil unterstellte Anlage von 30 000 PSe max. beibehalten, doch wurden die Verbrauchskurven in erster Annäherung vereinfacht. Es wurde also sowohl für die Dieselanlage als auch für die turbo-elektrische Anlage ein Verbrauchsmittelwert errechnet (Abb. 3).

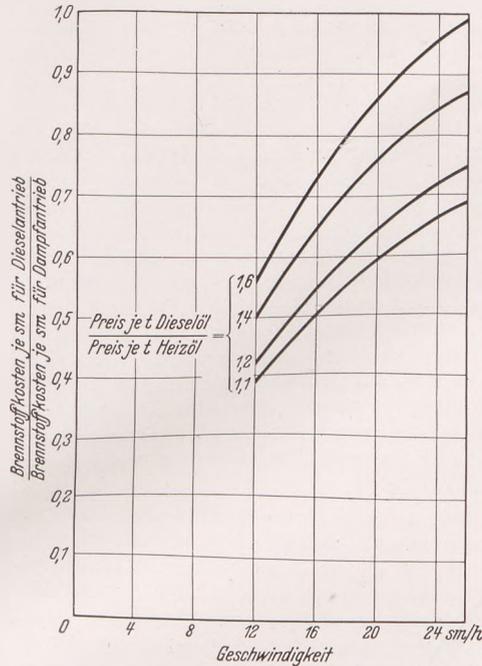


Abb. 4. Preisverhältnis der Brennstoffkosten für Diesel- und Dampfschiff mit 30 000 WPS.

Hieraus wurden dann mit Hilfe der Zahlentafel 1 die in Abb. 4 gezeigten Kurven errechnet. Als Abszisse ist die Geschwindigkeit des Schiffes, als Ordinate das Verhältnis der Brennstoffkosten für die Seemeile des Dieselschiffes zu den Brennstoffkosten der Seemeile des Dampfschiffes gewählt. Als Parameter dienen die verschiedenen Preisverhältniszahlen von Dieselöl und Heizöl. Aus dem Schaubild ersieht man, daß für das zugrunde gelegte Schiff z. B. bei 24 sm/h Geschwindigkeit und einer Preisverhältniszahl von 1,1 die Brennstoffkosten pro Seemeile für das Dieselschiff nur $\frac{2}{3}$ der für das Dampfschiff betragen. Bei dem immerhin schon recht ungünstigen Preisverhältnis von 1,4 und einer Geschwindigkeit von 22 sm/h sind die Kosten des Dieselschiffes 20% niedriger als die des Dampfschiffes. Auch hier wird, wie bei der Abbildung über die Reichweite der verschiedenen Antriebsarten, für ein normales Handelsschiff, das für 26 sm Höchstgeschwindigkeit ausgelegt ist, im allgemeinen nur der Bereich zwischen 22 und 24 sm

von Interesse sein. Die Maximalfahrt, für die das Schiff ausgelegt ist, wird aber nur selten und auch dann nur vorübergehend gefahren werden.

Nicht berücksichtigt ist in den ganzen Schaubildern dieses Aufsatzes der Verbrauch der Bordhilfsmaschinen, die aber bei einem derartigen prinzipiellen Vergleich von verschiedenen Antriebsarten die Übersicht nur stören würden. Natürlich sind nicht nur die reinen Brennstoffkosten von Einfluß auf die Wirtschaftlichkeit eines Schiffes. Die Anlagekosten, die Lebensdauer und die Unterhaltung sind mit in Rechnung zu stellen; doch kann hierfür ein allgemein gültiger Maßstab nicht gegeben werden. Der Einfluß dieser Faktoren ist vielmehr von Fall zu Fall zu prüfen.

Nicht zu vergessen ist ein Vorteil der Dieselanlage, der sich bei Übergang zu größeren Leistungen und der dadurch bedingten Unterteilung von selbst ergibt. Je weiter eine Anlage in einzelne Antriebsaggregate aufgelöst wird, um so größer ist die Sicherheit des Schiffes. Je weiter die Unterteilung getrieben wird, um so weniger ist der vorübergehende oder dauernde Ausfall eines Antriebsaggregates auf die Geschwindigkeit des Schiffes von Einfluß.

Die an sich schon guten Manövriereigenschaften der Dieselschiffe werden bei unterteilter Anlage noch verbessert. Ganz besonders gilt dies auch für Motorschiffe, bei denen mehrere Motoren über Vulkan-Kupplungen auf eine Propellerwelle arbeiten. Die Möglichkeit, bei Fahrten im Hafen oder unter ähnlich schwierigen Verhältnissen einen Motor im Leerlauf „voraus“, einen Motor im Leerlauf „zurück“ laufen lassen zu können und je nach Bedarf die entsprechende Vulkan-Kupplung zu füllen oder zu entleeren, ergibt raschestes und dabei doch weichstes Umsteuern des Propellers. Da dieses Manövrieren nur durch Legen der Füllungshebel der Vulkankupplung erfolgt und damit keinerlei Luftverbrauch zum Anlassen oder Umsteuern verbunden ist, ist die Zahl und die zeitliche Folge der Manöver unbegrenzt. Daneben steht aber, wenn der Bedarf danach vorliegt, auch für solche Schiffe, wenn alle Motoren umgesteuert werden, die volle Rückwärtsleistung wie bei direkt angetriebener Propellerwelle und wie beim diesel-elektrischen Antrieb zur Verfügung.

Zum Schluß soll nicht versäumt werden, auf die Möglichkeit hin-

Zahlentafel 1. Preisverhältnis von Diesel- und Heizöl.
(Unverbindliche Sortenpreise von Ölfirmen.)

Ost-Asien		Nord-Amerika		Süd-Amerika		Afrika		Australien	
Yokohama	1,17	Los Angeles	1,10	Valparaiso	1,25	Las Palmas	1,43	Sydney	1,12
Shanghai	1,17	Seattle	1,20	Buenos Aires	1,60	Kapstadt	1,14		
Singapore	1,26	New York	1,43	Montevideo	1,60	Suez	1,43		
Hongkong	1,28	Panama Kanal	1,47	Rio de Janeiro	1,62				

zuweisen, zum mindesten für den diesel-elektrischen Antrieb zu einer Art von Einheitsmotor für verschiedene Schiffsgattungen und für verschiedene Gesamtantriebsleistungen zu kommen. Dieser gedachte Einheitsmotor würde je nach benötigter Antriebsleistung in den einzelnen Schiffen in verschieden großer Zahl und vielleicht noch mit verschiedener Zylinderzahl eingebaut werden. Die dann zu bauende große Anzahl gleicher Zylinder ergibt die Möglichkeit, alle Einzelteile dieses Einheitsmotors bis zur höchsten technischen Vollendung durchzubilden.

Stabilitätsfrage und Nautiker.

Von Dr. W. Dahlmann, Hamburg.

Es ist unstrittig, daß allein im letzten Jahrzehnt zwischen 1000 und 2000 Menschen durch Kentern von Schiffen infolge mangelnder Stabilität ums Leben gekommen sind. Mag die Richtigkeit der vor der Institution of Naval Architects von Pierrottet vorgetragene Statistik, welche diese Verluste allein vom Juni 1931 bis März 1934 auf 1300 Menschen beziffert, auch bezweifelt werden, so ist jedenfalls Stabilitätsmangel nach wie vor eine der anerkannten Gefahrenquellen der Weltschiffahrt. Auch neuere schwere Unfälle in der deutschen Schiffahrt kennzeichnen eindringlich die Bedeutung der Stabilitätsfrage.

Mit Rücksicht hierauf ist die ablehnende Haltung maßgebender Stellen gegenüber der Bedürfnisfrage einer praktisch brauchbaren Lösung der Stabilitätsfrage für den Schiffsahrtsbetrieb bemerkenswert. Der 11. deutsche Seeschiffahrtstag 1924, beschickt von Hunderten sachverständiger Nautiker, hat aus guten Gründen nach damals vorgekommenen Unfällen einstimmig eine Stabilitätskommission bestellt, deren Auftrag dahinging, die von Dr.-Ing. E. Foerster 1922 gemachten

und in „Werft-Reederei-Hafen“ unter dem Titel „Schiffsführung und Stabilität“ am 7. November jenes Jahres veröffentlichten Vorschläge auf ihre praktische Brauchbarkeit hin durchzuprüfen. Vorsitzender dieser Kommission war Prof. Dr. F. Bolte, und ihr gehörten u. a. Dr.-Ing. C. Commentz, Kapt. Jantzen und Kapt. Teigeler an. Die Betätigung dieser Delegation des Seeschiffahrtstages in der Stabilitätsfrage hatte keineswegs nur die unmittelbare Sicherheitsfrage, d. h. das Gefahrenrisiko des Kenterns, zum Anlaß. Vielmehr hatten die damals mit der Sache betrauten schiffbautechnischen und nautischen Sachverständigen das Empfinden, die Stabilitätsfrage von einer viel breiteren Basis aus betrachten zu müssen, nämlich als eine Frage der täglichen Betriebsführung, der guten Lage und der günstigen Bewegungen der Schiffe, insbesondere der Fahrgastschiffe. Diese m. E. durchaus zutreffende Auffassung steht noch heute im Gegensatz zu maßgebenden Stellen, welche die Frage lediglich vom Standpunkt der Unfallverhütung aus betrachten.

Der Gesichtspunkt allein, daß es sich bei der Stabilitätsfrage nicht nur um den Verlust des Ganzen handelt, sondern um die Einschränkung von Zuständen und Vorfällen, welche unter besonderen Umständen Anlaß zum Totalverlust bieten können, und welche schon z. B. durch das Auftreten kleinerer Schlagseiten unbequem und störend für den Schiffsbetrieb und für die Geschwindigkeit werden können, lohnt eine möglichst vollständige Orientierung der Schiffsführung über Maßnahmen zur ständigen Aufrechterhaltung guter Lage und zu schneller planmäßiger Gegenwirkung auf Grund genauer Kenntnisse. Die Verneinung der Bedürfnisfrage hinsichtlich einer sorgfältigen Beschäftigung der Schiffsführung mit der Stabilität stammt doch wohl zum größten Teile aus der Verlegenheit, keinen wirklich gangbaren Weg zeigen zu können.

Die genannte Kommission des Seeschiffahrtstages faßte ihre Ansicht dahin zusammen, daß die Ermittlungsmethode für die Stabilität bei Neigungen aus den einfachen Hilfsdiagrammen Dr. Foersters, deren Prüfung die Aufgabe der Kommission gebildet hatte, als eine brauchbare Grundlage anzusehen sei. Die Kommission nahm damals an, daß die See-Berufsgenossenschaft diesen Vorschlägen jede Unterstützung gewähren werde, insonderheit daß sie, — wie wörtlich bekundet wurde, — nach den Gebrauchsdiagrammen Sonderdrucke anfertigen, diese mit Gebrauchsanweisungen versehen, dieses Material an die Reedereien und Werften versenden und dafür sorgen werde, daß von jeder Werft solche Diagramme für jedes neuerbaute Schiff hergestellt würden. Diese positiven und in ihren Grundlagen nach Ansicht der damit befaßten nautischen Praktiker durchaus zweckmäßigen Vorschläge sind in der Zukunft unbeachtet geblieben.

Da die nachstehenden Ausführungen mit auf neuen Vorschlägen beruhen, wenn sie auch in einigen Punkten noch weiter gehen, so erscheint es angebracht, aus den damaligen Vorschlägen einige grundlegende Thesen, deren Richtigkeit heute wohl nicht mehr bezweifelt werden dürfte, noch einmal herauszustellen:

„Die erfolgreiche konstruktionstechnische Beeinflussung der Stabilität entlastet die Schiffsführung niemals, weder von ihrer Verantwortung noch von der Notwendigkeit dauernder Sorgfalt und Bearbeitung dieser Fragen“.

„Die Kenntnis der metazentrischen Höhe allein genügt nicht in allen Fällen.“

„Ergebnisse von solchen Ermittlungen und Berechnungen (des Nautikers) sollten in kurzen formularmäßig vorbereiteten Protokollen in den Schiffsakten festgelegt werden, womit auch jedem künftigen Schiffsführer und der Reederei klarste Erkenntnis von Haupteigenschaften des Schiffes übermittelt wird.“

„Das praktische Ziel ist, die Schiffsführung zu befähigen, sich selbst Stabilitätsmomente auf Grund ermittelter Schwerpunktslagen bilden zu können, ohne über deren theoretische Herkunft nachdenken oder dafür rechnen zu müssen.“

Die einzige amtliche Vorschrift bezüglich der Stabilität der Handelsschiffe befindet sich in den Unfallverhütungsvorschriften der See-Berufsgenossenschaft, in denen es im Rahmen der allgemeinen Bestimmungen heißt:

„Bei Neubauten sowie bei Schiffen, die einem wesentlichen, die Stabilität beeinflussenden Umbau unterzogen worden sind, müssen für die wichtigsten in Betracht kommenden Beladungsfälle und Tiefgänge die Hebelarmkurven der statischen Stabilität aufgestellt und dem Führer des Schiffes ausgehändigt und erläutert werden.“

Das Reichsgesetzblatt Nr. 31 vom 31. Dezember 1932 sagt demgemäß auch in § 23 der Vorschriften über die Sicherung der Schwimmfähigkeit der Fahrgastschiffe unter „Stabilitätsprüfung“:

„Alle neuen Fahrgastschiffe müssen nach ihrer Fertigstellung gekrängt und die Grundlagen für ihre Stabilitätsverhältnisse bestimmt werden. Dem Kapitän sind Stabilitätsunterlagen auszuhändigen, damit das Schiff sachgemäß gehandhabt werden kann.“

Ferner heißt es im Teil 5 der reichsgesetzlichen Vorschriften über die Bestimmung der Freiborde der Kauffahrteischiffe unter § 85, der die Stauung von Holzdecklast behandelt:

„Sie (die Holzdecklast) darf in keiner Weise die Schiffsführung und die Handhabung des Schiffes behindern noch während des Verlaufs der Reise die Stabilität gefährden.“

Zu betonen ist, daß außer in diesen Vorschriften die Stabilitätsfrage in den Freibordvorschriften berücksichtigt wird. Stabilität und Freibord sind funktional zusammenhängende Größen. Diese Freibordvorschriften sind aber in erster Linie für den Konstrukteur bestimmt, und wenn die Freibordmarken für den Nautiker auch einen Sicherheitsfaktor bezüglich der Kentergefahr darstellen, so ist diese Sicherheit doch keine unbedingte. Die Freibordmarke ist eine notwendige, aber keineswegs allein hinreichende Bedingung zur Beurteilung dieser Sicherheit. Die Mannigfaltigkeit der Belastungen, namentlich bei Frachtschiffen, macht eine Konstruktion des Schiffes auf der von nautischer Seite oft gestellten Forderung stets hinreichender Stabilität praktisch unmöglich. Die Stabilität eines Schiffes, — das ist das Vermögen, sich aus einer geneigten Lage wieder aufzurichten, sobald die Ursache der Neigung aufgehoben ist, — ist somit eine Eigenschaft, die sich im Betrieb dauernd ändert zwischen Grenzen, die gefühlsmäßig von dem Nautiker nicht immer abgeschätzt werden können. Im Interesse von Schiff und Besatzung muß daher grund-

sätzlich eine dauernde Überwachung der Stabilitätsverhältnisse von seiten der Schiffsleitung gefordert werden.

Die bestehenden behördlichen Vorschriften geben für eine solche Kontrolle keine hinreichende Grundlage. Mit ihnen kann der Nautiker praktisch wenig anfangen, und es ist verständlich, daß er es ablehnt, auf ihrer Grundlage die unbedingte Verantwortung für die Stabilitätsicherheit seines Schiffes zu übernehmen. Dazu braucht er Richtlinien und Rechnungsvorschriften ganz konkreter Natur, welche ihm eine schnelle zahlenmäßige Bestimmung und Beurteilung der Stabilitätsverhältnisse seines Schiffes ermöglichen. Die Vorschrift, er habe für „genügende“ Stabilität seines Schiffes zu sorgen, nützt ihm nichts.

Die ersten wirklich positiven und unmittelbar für die Schiffspraxis zugeschnittenen Vorschläge sind 1922 von Dr. Foerster gemacht worden. Demgegenüber ist es bezeichnend, daß die Stabilitätsfrage bei den internationalen Verhandlungen über die Sicherheit der Schiffe immer als ein *noli me tangere* betrachtet worden ist. Eine solche Zurückhaltung sowohl bei den Theoretikern als auch den Praktikern geht auch daraus hervor, daß die höchste Instanz der Schiffbauwissenschaft in Deutschland, die Schiffbautechnische Gesellschaft, erst 1914 den ersten eigentlichen Vortrag über die Stabilitätsfrage brachte, während bereits 1903 über die Frage der Tiefadelinie — in ablehnendem Sinne — gesprochen wurde, ohne das Stabilitätsproblem anzuschneiden. Im Jahrbuch 1907 dieser Gesellschaft findet man sogar einen Vortrag über das Kentern der Schiffe beim Zuwasserlassen, der jedoch infolge der grundsätzlichen Unklarheit über Wesen und Maß der Stabilität nur theoretisches Interesse und keine praktische Auswirkung hatte.

Der Vortrag 1913 „Über das Maß der Stabilität der Schiffe“ (Jahrbuch 1914) brachte das Problem auch nicht weiter, denn die als Maß vorgeschlagene dynamische Stabilität bei 30° und 60° wurde abgelehnt. Erst 1919 wurden während der Tagung der Schiffbautechnischen Gesellschaft die ersten grundsätzlichen Ausführungen über die Stabilitätsfrage gemacht, deren Auswirkung sich in den bestehenden Vorschriften bezüglich des von der Bauwerft dem Schiff mitzubringenden Stabilitätsblattes bemerkbar macht. Die entscheidenden Fragen über Maß und Beurteilung der Stabilität wurden jedoch nicht geklärt.

Diese Vorträge, ergänzt durch Aufsätze in der Fachliteratur, trugen aber dazu bei, die theoretischen und praktischen Fragen zu klären und die Schwierigkeiten herauszustellen. Bezüglich der letzteren wurde in erster Linie die Notwendigkeit der Ermittlung des Systemschwerpunktes während des Betriebes durch den Nautiker erkannt.

Der im nachfolgenden gemachte Vorschlag bringt theoretisch nichts Neues, zeigt jedoch einen Weg zur praktischen Lösung dieser Hauptschwierigkeit und erstrebt damit für den Nautiker eine Rechnungsgrundlage, welche ihm eine bessere Stabilitätsbeurteilung ermöglicht als das vorgeschriebene Stabilitätsblatt der Werft für einige wichtige, aber nicht alle Grenzfälle umfassende Belastungsfälle des Schiffes.

Der Vorschlag gibt die einzige Möglichkeit, die Stabilitätsfrage für den Praktiker vorwärtszubringen. Das zeigt ein Überblick über die bisherige Entwicklung und den jetzigen Stand der Stabilitätsfrage. Bei dieser ist zu unterscheiden zwischen der Aufstellung der Stabilitätskriterien und ihrer Beurteilung für die Sicherheit gegen Kentern (Stabilitätsermittlung und Stabilitätsbeurteilung). Der Nautiker muß in diesen beiden Zweigen geschult werden. Er muß für alle Belastungszustände des Schiffes die Stabilitätskriterien selbständig finden und beurteilen können. Dabei muß die Schiffbauwissenschaft bemüht sein, ihm diese Aufgabe durch Vorlagen und Rechenvorschriften so leicht wie möglich zu machen. Mit Rücksicht auf die Sicherheit der Schiffsahrt ist diese Forderung nicht zu hoch. Der Einwand, daß der Nautiker nicht die nötige mathematisch-technische Vorbildung für die hinreichende Beherrschung des Stabilitätsproblems haben kann, ist abzulehnen. Wie er ohne Rücksicht auf rechnerische Schwierigkeiten ausgebildet wird, die navigatorischen Fragen sicher zu lösen, so sollte er auch in der Stabilitätslehre ohne Rücksicht auf die ungleich geringeren mathematischen Schwierigkeiten ausgebildet werden. Dabei sei darauf hingewiesen, wie weit heute das Schiffsmaschinenpersonal in die inneren Zusammenhänge der von ihm bedienten komplizierten Anlagen eingeführt werden muß und eingeführt wird. Ferner zeigen viele Unfälle, daß nicht nur die Führer großer Fahrgastschiffe, sondern auch die kleineren Frachtschiffe wegen deren mannigfaltigen und stets wechselnden Belastungen — z. B. Holzfahrer — mit den Fragen der Stabilität eingehend vertraut gemacht werden müssen.

Die bisher aufgestellten Stabilitätskriterien.

Allgemeines: Vom Standpunkt der Mechanik aus betrachtet, ist die Stabilität eines Schiffes, also das Bestreben, bei Störung des Kräftepieles im statischen Gleichgewicht die Gleichgewichtslage

wieder einzunehmen, eine Drehbewegung um eine Längsachse, für welche die Bewegungsgleichung lautet:

$$\text{Winkelbeschleunigung} = \frac{\text{Wirksames Drehmoment}}{\text{Massenträgheitsmoment}}$$

$$\text{oder in Zeichen } \varepsilon = \frac{M_{St} - M_{Kr}}{J}$$

Hierin ist M_{St} das zu jeder Neigung gehörende Stabilitätsmoment $V \cdot \gamma \cdot M_{\varphi} \cdot G \cdot \sin \varphi$ und M_{Kr} das diesem entgegenwirkende Krängungsmoment der äußeren oder inneren Kräfte (vgl. Abb. 1). Solange die Differenz der Kraftwirkungen positiv ist, ist positive, d. h. aufrichtende Stabilität vorhanden. In dieser Bewegungsgleichung sind alle Kriterien der Stabilität enthalten; die Winkelbeschleunigung ε ist das eigentliche Maß der Stabilität. Ist der funktionale Zusammenhang der äußeren Kräfte mit der entstehenden Neigung φ und der zu dieser gehörenden Winkelbeschleunigung ε gefunden, so ist das Stabilitätsproblem theoretisch gelöst und praktisch, wenn beide Werte während des Betriebes nach Bedarf unter Kontrolle gehalten werden können.

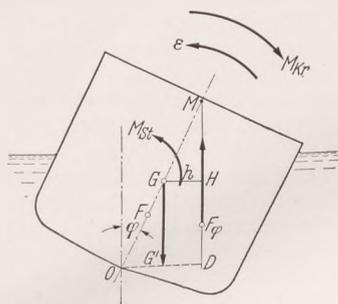


Abb. 1.

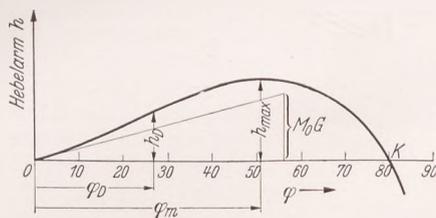


Abb. 2.

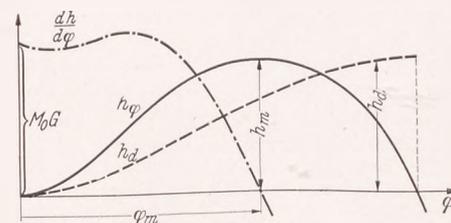


Abb. 3.

1. Die metazentrische Höhe der Anfangsstabilität.

Der jedem Schiffbauer geläufige Wert M_0G stellt das älteste und einfachste Maß der Stabilität dar. Es hat den einzigen, aber schwerwiegenden Nachteil, daß es über die Stabilitätsverhältnisse bei Neigungen, auf die es ankommt, nichts aussagt. Trotzdem wird es noch heute gebraucht in der Annahme, daß unter sonst normalen Verhältnissen — vornehmlich bezüglich des Freibordes — ein hinreichender Wert — etwa 400 mm — eine Gewähr dafür ist, daß auch bei den gewöhnlich vorkommenden Neigungen ein hinreichendes Stabilitätsmoment vorhanden ist. Dieser Schluß setzt also voraus, daß die Frage des Umfanges der Stabilität für normale Fälle hinreichend durch die Freibordvorschriften geregelt ist. Bei Schiffen mit erhöhtem Freibord, also vor allem bei Fahrgastschiffen, trifft das zu. Der M_0G -Wert ist somit für diese Schiffe ein brauchbares Kriterium für die Schiffsleitung. Seine Ermittlung ist mit Hilfe des Tiefganges aus den von der Werft mitgegebenen Daten der Formstabilität leicht möglich, wenn der Systemschwerpunkt der Höhe nach bekannt ist.

Bei Frachtschiffen mit geringen Freiborden, bei welchen der Stabilitätsumfang in gleicher Bedeutung an die Seite der Anfangsstabilität tritt, kann der M_0G -Wert ein schärferes Stabilitätsmaß werden, wenn es gelingt, ihn in eine einfache und allgemein gültige Beziehung zum Freibord zu bringen. Diese Beziehung müßte etwa von der Form sein

$$M_0G_{\text{notwendig}} = M_0G \left(1 + \frac{c}{f} \right),$$

wo c ein Beiwert ist, der sich mit wachsendem Freibord f dem Wert Nu^1 nähert, und dessen funktionaler Aufbau durch systematische Versuche am fahrenden Schiff klargestellt werden müßte. M_0G ist dann ein Festwert, der für den betreffenden Schiffstyp in Frage kommt.

2. Die Kurve der Hebelarme.

Sie liefert für jede Neigung das aufrichtende Stabilitätsmoment, entsprechend Gleichung

$$M_{St} = V \cdot \gamma \cdot h = V \cdot \gamma \cdot M_{\varphi} \cdot G \cdot \sin \varphi.$$

Die Kurve veranschaulicht die statische Stabilität nach Größe und Umfang und gilt heute als die beste Grundlage zur Beurteilung der Stabilitätsverhältnisse eines Schiffes (vgl. Abb. 2).

Diese Hebelarmkurve ist durch fünf charakteristische Daten gekennzeichnet:

- Umfang: OK, wo K der sog. Kenterpunkt beim Hebelarm $h = \text{Null}$ ist,
- Größe: Ordinatenwert h_{max} ,
- Lage des Maximums: Winkel φ_m ,
- Anfangsanstieg: $\left. \frac{dh}{d\varphi} \right|_{\varphi=0} = \frac{M_0G}{\text{arc } 57 \cdot 19} = M_0G$,
- Seite Deck zu Wasser: h_D bei φ_D .

Da Lage und Größe dieser Werte sowohl von den Schiffsabmessungen und der Schiffform als auch von der Höhenverteilung der Schiffsgewichte abhängen, ist der Verlauf der Hebelarmkurve allgemein mathematisch nicht angebar, sondern nur von Fall zu Fall zu berechnen. Für diese Berechnung liegen die Daten der Schiffform jeweils fest, und so taucht auch hier — vom Standpunkte des Nautikers gesehen — wie bei MG -Werten als einzige praktische Schwierigkeit auf, die Höhenlage des Systemschwerpunktes des Schiffes zu bestimmen, d. h. aber, daß mit dem M_0G -Wert und den Daten der Formstabilität auch die Hebelarmkurve bestimmt ist.

Der 1919 gemachte Vorschlag (vgl. Jb. Schiffbautechn. Ges.), die Stabilitätsverhältnisse nicht aus der Hebelarmkurve, sondern aus der Kurve der MG_{φ} -Werte zu bestimmen, ist entsprechend der Beziehung $MG_{\varphi} = \frac{h_{\varphi}}{\sin \varphi}$ nur eine äußerliche Umformung der Hebelarmkurve und bringt kein neues Stabilitätskriterium. Man ist auf diesen Vorschlag auch nicht wieder zurückgekommen.

Beachtenswerter ist der Vorschlag, für die Beurteilung der Stabilitätsverhältnisse nicht die h -Kurve, sondern ihre Differentialkurve

$\frac{dh}{d\varphi} = f(\varphi)$ zu verwenden (Abb. 3). Diese reicht von $\varphi=0$ bis $\varphi=\varphi_m$ und entspricht der Auffassung, daß praktisch so lange positive Stabilität vorherrscht, als einer zunehmenden Neigung auch eine Zunahme der Hebelarme entspricht. Aber auch diese Kurve ist letzten Endes nur eine rein mathematische Umformung der Hebelarmkurve und dürfte wegen ihres Differentialcharakters für den Nautiker nicht in Betracht kommen.

Es sei nochmals hervorgehoben, daß die Kurve der statischen Momente M_{St} sich keineswegs deckt mit derjenigen, die im Seegang tatsächlich auftritt. Die Gewinnung dieser tatsächlichen Momentenkurve ist eine der wichtigsten Aufgaben der Stabilitätsforschung am fahrenden Schiff.

3. Die dynamische Stabilität.

Bildet man von der Kurve der Stabilitätsmomente von $\varphi=0$ aus die Integralkurve, so stellen deren Ordinaten die bis zu ihnen geleistete Arbeit der Stabilitätsmomente dar oder, mit anderen Worten, die bis zu dieser Neigung erforderliche äußere Dreharbeit zur Überwindung der potentiellen Energie der statischen Stabilität. Dividiert man alsdann die erhaltenen Ordinatenwerte durch die Verdrängung — als Kraft —, so ergibt sich die Kurve der dynamischen Hebelarme (h_d), das Gegenstück zur Kurve der statischen Hebelarme (h_{φ}). Beide Kurven stehen in geometrischer Beziehung zueinander, d. h. mit der statischen Hebelarmkurve ist auch die dynamische gegeben.

Wie bereits erwähnt, wurde 1913 in einem Vortrage vor der Schiffbautechnischen Gesellschaft vorgeschlagen, diese Kurve der dynamischen Hebelarme an Stelle der üblichen statischen Hebelarmkurve als Stabilitätskriterium einzuführen.

Mit dem Vorschlag wurde zum erstenmal versucht, die dynamische Seite des Stabilitätsproblems zu klären. Diese verdient keineswegs die scharfe Ablehnung, welche sie 1913 in der Aussprache zu dem Vortrag fand. Der Kentervorgang ist an sich schon ein dynamischer Vorgang, denn statische Gleichgewichtslagen treten im Seegang nicht auf, ein rein statischer Kentervorgang ist nur in ruhigem Wasser durch allmähliches Vollaufen seitlicher Räume möglich. Auf die Größe der Neigungen kommt es also an, und die wird auf See durch die dynamischen Kräfte von Wind und Wellen bestimmt. Diese Zusammenhänge suchte der damalige Vortrag klarzustellen. Auch Techel¹ betont die Wichtigkeit der dynamischen Seite des Stabilitätsproblems und hält es mit Rücksicht auf die mathematischen Schwierigkeiten für angebracht, die dynamischen Fragen durch entsprechende Erfahrungsbeiwerte auf statische zurückzuführen.

In einem Vortrag vor der Institution of Naval Architects 1934 hat Pierrottet ein von dynamischen Grundlagen abgeleitetes Standardstabilitätsmaß aufgestellt. Er betrachtet als Stabilitätskriterium die dynamische Reservestabilität bis zu dem Neigungswinkel, bei dem die beweglichen Gewichte übergehen, den er — wohl zu hoch — mit etwa

¹ Werft Reed. Hafen vom 7. März 1921.

40° annimmt. Ist die Reservestabilität bis zu diesem Winkel St_{dy} , so muß nach seiner Forderung stets sein

$$St_{dy} \geq Kr_1 + Kr_2 + Kr_3 + Kr_4,$$

wo Kr die krängenden Momente von Wind, Wellen, hin- und hergehenden Menschen und von der Ruderwirkung sind. Der Ansatz ist zweifellos richtig, problematisch bleibt die quantitative Erfassung der krängenden Momente sowie des kritischen Neigungswinkels. Pierrottet betont, daß sein Vorschlag nicht für die Nautiker, sondern für den Konstrukteur bestimmt ist. Aus diesem Grunde möge der Vorschlag, welcher der Versuchstechnik am fahrenden Schiff dankbare Aufgaben stellt, in diesem Zusammenhang nur erwähnt bleiben. Sehr aufschlußreich ist die Erörterung zu dem Vorschlag, der in dieser allgemein abgelehnt wurde. Sie gibt einen tiefen Einblick in die psychologische Seite des Stabilitätsproblems und offenbart eindringlich die Unlogik in der Forderung der Verantwortung des Kapitäns bezüglich der Stabilität seines Schiffes und dem Mangel an Unterlagen, jene hinreichend genau zu bestimmen und zu beurteilen.

Im Rahmen dieser Arbeit braucht auf diese — an sich sehr wichtige — Seite des Problems nicht eingegangen zu werden, da sie für den Nautiker die ohnehin vorliegenden Schwierigkeiten erheblich erhöhen würde. Denn es handelt sich vorläufig nur um die Gewinnung eines möglichst einfachen und leicht aufstellbaren Kriteriums für den Nautiker, und dafür ist die Kurve der statischen Hebelarme mit ihrem an- und absteigenden Charakter anschaulicher als die schon ihrem Wesen nach dem Nautiker fremdartigere bis zum Kenterpunkt ansteigende Kurve der dynamischen Hebelarme.

Die Betrachtung der verschiedenen Kriterien zeigt, daß als für den Nautiker zweckmäßigstes Kriterium vorläufig nur die statische Hebelarmkurve in Frage kommt. Der Wert der Anfangsstabilität (M_0G) sowie die Hebelarmkurven für einige charakteristische Belastungsfälle genügen nicht; denn wenn der Nautiker in zweifelhaften Fällen eine Stabilitätsuntersuchung vornimmt, muß diese möglichst genau sein.

Es ist also die grundsätzliche Forderung aufzustellen, den Nautiker zu befähigen, jederzeit selbständig die Kurve der statischen Hebelarme für einen vorliegenden Belastungszustand seines Schiffes möglichst schnell aufstellen und beurteilen zu können.

Diese Forderung ist mit einer für den Bordbetrieb gewöhnlicher Schiffe hinreichenden Genauigkeit erfüllbar, wenn eine Frage praktisch zufriedenstellend gelöst wird, nämlich die Frage der schnellen Bestimmung der Höhenlage des Gewichtsschwerpunktes des ganzen Schiffes.

Bestimmung des Gewichtsschwerpunktes der Höhe nach.

1. Der Krängungsversuch.

Der Krängungsversuch ist das beste vorliegende Mittel zur Bestimmung der Lage des Systemschwerpunktes des Schiffes und wird von den Werften für jeden Neubau durchgeführt.

Die daher naheliegende Forderung, auch vom Nautiker gegebenenfalls die Durchführung eines Krängungsversuches zu verlangen, ist oft gestellt worden. Man hat vorgeschlagen, bestimmte Bodentanks zu verwenden oder besondere Krängungstanks einzubauen. Die durch die Tankfüllung erreichte Neigung sollte abgelesen werden, ebenfalls der Tiefgang und alsdann die metazentrische Höhe bestimmt werden nach der sog. Krängungsformel

$$MG = \frac{\text{Krängungsmoment}}{\text{Verdrängung} \times \text{tg } \varphi}.$$

So einfach diese Zusammenhänge sind, so schwierig ist bekanntlich die Durchführung des Versuches. Die Fehlereinflüsse sind so stark, daß der Versuch nur unter günstigen Bedingungen von geschulten Werftingenieuren durchgeführt werden kann. Ein Krängungsversuch während der Fahrt — wie auch vorgeschlagen — ist nach Erfahrungen des Verfassers wertlos². Auch das bei Holzladungen übliche Verfahren des Kapitäns, aus der Neigung infolge der letzten Hieven einen Schluß auf die Stabilität zu ziehen, ist ein roher Krängungsversuch, der Anspruch auf hinreichende Genauigkeit nicht machen kann.

Aber selbst wenn der Krängungsversuch in einem Zweifelsfall vom Bordpersonal einwandfrei ausgeführt werden könnte, bleibt die Frage offen, welche praktische Folgerungen aus seinem Ergebnis gezogen werden müßten. Diese können sehr weitgehender Natur sein, so weit z. B., daß Ladung gelöscht oder umgestaut werden muß. Wer trifft die diesbezüglichen Entscheidungen und trägt die Verantwortung? An dieser Frage sind die Vorschläge auf Einführung dieser Krängungsversuche gescheitert, weniger an ihrer Ungenauigkeit.

Wenn somit der Krängungsversuch für den Nautiker nicht in Frage kommt, so ist andererseits zu fordern, daß in gewissen Zeit-

abständen — etwa mit den periodischen Besichtigungen der Aufsichtsbehörden — genaue Krängungsversuche durch eine Werft ausgeführt werden als Ergänzung — wegen Aus- und Einbauten während des Betriebes — und Kontrolle des bei der Ablieferung gemachten Versuches.

2. Der Schlingerversuch.

Von verschiedenen Seiten³ ist vorgeschlagen worden, die metazentrische Höhe MG aus der Schwingungsperiode des Schiffes im Seegang abzuleiten. Die Theorie der Pendelbewegung liefert dazu die einfache Beziehung

$$M_0G = \frac{4k^2}{T^2},$$

wo k der Trägheitsradius des Schiffes und T die Zeit einer vollen Schwingung bedeutet.

Die sofort auftauchende Frage nach der Größe des Trägheitsradius wurde damit erledigt, daß dieser für verschiedene Belastungszustände des Schiffes in engen Grenzen bleibt und daher dem Nautiker für alle praktisch vorkommenden Fälle mit hinreichender Genauigkeit mitgegeben werden kann.

Verfasser hat zu diesem auf den ersten Blick einfach und zweckmäßig erscheinenden Vorschlag bereits 1926 eingehend Stellung genommen⁴.

Dieser Schlingerversuch kommt m. E. für den Nautiker als Hilfsmittel zur Stabilitätsbestimmung nicht in Betracht. Dagegen kann mit Hilfe von Schlingerversuchen mit verschiedener Massenverteilung in ruhigem Wasser sowohl der k - als auch M_0G -Wert ermittelt werden⁴.

3. Die Rechnung.

Der im nachfolgenden gemachte Vorschlag, die Höhenlage des Systemschwerpunktes des Schiffes von seiten des Nautikers durch Rechnung zu bestimmen und mittels eines Stabilitätsjournals dauernd unter Kontrolle zu halten, mag auf den ersten Blick als zu weitgehend und praktisch zu schwierig erscheinen. Bei entsprechender Organisierung ist die Rechnung jedoch außerordentlich einfach und kann — wie Verfasser mehrfach in praktischer Zusammenarbeit mit der Schiffsleitung bestätigt gefunden hat — von dieser an Bord selbständig und einwandfrei durchgeführt werden.

Die theoretische Grundlage der rechnerischen Ermittlung des Systemschwerpunktes ist die Lehre vom Schwerpunkt eines Systems von Gewichten (Momentensatz). Aus der Gleichung Gesamt-Höhenmoment = Summe der Momente der Einzelgewichte folgt als Rechnungsgrundlage die Beziehung (vgl. Abb. 4)

$$G \cdot y_0 = \sum \Delta G \cdot y,$$

woraus

$$y_0 = \frac{\sum \Delta G \cdot y}{G}.$$



Abb. 4.

wo ΔG die Teilgewichte sind, in welche das Gesamtgewicht G des Schiffes zerlegt werden kann. y sind die Abstände dieser Teilgewichte von Oberkante Kiel.

$$G = V \cdot \gamma$$

ist die Verdrängung in Tonnen, entsprechend dem Tiefgang. Der gefundene y_0 -Wert ist der Abstand des Gesamtschwerpunktes S des Schiffes von der Kiellinie.

Die Bestimmung der Teilmomente $\Delta G \cdot y$ der Schiffseinzelgewichte kann dem Nautiker keine Schwierigkeiten bereiten und mit Hilfe von Tabellen und unter Aufteilung auf Deck und Maschine leicht durchgeführt werden. Notwendig ist nur eine zweckmäßige Aufteilung und Zusammenfassung der im Betrieb veränderlichen Gewichte. Nur für diese brauchen die Höhenmomente von Fall zu Fall gebildet zu werden. Das gleichbleibende Höhenmoment der unveränderlichen Gewichte — also des leeren, aber betriebsfertigen Schiffes (mit M_S bezeichnet) — kann von der Werft auf Grund des Krängungsversuches genau ermittelt werden und dem Schiff als Konstante der Rechnung mitgegeben werden. Es muß naturgemäß unter Kontrolle gehalten werden und bei Veränderungen am Schiff durch Ein- und Ausbauten korrigiert werden (vgl. den vorher gemachten Vorschlag zur periodischen Wiederholung des Versuches).

Die — veränderlichen — Betriebsgewichte werden für die Momentenrechnung in die beiden Gruppen: Maschine — Deck geteilt und von diesen beiden Instanzen getrennt behandelt (Ladungsoffizier, Leitender Ingenieur). Für jede Gruppe wird aus den Einzelmomenten das Gesamtmoment gebildet. Es sei für Maschine mit M_S und für

² Vgl. Aufsatz des Verfassers in „Werft Reed. Hafen“ 7. Jahrgang, 1926 S. 393.

³ Jb. Schiffbautechn. Ges. (1914) S. 638.

⁴ Werft Reed. Hafen (1926) S. 393.

Deck mit M_D bezeichnet. Diese Werte werden dem 1. Offizier gegeben, der alsdann nach der Gleichung

$$y_0 = \frac{M_S + M_M + M_D}{V}$$

die Höhe des Schwerpunktes über Oberkante Kiel berechnet und in das Stabilitätsjournal einträgt. Gleichzeitig wird der Tiefgang eingetragen und gegebenenfalls ein Stauplan beigefügt.

Für die Rechnung lassen sich die in Frage kommenden Gewichtgruppen folgendermaßen einteilen:

Maschine	Deck
Ausrüstung	Ladung
Schmieröl	Mannschaft mit Effekten
Brennstoff	Fahrgäste mit Effekten
Speisewasser	Proviand
Personal mit Effekten	Wasser
Sonstiges	Ballast
	Sonstiges

Die hierzu gehörenden Einzelgewichte sind der Schiffsleitung stets genau bekannt, als Ladung gegeben, aus Verbrauch bestimmbar oder durch Peilungen (Tankfüllungen) feststellbar. Es bleibt somit zur Durchführung der Momentenrechnung als einziger mehr oder weniger unsicherer Faktor die Höhenlage der Schwerpunkte dieser Einzelgewichte.

Die Schwerpunktsbestimmung für die einzelnen Gewichte, bei welcher Anschauung und technisches Gefühl mitsprechen muß, kann durch Zeichnungen und Rechenschemata, welche die Werften dem Schiff in größtmöglichem Umfang mitgeben müssen, wesentlich erleichtert werden. Dies gilt besonders für die Ladung, deren Schwerpunkte bei homogener Beschaffenheit mit den einzelnen Raumschwerpunkten übereinstimmen, wenn die Räume vollständig gefüllt sind. Bei Stückgut kann sich der Ladungsoffizier folgendermaßen helfen: Da gleichartige Güter, z. B. Fässer oder Sackladung, zusammen verstaut werden, kann jede dieser Partien in sich als homogen betrachtet werden. Ihre Gewichte sind gegeben, und der eingenommene Laderaum kann abgeschätzt oder gegebenenfalls ausgemessen werden. Der Ladungsoffizier trägt dann Gewicht und Raumbedarf der einzelnen Partien in einen entsprechend aufgemachten vorgedruckten Stauungsplan ein und kann dann die einzelnen Schwerpunktslagen hinreichend genau ablesen. Dabei können Wertangaben über die Schwerpunktslagen einzelner Teilräume — z. B. Zwischendeck, Vorkante Luke bis Schott oder Unterdeck-Bereich unter Luke usw. — gute Dienste tun.

Bei Tanks kann nach Peilung mittels zweckmäßiger Diagramme das Höhermoment des Inhaltes schnell ohne besondere Rechnung ermittelt werden.

Untenstehend sind einige Rechenschemata nach den Erfahrungen des Verfassers angeben.

Schema für Stabilitätsjournal.

Schiff leer, aber betriebsfertig: Gewicht 5150 t; Höhenmoment über O.K.K. 36 600 mt.

Datum	Tiefgang m Verdrängung t	Freibord m Seite Deck zu Wasser	Gewichte und Höhenmomente			OM m	OG		MG	Bem.
			Maschine t, mt	Deck t, mt	Summe t, mt		nach Rechnung m	zu- lässig m		
25. IX.	8,20 17 250	2,70 16°	2 800 20 240	9 300 53 160	12 100 73 400	7,02	6,37	6,54	0,65	

Schema für ein Teilgewicht.

Kesselspeisewasser M_{Kw} (vgl. Diagramme zwischen Wasserstand, Gewicht und Höhenmoment)

Messung Nr.	Datum	B. B.			St. B.			Σ Gewichte und Höhen- momente	Bem.
		Füllung Stand m	Gewicht t	Höhen- moment mt	Füllung Stand m	Gewicht t	Höhen- moment mt		

Die Aufstellung der Hebelarmkurve.

Die Rechnung baut sich auf aus Trennung der Stabilitätsmomente in die Anteile aus Form und Gewicht. Am einfachsten wird die Rech-

nung, wenn entsprechend Abb. 1 bzw. 5 gesetzt wird

$$\text{Hebelarm } h = OD - OG' = (OM - OG) \cdot \sin \varphi.$$

Die Strecke OD hängt nur von der Schiffsform ab und kann in Abhängigkeit von dem Tiefgang als feststehendes Datum in einem Schaubild für eine Anzahl Neigungen von 10° zu 10° dargestellt werden (Abb. 5). OG ist durch vorgeschlagene Momentenrechnung bestimmt, und somit sind die verschiedenen h-Werte leicht berechenbar und zu der gesuchten Kurve zusammengestellt.

Diese Rechnungsgrundlage gilt nur für den normalen Fall, daß sich bei der Neigung des Schiffes keine Gewichte verschieben. Bei freien Oberflächen in Tanks ist der OD-Wert nach besonderer Angabe zu korrigieren; bei Schüttladungen sind ebenfalls besondere Angaben erforderlich.

Maß und Beurteilung der Stabilität.

Werden die errechneten Hebelarme mit der Verdrängung des Schiffes in Tonnen multipliziert, so ergeben sich die Stabilitätsmomente, welche das geneigte Schiff wieder in das Gleichgewicht der aufrechten oder bei anfänglicher Schlagseite in das einer geneigten Null-Lage zurückbringen wollen. Hört die äußere Kraftwirkung, welche die Neigung hervorgerufen hat, auf, so wird bei aufrichtenden Momenten (positive Stabilität) die Gleichgewichtslage wieder erreicht; bleibt die krängende Ursache in konstanter Größe wirksam, so tritt eine geneigte Gleichgewichtslage ein, entsprechend der statischen Bedingung

$$\text{Krängungsmoment} = \text{Stabilitätsmoment}.$$

Der Neigungs- und Aufrichtungsvorgang steht somit unter der Einwirkung von zwei Arten von Kräftepaaren, den neigenden (äußeren) und den stabilisierenden (inneren). Die Gefahr des Kenterns hängt demnach von dem Verhältnis beider zueinander ab, und die Stabilitätsverhältnisse sind erst geklärt, wenn außer der Kurve der statischen Stabilitätsmomente die Kurve der krängenden Momente vorliegt. Durch das Zusammenspiel beider Momente entsteht überhaupt erst das Stabilitätsproblem, und zwar deshalb, weil bei kleinen Neigungen die Krängungsmomente aus Wind und Wellen stets erheblich größer als die Stabilitätsmomente sind. Die von beiden Momenten resultierend hervorgerufene Winkelbeschleunigung des Schiffes ist also bei Neigungsbeginn stets in neigendem Sinne, also kentern, und das Maß der notwendigen Stabilität kann daher nur abgeleitet werden aus der Beantwortung der Frage, wann die neigende Winkelbeschleunigung in eine aufrichtende übergehen muß und mit welcher Intensität.

Man erkennt, daß das Maß der Stabilität nur von der dynamischen Seite her gewonnen werden kann, und der Vortrag vor der Schiffbau-technischen Gesellschaft 1914 traf trotz des allgemeinen Widerspruchs den Kern des Problems, wenn er dessen dynamische Seite in den Vordergrund stellte.

Rein theoretisch ist die Dynamik des bewegten Schiffes nicht klarzustellen. Dazu sind umfangreiche und systematische Versuche am fahrenden Schiff notwendig, durch welche die krängenden Einflüsse funktional und zahlenmäßig festgestellt werden müssen, und zwar für alle Schiffarten und Schiffsgößen. Solche Versuche sind um so notwendiger, als die Bewegungsvorgänge auch durch das Massenträgheitsmoment des Schiffes beeinflußt werden und in dieser Richtung Untersuchungen überhaupt noch nicht angestellt worden sind. Zwei sonst gleiche Schiffe mit gleichen Schwerpunktslagen können bei verschiedener Massenverteilung verschiedene Stabilitätseigenschaften haben.

Bis zur Klarstellung dieser dynamischen Fragen kann nur die Kurve der Hebelarme eine Grundlage der Stabilitätsbeurteilung liefern. Daß der MG-Wert allein hierzu nicht ausreicht, beweist die Erfahrung, daß große hochbordige Schiffe trotz negativer Anfangsstabilität bei Neigungen hinreichend stabil sein können, und umgekehrt, daß tief weggeladene Schiffe trotz hinreichender Anfangsstabilität bei Neigungen ungenügende Stabilität haben.

Eine der ersten Aufgaben einer systematischen Stabilitätsuntersuchung muß es daher sein, die Stabilitätsverhältnisse niedrigbordiger Schiffe bei der Neigung Seite Deck zu Wasser festzulegen und auch

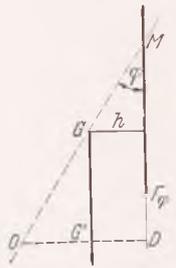


Abb. 5.

daraus ein Maß für den Nautiker zur Beurteilung der von ihm aufgestellten Hebelarmkurve abzuleiten.

Vor dem Abschluß umfassenderer Versuche muß die Beurteilung der errechneten Stabilitätswerte durch Vergleich mit den Hebelarmkurven erfolgen, die von der Werft auf dem sog. Stabilitätsblatt, mit dem sich der Nautiker nach bestehender Vorschrift befassen muß, aufgestellt sind.

Diese Vorschläge sind aber auch nur behelfsmäßig. Die vollständige praktische Lösung des Stabilitätsproblems wird erst erreicht sein, wenn es gelingt, für jedes Schiff — also für jede gegebene Schiffsform — die Abhängigkeit der Kentergefahr vom Tiefgang und von der Höhenlage des Schiffsschwerpunktes klarzustellen. Ist dieser Zusammenhang durch Zusammenarbeit von Theorie, Erfahrung und Versuch geklärt, so kann der Kapitän von allen problematischen Fragen hinsichtlich der Beurteilung seiner Rechnung entlastet werden. Auf Grund der Zusammenhänge zwischen Tiefgang, Schiffsform und Lage des Systemschwerpunktes — individuell für jedes Schiff — kann die Werft der Schiffsleitung ein Diagramm mitgeben, welches für jeden Tiefgang den höchsten zulässigen Wert für OG — Schwerpunkt über Kiel — angibt. Der Kapitän braucht dann nur den jeweils errechneten OG-Wert mit dem des Diagramms zu vergleichen, um zu einem sicheren Urteil über die Stabilitätsverhältnisse des berechneten Belastungszustandes zu gelangen. Weitere Stabilitätsbetrachtungen sind dann von seiner Seite aus nicht mehr erforderlich.

Entsprechend Abb. 6 ist

$$OG = MF + OF - MG.$$

Wird gesetzt:

$$MF = \frac{J}{V} = k_1 \cdot \frac{B^2}{T \cdot \delta}$$

und

$$OF = k_2 \cdot T,$$

so folgt

$$OG = k_1 \cdot \frac{B^2}{T \cdot \delta} + k_2 T - MG.$$

Wird die Schwimmlinie als Parabel betrachtet, so ist

$$k_1 = \frac{\alpha^3}{2(\alpha + 1)(2\alpha + 1)}$$

und (nach Normand)

$$k_2 = T \cdot \left(\frac{5}{6} - \frac{\delta}{3\alpha} \right).$$

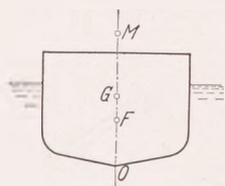


Abb. 6.

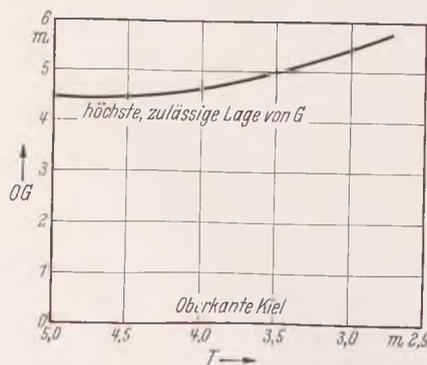


Abb. 7.

MG ist ebenfalls eine Funktion von T, und zwar eine solche, daß bei größtem Tiefgang MG am größten wird und beim Leertiefgang auf etwa Null — und auch darunter — fällt.

Für einen Frachtdampfer von $L = 80$ m, $B = 12$ m, $T = 5$ m und dabei $\alpha = 0,83$ und $\delta = 0,76$ und $MG = 400$ m folgt hiernach

$$OG = \frac{8,42}{T \cdot \delta T} + T \cdot \left(\frac{5}{6} - \frac{\delta T}{3\alpha} \right) - 0,4.$$

Nimmt man an, daß auf je 0,5 m Tiefgangabnahme MG um 0,05 m und α um 0,01 m abnehmen, so ergeben sich folgende Werte:

T m	5	4,5	4	3,5	3
OG m	4,46	4,53	4,61	4,80	5,26

Damit ergibt sich die in Abb. 7 dargestellte Kurve.

Mit diesem einfachen Verfahren wäre auch die Frage der Verantwortung einfachst oder klar gelöst. Diese wird geteilt getragen von Werft (Diagramm) und Schiffsführung (Rechnung). Alle die soviel erörterten unsicheren Fragen über Anfangsstabilität, Kulminationshöhe und -neigung der Hebelarme, Umfang, Kenterpunkt, dynamische Stabilität fallen für den Nautiker fort, sie sind von der Werft in das Stabilitätsdiagramm verarbeitet. Die Individualität der Stabilität jedes Schiffes drückt sich dann in der Individualität dieses Diagramms aus.

Doch auch mit der beschriebenen Momentenrechnung und dem anzustrebenden Diagramm zwischen Tiefgang und äußerster Schwerpunktslage ist das Gesamtproblem der praktischen Stabilität noch nicht ganz gelöst. Alle bisherigen Betrachtungen bezogen sich auf den Fall des — im Sinne der gewöhnlichen Statik — starren Schiffes, d. h. auf die Annahme, daß bei Neigungen die Schwerpunkte der Form und der Gewichte in unveränderter Lage bleiben, daß also keine Gewichte übergehen und kein Wasserbruch erfolgt.

Diese Voraussetzung ist bei den meisten Stabilitätsunfällen nicht erfüllt gewesen, und schließlich geht in der letzten Phase des Kentervorganges naturgemäß immer Ladung über. Ein Umwerfen des völlig intakten Schiffes ist auch tatsächlich nur bei kleineren Fahrzeugen unter bestimmten Umständen möglich. Die hiermit gegebene Sicherheitsfrage kann nur von der praktischen Seite her angefaßt und gelöst werden. Die Sicherheit muß geschaffen werden von der Werft durch die Konstruktion und von der Schiffsleitung durch betriebstechnische Maßnahmen.

Die hiermit zusammenhängenden praktisch sehr wichtigen Fragen können im Rahmen dieser mehr grundsätzlichen Ausführungen nicht behandelt werden. Wie oben dargelegt, hat Pierrottet versucht, diese Probleme der Lösung entgegenzuführen.

Schließlich ist noch einmal auf die schiffbautechnische Ausbildung des Nautikers zurückzukommen. Wenn gegen das vorgeschlagene Rechnungsverfahren eingewendet wird — der einzige Einwand, der möglich ist —, dem Nautiker wäre Sinn und Praxis des Momentensatzes zu fremd, um damit sicher arbeiten zu können, so ist dieser Einwand entschieden abzulehnen. Die sphärische Trigonometrie, die er für seine nautischen Berechnungen braucht, ist mathematisch abstrakter und in rechnerischer Hinsicht ungleich schwieriger als die Momentenrechnung. Es wäre geradezu beschämend, wenn der gemachte Vorschlag an der Unmöglichkeit scheitern sollte, den Nautiker mit dem Begriff des Momentes und dem Sinn und Gebrauch der Hebelarmkurven vertraut zu machen. Allerdings muß der Unterricht in der Physik auf der Seefahrtsschule in dieser Hinsicht den Unterricht im Schiffbau unterstützen, und die Schiffstheorie, die für den Seemann in erster Linie Stabilität und Trimm umfaßt, muß eingehender als bisher gebracht werden. Es darf nicht vergessen werden, daß der Kapitän heute nicht mehr, wie früher einmal, als Vertreter des Reeders in erster Linie Kaufmann ist, sondern Führer des technisch komplizierten Apparates „Schiff“. Daher muß m. E. seine technische Ausbildung dieser Berufung in einigen Hinsichten noch mehr angepaßt werden.

Auch auf den britischen Seefahrtsschulen gilt die Kenntnis der Stabilitätslehre viel. Es wird von den sog. Extra-Masters das Bestehen einer Prüfung auf diesem Gebiete verlangt. Wenn diese Unterrichtung, wie es heißt, nur so weit geht, gelieferte Stabilitätskurven verstehen zu können, so darf dies niemals ein Argument dafür sein, daß wir unseren Schiffsoffizieren nicht mehr beizubringen brauchen! Es ist vielmehr nicht einzusehen, warum nicht Deutschland eine führende Stellung in dieser Sache einnehmen sollte, bei der es sich um die Verbesserung von Maßnahmen zur Vergrößerung der Sicherheit auf See und zu denkbar bester Handhabung des Schiffes handelt. Auch in bezug auf Freibord-Fragen ist die See-Berufsgenossenschaft in gewissem Sinne andern Nationen vorangegangen.

Verfasser hat bei seinen Stabilitätsrechnungen an Bord besonders von seiten der jüngeren Offiziere nicht nur volles Verständnis für die dargelegte Rechnungsmethode gefunden, sondern häufig auch den Wunsch feststellen können, in den Fragen der Stabilität und des Trimm tiefer ausgebildet zu werden.

Wenn der Kapitän die Verantwortung auch für die Stabilität seines Schiffes übernehmen soll — er muß, kann und will es —, so muß er zu ihrer Erkennung und Beeinflussung befähigt und vorgebildet sein. Für diese Ausbildung einen weiteren Beitrag zu liefern, ist der Zweck der vorstehenden Ausführungen.

40 Jahre Dieselmotor.

Nach den im Text genannten Quellen von Dr.-Ing. E. Foerster, Hamburg.

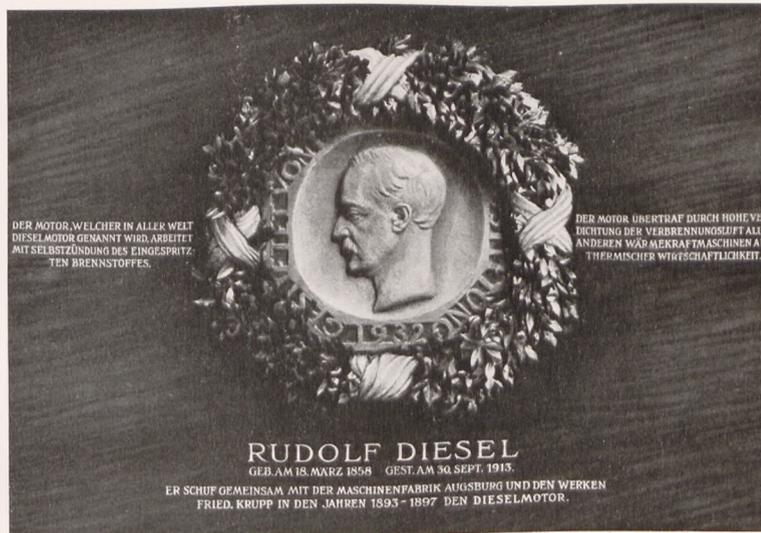
In der Geschichte der technischen Erfindungen gibt es nicht viele Vorgänge, die der Entwicklung des Dieselmotors mit Bezug auf das Tempo der Gestaltung und die Weltbedeutung ihres Wesens, besonders auch für die Schifffahrt, an die Seite zu stellen sind.

Im letzten Halbjahrhundert konnten Erfinder wie Siemens, Parsons, Röntgen, Marconi, Graf Zeppelin, Isherwood u. a. zu ihren Lebzeiten selber die Träger ihres epochemachenden Schaffens werden.

Die schöpferische Gestaltung Rudolf Diesels, die er zuerst Anfang Februar 1893 in einer Schrift „Theorie und Konstruktion eines rationellen Wärmemotors“ der Öffentlichkeit kundgab¹, nimmt insofern eine besondere Stellung ein, als hier die erfinderischen Grundgedanken bei der praktischen Verwirklichung starke, ja prinzipielle Änderungen erfuhren. Und der Erfolg in weitem Ausmaß durch die unbeirrbar überzeugte, Schritt um Schritt kämpfende technische und finanzielle Mitwirkung Dritter sichergestellt wurde. Kennzeichnend für die Veränderung des Grundgedankens ist, daß das erste Dieselpatent von 1892 den isothermischen Ablauf des Verbrennungsprozesses zugrundelegte, während das zweite Patent vom November 1893 das Gegenteil dokumentierte. Aber dieses Patent war ebenfalls Diesels! Diese Entwicklungen sind ebenso unstrittig, wie es feststeht, daß sowohl der Erfindungsgedanke des Verbrennungsmotors wie die Richtlinien für die erforderliche Umwandlung der Idee zur Erreichung der Gebrauchsfähigkeit Diesel selbst zuzuschreiben sind. Vor der Geschichte festgestellt ist ferner seine eigene Anerkennung der für das Durchdringen zur praktischen Verwendbarkeit und Marktreife nicht wegzudenkenden Betätigung der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg bzw. ihres weitblickenden Generaldirektors Heinrich von Buz und ebenso des hingebend und selbstlos mitarbeitenden Obergeringens Lucian Vogel, — nicht zu wenigst aber auch des damaligen Obergeringens und späteren Leiters der M.A.N., Imanuel Lauster. Auf diesem Wege, der vier Jahre nach dem am 21. Februar 1893 mit der M.A.N. und am 10. April 1893 mit der Fa. Fried. Krupp abgeschlossenen Verträgen zum ersten einwandfrei betriebsfähigen Dieselmotor führte, wurde das Jahr 1897 zum eigentlichen Geburtsjahr des Dieselmotors und Augsburg zur Geburtsstätte. Hier wurden am 17. Februar 1897 von Professor Schröter die ersten Verbrauchs- und Leistungsmessungen an einem betriebsbrauchbaren Motor von 20 PS durchgeführt, die einen Brennstoffverbrauch von 235 g/PSe/h für den nackten Motor ergaben¹, eine Ziffer, welche damals gewichtsmäßig um 70% günstiger als die Kohlefeuerung für den Zylinderkessel einer Kolbendampfmaschine war (die dabei mit 700 g/PSe/h angenommen ist). Die Verbesserungen der Wirtschaftlichkeit des Motors von der Brennstoffziffer von 235 g bis zur heutigen von 155 g/PSe/h, — d. h. um 35%, — kennzeichnen den Erfolg der unermüdeten konstruktiven Entwicklungsarbeit besser als jede Beschreibung der letzteren. Wettbewerbsmäßig steht heute eine Dieselölziffer von 180 g/PSe/h für eine große Schiffsanlage einschließlich Hilfsmaschinen einer Ziffer von 270 g/PSe/h Heizöl einschließlich Hilfsmaschinen als dem Bestverbrauch einer Hochdruckdampfturbinen-Anlage mit ölgefeuerten Wasserrohrkesseln gegenüber. Die Brennstoff-Gewichtsverminderung zugunsten des Motors beträgt demnach heute rd. 30% gegenüber der besten Dampfmaschine. Das Baugewicht der Motorenanlage ist vergleichsweise höher, und deshalb schneiden sich die Kurven der zu einer Einheit zusammengefaßten Bau- plus Brennstoffgewichte je nach Art und Größe der Anlagen und der Schiffsgeschwindigkeit jeweils erst bei einem bestimmten Aktionsradius.

Schon im Urstadium der Entwicklung trat die Firma Fried. Krupp von 1893 an in die Mitwirkung ein². Gleich nach den erwähnten beiden Vertragsschlüssen vereinbarten M.A.N. und Fried. Krupp in einem Konsortiumsvertrag vom 25. April 1893, die weiteren Versuchsarbeiten in einem gemeinsamen Laboratorium auf gemeinsame Kosten durchzuführen. Die Bedeutung dieser Vereinigung wurde von Imanuel Lauster in seiner Festrede zum hundertjährigen Geburtstag des Generaldirektors der M.A.N., Heinrich von Buz, am 17. September 1933 mit dem Anerkenntnis hervorgehoben, daß die weitere Aufbringung der bedeutenden Mittel zur Fortsetzung der unter fast unüberwindlichen Schwierigkeiten vorangehenden Entwicklungsarbeit durch jene Verbindung beider Firmen gesichert worden sei. So wurde es auch das Verdienst der weitblickenden Leitung der Firma Krupp, daß an der neuen Gestaltung unerschütterlich weitergeschafft werden konnte.

Das hier abgebildete Bronzerelief wurde 1932 geschaffen als ein Wahrzeichen und zeitenüberdauerndes Zeugnis der Verbundenheit der M.A.N. mit Krupp in dieser großen Gestaltungsarbeit. Es befindet sich im Ehrensaal des Deutschen Museums in München. Der erste gangbare und zu den Leistungs- und Verbrauchsmessungen von Professor Schröter benutzte Dieselmotor der M.A.N. von 1897 steht ebenfalls im Deutschen Museum. Um diese Zeit baute auch die Firma Fried. Krupp ihren ersten 25 PS-Dieselmotor, der 1898 auf der Kraft- und Arbeitsmaschinen-Ausstellung in München zusammen mit einem



30 PS-Motor der Maschinenfabrik Augsburg, einem 20 PS-Motor der Maschinenbau Akt.-Ges. Nürnberg und einem 20 PS-Motor der Gasmotoren-Fabrik Deutz gezeigt wurde.

Das Augenmerk der Firma Fried. Krupp als Besitzerin der Germaniawerft in Kiel war naturgemäß besonders auf den Dieselmotor als Schiffsmaschine gerichtet; doch wurde deren routinemäßige Fabrikation in großem Stil erst 1907 aufgenommen. Von der Firma Krupp wurde der erste umsteuerbare einfachwirkende Viertakt-Schiffs-Dieselmotor von 300 PSe bei 450 Umdr./min im Jahre 1907 in Betrieb genommen. Um 1912 hatte Krupp drei Tankschiffe für die Deutsch-Amerikanische Petroleumgesellschaft im Bau, welche sie mit 1500 PSe bzw. 2500 PSe-Dieselmotoren eigener Konstruktion versah. In der Folge errang dann die Fried. Krupp Germaniawerft auch in dieser Spezialität einen Weltruf.

Die Festschrift zu Ehren des Andenkens Heinrichs von Buz legt auch in einer anderen Richtung noch ein klassisches Zeugnis jener Vorgänge ab: Es wird einerseits unzweideutig festgestellt, daß der Versuchsmotor nach dem ursprünglichen Patentgedanken und -anspruch Diesels nicht selbständig gangbar gemacht werden konnte, daß aber andererseits „der neue Versuchsmotor mit seinen grundsätzlichen Abweichungen, wie sie sich in Diesels gemeinschaftlicher Arbeit mit der Maschinenfabrik Augsburg und deren damaligen Beauftragten (und Ratgebern) Lucian Vogel und Fritz Reichenbach ergeben haben, unter Diesels Führung entstanden ist“. Dieses Anerkenntnis muß man besonders unter dem Gesichtswinkel würdigen, daß Diesel mit der so vielen Erfindern eigenen Nervosität die Schuld an den anfänglichen Mißerfolgen vorübergehend seinen Freunden bei der M.A.N. zumaß, sich zeitweise auf eigene Füße stellte und eine Dieselmotorenfabrik in Augsburg gründete, die nach dem Mißerfolg ihrer Produkte aufgegeben werden mußte.

Generaldirektor von Buz und Imanuel Lauster waren es, die auch im Angesicht der „Sezession“ des Erfinders unentwegt weiterarbeiteten, bis die volle Gebrauchsfähigkeit und Marktreife des Dieselmotors erzielt war.

Mit dem Jahre 1897 setzte langsam und unter ständigen konstruktiven Verbesserungen jeder Einzelheit die fabrikmäßige Herstellung des Dieselmotors zunächst nur bei der Maschinenfabrik Augsburg ein. Zunächst wurden nur kleine ortsfeste Einheiten gebaut.

Es konnte im übrigen nicht ausbleiben, daß die ganze Schifffahrtswelt schon bei der Kunde von der Möglichkeit einer gewichtsmäßig so außerordentlichen Brennstoffersparnis gegenüber der Kohle-Kesselfeuerung aufhorchte, und daß Großwerften und Maschinenfabriken des In- und Auslandes sich Options- und Lizenzverträge sicherten, um diese umwälzende Verbesserung mit in die Hand zu bekommen.

¹ L o s s o w, P. von: Die geschichtliche Entwicklung der Technik im südlichen Bayern. Z. VDI (1903) Nr. 27.

² Rudolf Diesels Vortrag vor der S. T. G., Jahrb. 1912 der S.T.G.

Die in der ganzen technischen Weiterentwicklung führende und richtunggebende Arbeit der M.A.N. erstreckte sich nach dem Kriege — über die internationale Ausgestaltung der gängigen einfachwirkenden Viertakt- und Zweitakt-Motoren hinausgehend — besonders auch auf die Schaffung des doppeltwirkenden Zweitakt-Motors³, welcher theoretisch bei gleichen Zylindergrößen die annähernd doppelte Leistung und damit die größte Bauwirtschaftlichkeit versprach. Es war aber wieder ein langer und schwieriger Weg bis zur Erreichung dieses Zieles, und die M.A.N. ging ihn mit der gleichen Beharrlichkeit wie den ersten, — bis zum Erfolge der langsamlaufenden Schlitzspülmaschine (von besonderer Eignung für den direkten Schiffswellenantrieb).

Bereits im Jahre 1901 hatte die M.A.N. durch Entwicklung der Tauchkolbenmaschine den Dieselmotor so weit verbilligt, daß er zu tragbaren Preisen geliefert werden konnte.

Von der deutschen Kriegsmarine wurde auf Grund eingehender Verhandlungen 1903 ein Motor von 140 PSe bestellt. Der Brennstoffverbrauch dieser Maschine betrug 191 g/PSe/h.

1905 bestellte die französische Marine für zwei U-Boote vier Vierzylindermotoren von je 300 PSe bei rd 400 Umdr./min, die ein Gewicht von je 35 kg/PSe hatten, welche sich bestens bewährten. Die von der deutschen Marine gestellte Bedingung, daß der Motor bei allen Kurbelstellungen anspringen können muß, führte die M.A.N. zum Sechszylindermotor; ein solcher wurde der deutschen Marine Ende 1911 geliefert. Die Maschine leistete 850 PSe bei rd 450 Umdr./min und war direkt umsteuerbar.

Acht Dieselmotoren gleicher Größe wurden dann für insgesamt vier U-Boote bestellt, während später 24 Motoren von 1000 PSe (Bohrung 410 mm, Hub 420 mm) für zwölf größere U-Boote in Auftrag gegeben wurden.

Zu gleicher Zeit war im Werk Nürnberg der M.A.N. der Bau von Zweitakt-Dieselmotoren aufgenommen worden. Als erste Maschine wurde eine solche von 300 PSe und 500 Umdr./min herausgebracht. Die Spülung erfolgte durch Ventile, der Auspuff erfolgte durch Schlitze, die vom Kolben selbst gesteuert wurden.

Motoren dieser Bauart wurden für verschiedene Marineverwaltungen gebaut.

Neben diesen Motoren leichter Bauart wurden auch solche schwerer Bauart für Fahrzeuge der Handelsschiffahrt geliefert, und zwar in Stufenform, für größere Leistungen einfachwirkende Zweitaktmotoren in Kreuzkopfbauart.

In Weiterentwicklung des Zweitaktes wurde 1908 der doppeltwirkende Zweitakt in Angriff genommen und in einigen Maschinen verwirklicht. Als Spitzenleistung dieser Bauart wurde eine Sechszylindermaschine von 12000 PSe bei 160 Umdr./min fertiggestellt, die als Kriegsschiffsmaschine 1919 der Verschrottung anheimfiel.

Bereits lange vor dem Kriege hat sich die M.A.N. mit der Entwicklung des kompressorlosen Dieselmotors beschäftigt. Im Jahre 1911 wurde von ihr auf der Weltausstellung in Turin der erste Dieselmotor mit luftloser Einspritzung gezeigt. Der Weltkrieg stellte höchste Anforderungen an die Leistungsfähigkeit des Dieselmotorenbaues der M.A.N. Bis Kriegsende wurden von der M.A.N. allein 519000 PSe für deutsche U-Boote hergestellt, von denen 252000 PSe bis zum Kriegsende zum Einbau gelangt sind und die übrigen später in ortsfesten oder in Handelsschiffs-Anlagen verwendet wurden. Unmittelbar nach dem Weltkrieg wurde von der M.A.N. der erste Dieselmotor mit luftloser Brennstoffeinspritzung in einen Lastwagen eingebaut. Die Entwicklung der letzten zehn Jahre brachte Motoren in Leistungen von 25—15000 PSe in allen Abstufungen. 1928 wurde das größte Diesel-Kraftwerk Europas mit insgesamt 23400 PSe, das Kraftwerk Henningsdorf bei Berlin, gebaut. Ein noch größeres Kraftwerk wurde 1930 in Chile fertiggestellt mit einer Leistung von 45000 PSe.

Das größte Dieselmotor-Handelsschiff mit rd. 30000 PSe, das Motorschiff „Augustus“, wurde ebenfalls mit M.A.N.-Dieselmotoren durch die Lizenzfirma Cantieri Officine Savoia ausgestattet. Noch größere Dieselanlagen wurden in die Panzerschiffe „Deutschland“, „Admiral Scheer“ und „Admiral Graf Spee“ eingebaut.

Diese großen Leistungen wurden vor allem durch das M.A.N.-Umkehrspülverfahren gewährleistet. Selbst bei schnellaufenden Maschinen vollzieht sich dadurch die Ausspülung in ebenso vollkommener und wirtschaftlicher Weise wie bei langsamlaufenden Maschinen. In letzter Zeit hat die M.A.N. schnellaufende einfachwirkende Zweitaktmotoren entwickelt, die im Schiffsantrieb eine bedeutende Rolle spielen. Mit diesem Typ ist das dieselektrisch betriebene Frachtschiff „Wuppertal“ ausgerüstet, und das Gleiche gilt für die beiden bei Blohm & Voss und bei den Howaldtswerken in Kiel im Bau befindlichen KdF-Schiffe.

Am 16. Mai 1893 bereits hatte Diesel mit der Firma Gebrüder Sulzer in Winterthur einen Optionsvertrag geschlossen,

der diese Firma berechnete, nach Durchführung der deutschen Versuche einen Lizenzvertrag abzuschließen, ohne sich vorher an den Versuchsarbeiten zu beteiligen⁴.

Vier Jahre später, 1897, bauten Gebr. Sulzer auf Grund der von Dr. Diesel erworbenen Rechte ihren ersten Viertakt-Dieselmotor von 20 PS, aber die Fabrikation wurde erst 1903 aufgenommen.

Den ersten Schiffsdieselmotor bauten Gebr. Sulzer 1904, wobei die Rückwärtsfahrt mangels Umsteuerbarkeit dieselektrisch ermöglicht wurde. Der Generator war direkt mit der Hauptantriebswelle gekuppelt (System Del Proposto). 1905 entstand bei Sulzer der erste Zweitakt-Schiffsmotor mit direkter Umsteuerung (100 PS). 1907 wurde zum erstenmal in einem Zweitakt-Dieselmotor das Sulzer-Schlitzspülverfahren angewendet. (Zwei übereinanderliegende Spülschlitzreihen, von denen die untere durch den Kolben gesteuert ist, während die obere Reihe die Auspuffschlitze überträgt, deren Öffnen durch ein Abschlußorgan gesteuert wird.) 1912 baute Sulzer einen Einzylinder-Zweitakt-Versuchsmotor für Schiffszwecke von 2000 PSe, bei welchem der Zylinder einen Durchmesser von 1000 mm hatte, und im gleichen Jahre wurde in Winterthur die erste Diesel-Lokomotive für die Preußischen Staatsbahnen gebaut. Im Jahre 1924 wurde das damals größte Fahrgast-Motorschiff „Aorangi“ mit vier Fairfield-Sulzer-Motoren von zusammen 13000 PS ausgerüstet.

Das erste deutsche seegehende Motorschiff, die „Monte Penedo“ (6500 t) der Hamburg-Südamerikanischen Dampfschiffahrts-Gesellschaft, ist um diese Zeit mit zwei vierzylinderigen einfachwirkenden Zweitakt-Sulzer-Motoren aus Winterthur ausgerüstet worden.

Das Jahr 1935 betrachtet die Firma Sulzer als für sich besonders bedeutungsvoll insofern, als es ihr gelang, auf dem Prüfstand einen Schiffsmotor von 5500 PSe im Dauerbetrieb mit einem Brennstoffverbrauch unter 150 g/PS/h laufen zu lassen.

Gebrüder Sulzer bauten ihren Welterfolg im Schiffsdieselmotorenbau auf dem einfachwirkenden Zweitaktmotor auf. Die Gesamtproduktion dieser Firma im Dieselmotorenbau überschritt 1936 die fünfte Million Pferdestärken einfach- und doppeltwirkender Zweitaktmotoren sowie Viertaktmotoren mit und ohne Aufladung für ortsfeste Anlagen. Bei Sulzer wurde der Name Büchi von Weltbedeutung in Verbindung mit dem System der Aufladung. Was die letztere an sich betrifft, so ist Rudolf Diesel bereits im Jahre 1896 ein Verfahren zur Steigerung der Leistungsfähigkeit von Verbrennungsmotoren patentamtlich geschützt worden. Der erste Dieselmotor im Deutschen Museum in München ist bereits mit dieser Aufladung versehen gewesen. Die Unterseite des Kolbens wurde dabei zur Verdichtung der Verbrennungsluft benutzt.

Am 30. April 1894 hatte Diesel einen Sulzer ähnlichen Vertrag mit der belgischen Firma Carrel Frères, Gent, abgeschlossen. Diese Firma belieferte 1913 eines der ersten deutschen Motorschiffe, die 2700 t große „Rolandseck“ der D. D. Hansa mit zwei sechszylinderigen einfachwirkenden Zweitaktmotoren nach dem System „Tecklenborg-Carel“⁵.

Noch vor der Lieferung dieses Schiffes wurde die deutsche Schiffahrtswelt im Juni 1912 durch den Ankauf des bei Burmeister & Wain in Kopenhagen für die Ostasiatische Kompagnie erbauten dänischen Motorschiffes „Christian X“ (1800 PSe) seitens der Hamburg-Amerika Linie überrascht⁶. Burmeister & Wain in Kopenhagen hatten im Januar 1898 einen Lizenzvertrag mit Rudolf Diesel abgeschlossen⁷. Nach Erwerbung der Patentrechte fabrizierten Burmeister & Wain zunächst kleine ortsfeste Dieselmotoren, deren größter, mit 160 PS, 1904 gebaut wurde. Auch bis 1910 verblieb es dort bei nur ortsfesten Motoren. Dann aber wurden gleich die Motorenanlagen von je 2 × 2500 PS für Doppelschraubenschiffe der Ostasiatischen Kompagnie erbaut. Das erste Schiff dieser Gruppe von 11 kn-Schiffen war die „Selandia“ (1912), gleichzeitig das erste große Übersee-Motorschiff der Welt, welches noch heute, nach 25-jährigem Dienst, mit der gleichen Motorenanlage fährt. Burmeister & Wain's erste Schiffsmotoren wurden als Kreuzkopfmotoren gebaut; später ging man zu Tauchkolbenmotoren über. Das System der Druckerstäubung des Brennstoffs wurde von Burmeister & Wain zwar schon 1904 an einem Versuchsmotor probiert, jedoch in endgültig befriedigender Form erst nach dem Kriege auf dem Fahrgast-Motorschiff „C. F. Tietgen“ bei einem Achtzylinder-Tauchkolbenmotor von 2450 PSe angewendet. Bei der Anwendung der Hochdruck-Aufladung bevorzugten Burmeister & Wain das System des Gebläseantriebs durch die Motorwelle. — Neben dem Viertaktmotor entwickelte die Firma

⁴ Siehe Anm. 1.

⁵ Erörterungsrede des Direktors Rosenberg der Fa. Tecklenborg zu Rudolf Diesels Vortrag. Jahrbuch S. T. G. 1912.

⁶ Siehe Anm. 5.

⁷ Diese Angabe und das folgende nach dem Vortrag des Direktors Dipl.-Ing. Paul Hansen zu Kopenhagen am 22. Juni 1933 vor der Gesellschaft der Freunde und Förderer der Hamburgischen Schiffbau-Versuchsanstalt.

den Zweitakt, und zwar auch den doppeltwirkenden mit Druckspülsystem von unten nach oben.

Die Firma Burmeister & Wain in Kopenhagen hat bis Ende des Jahres 1936 Schiffsdieselmotoren mit 4,4 Millionen PSe erbaut und ortsfeste Dieselmotoren mit 267000 PSe. Die Firma schuf für ein Kopenhagener Kraftwerk den größten bisher erbauten ortsfesten Dieselmotor von 22500 PSe.

Blohm & Voss machten Versuche mit zwei dreizylindrigen doppeltwirkenden Zweitaktmaschinen von zusammen 2400 PSe („Fritz“) und bauten 1912/13 die Motorenanlage für das Hapag-Frachtschiff „Secundus“ mit zwei vierzylindrigen einfachwirkenden Zweitaktmotoren von zus. 3900 PSe.

Sehr bekannt und bedeutungsvoll für die Erkennung bestehender Möglichkeiten wurden die nach dem Kriege von dieser Firma geschaffenen 6000 PS-Getriebemotoren-Anlagen der Hamburg-Süd-Schiffe „Monte Sarmiento“, „Monte Olivia“, „Monte Rosa“ und „Monte Pascoal“. Jede Anlage bestand aus vier 1500 PS-Motoren, die paarweise für jede Welle durch je ein starres Untersetzungs-Getriebe zusammengespannt sind.

Blohm & Voss bauten später unter M.A.N.-Lizenz den größten deutschen ortsfesten Dieselmotor von rd. 15000 PSe Betriebsleistung (für das Kraftwerk Neuhof der Hamburgischen Elektrizitätswerke).

Von der A.-G., „Weser“ war 1913 ein Versuch mit einem Junkers-Tandem-Motor mit gegenläufigen, von zwei entgegengesetzten Seiten mit Pleuel- und Kurbelstangen auf die dazwischenliegende Hauptwelle arbeitenden Kolben gemacht („Primus“). Wenn der erste Versuch mit diesem System damals nicht befriedigte, so ist doch festzustellen, daß auch diese Anordnung späterhin zum Erfolg geführt wurde. Die Firma William Doxford & Sons, Sunderland, entwickelte nämlich den von ihr „the Doxford opposed Piston balanced Oil Engine“ getauften Typ, von dem sie bis Ende 1936 482000 PSe herausgebracht hat. Bekanntlich ist es auch gerade dieses Prinzip, welches Junkers in neuester Zeit als Flugzeugmotor für stärkste Dauerbeanspruchung bei hoher Drehzahl erfolgreich herausgebracht hat. Im übrigen ist auch der Name Junkers aus der deutschen Leistung im Dieselmotorenbau nicht wegzudenken.

Mitten in die Zeit stürmischer Entwicklung des Dieselmotors in allen größeren Kulturländern fällt der klassische Vortrag Rudolf Diesels vor der Schiffbautechnischen Gesellschaft im November 1912, wo der Erfinder das Bekenntnis seiner Gestaltung ablegte. In der Erörterung wurde ihm damals neben ehrlicher Bewunderung und Anerkennung von akademischer Seite der Vorwurf gemacht, daß er in seinem Vortrag nicht genügend die doch entscheidend gewesene Mitarbeit Dritter hervorgehoben habe. Das veröffentlichte Protokoll der Sitzung, welcher Hunderte von deutschen und ausländischen Maschinenbauern und Schiffbauern anwohnten, verzeichnet hier allerdings „geringen Beifall weniger Mitglieder, starkes Zischen und heftige Mißbilligung der ganzen Versammlung“⁸.

In seinem Schlußwort betonte Diesel, wie häufig er öffentlich und auch im Auslande ausgesprochen habe, daß „ohne die tatkräftige Mithilfe der Firmen Fried. Krupp und Maschinenfabrik Augsburg der Dieselmotor nicht entstanden wäre“ (wörtliches Zitat). Das Protokoll jener denkwürdigen Sitzung verzeichnet nach den Schlußworten Diesels „minutenlang anhaltenden, sich immer wieder erneuernden brausenden Beifall“.

Die Entwicklung bei Krupp neigte in jener Zeit vor allem nach der Vervollkommnung des umsteuerbaren Zweitakt-Dieselmotors für die Handelsschifffahrt und des Zweitakt-U-Bootsmotors für die Kriegsmarine hin.

Die „Aufladung“ hat Krupp zum ersten Male 1924 bei einem Viertakt-Krupp-Schiffsdieselmotor von 1020 PS bei 320 Umdr./min angewendet. Die Germania werft steigerte ihre Produktion besonders in Schiffs-Dieselmotoren von 1910 an in stetigem Anstieg bis heute. Nach dem Verlaufe ihrer Leistungskurve⁹ wird sie in diesem Jahre die erste Million Pferdestärken gelieferter Krupp-Dieselmotoren überschritten haben.

Die im zweiten Jahrzehnt dieses Jahrhunderts einsetzende beispiellos schnelle internationale Einführung des Dieselmotors stützte sich bezüglich der hauptsächlichlichen Verbesserung der Konstruktion und Wirtschaftlichkeit, der steigenden Einzelgröße der Zylinder und der Leistungsgröße der Motoren-Einheit in erster Linie auf die in diesen Ausführungen genannten großen Firmen, von denen die M.A.N. mit Recht als die Führerin und die „Versuchsanstalt der Welt“ für den Dieselmotorenbau zeichnen wird. Einen Höhepunkt der Entwicklung und Anwendung des Dieselmotors überhaupt bildete die Ausrüstung des 26 kn-Panzerschiffes „Deutschland“, des „Admiral Scheer“ und des „Admiral Graf Spee“ mit M.A.N.-Dieselmotoren-Anlagen von ca. 56 000 PSe auf 2 Wellen. Hierbei wurde als lebenswichtiges

Verbindungs-Element die Vulcan-Flüssigkeits-Kupplung (Föttinger-Transformator) angewendet.

Die M.A.N., deren Wirkungsfeld als Motorenfabrik sich auf eine größere Zahl verschiedener Anwendungsgebiete des Dieselmotors erstreckt, lieferte bis April 1937 aus eigenen Werkstätten rd. 3,8 Millionen PSe in Dieselmotoren¹⁰ und wird nach dem Verlauf der Leistungskurve und nach den in Arbeit befindlichen Bestellungen Ende dieses Jahres auf über 4 Millionen PS abgelieferter Motoren kommen. Die Bauleistungen der Lizenznehmer der M.A.N. betragen bis dato rd. 1,9 Millionen PS Dieselmotoren.

Zu den Größten im Dieselmotorenbau gehört Humboldt-Deutz, deren Traditionen diese Firma in besonderer Weise für eine bestimmte Entwicklungsrichtung prädestinierten: Der Vergleich der bis Ende 1936 von Humboldt-Deutz gelieferten Anzahl von 115 000 Dieselmotoren mit einer Gesamtkraft von 3,2 Millionen PSe¹¹ zeigt nämlich eine Durchschnittsgröße des Motors von 27½ PSe.

Auf der Grundlage der Bauverfahren am Ottomotor lagen Anfang der 90er Jahre bei Deutz schon weitgehende praktische Ergebnisse mit Petroleummotoren vor. Diese einfachen Maschinen hatten sich für den Kleinkraftbedarf als durchaus brauchbar erwiesen. Man versuchte bei ihnen z. B. durch Anwärmen der Ansaugeluft und Einspritzen des Petroleums in die Ansaugeluftleitung schon Wege, die auf ein Verlassen des Ottoverfahrens hindeuteten.

Dies war etwa der technische Stand, als Diesel sich den Gedanken der Hochdruckmaschine mit Selbstzündung schütten ließ.

Schon im Juni 1897 erwarb Deutz eine auf den deutschen Markt beschränkte Lizenz und nahm die ersten 20 PS-Dieselmotoren in Arbeit und war 1898 auf der Ausstellung zusammen mit der M.A.N. und Fried. Krupp durch einen gangbaren Motor vertreten. Nach Ablauf des Dieselpatentes entwickelte Deutz dann eigene Bauformen. Dies erklärt, daß die Leistungskurve im Bau von Dieselmotoren bei Deutz bis 1924 sehr flach liegt, und daß auch die dann folgenden Jahre bis 1927 nur eine Jahresproduktion von je ca. 65 000 PS zeigten. Die Arbeiten bei Humboldt-Deutz waren darauf gerichtet, eine vereinfachte anspruchslöse Marktmaschine zu schaffen. Der Weg führte über den Hasselwander-Einspritzmotor (Brennstoffpumpe, Glührohrzündung) und den Brons-Motor (Brennstoff-Einspritzkapsel) zu dem Deutz-Patent, welches die Zündtropfenvorlagerung und Teerölverbrennung zum Ziel hatte. In Fortsetzung des Hasselwander-Gedankens baute Deutz 1912 den ersten kompressorlosen Dieselmotor mit bewußt undichtem Verdrängeransatz am Kolben zur Luftverwirbelung und direkter Brennstoffeinspritzung in den Luftwirbel.

Weitere verbrennungstechnische Untersuchungen führten Humboldt-Deutz schließlich zum ersten direkteinspritzenden Hochdruck-Dieselmotor mit Hohlkolben und federbelasteter Einspritznadel, der 1922/23 bereits in größeren Stückzahlen auf den Markt gebracht wurde.

Die Übernahme der Vorkammer-Maschine in die Deutzer Herstellung begann auf Grund eines patentrechtlichen Ausgleichs mit der damaligen Firma Benz & Cie, Mannheim, in den Jahren 1925—1926. Dieses Arbeitsverfahren fand dann umfassende Anwendung. Der Deutzer Diesel-Kleinmotor gewann auf dem Weltmarkt eine steigende Bedeutung. Der Fahrzeugmotor und die leichte Einbaummaschine fanden verbreitete Verwendung in allen Ländern. Zur Zeit deckt Humboldt-Deutz etwa die Hälfte der gesamten deutschen Dieselmotoren-Erzeugung.

Im Rahmen der deutschen Entwicklung und Erzeugungsleistung sind auch die Motoren-Werke Mannheim A. G. vorm. Benz Abt. Stat. Motorenbau von namhaftester Bedeutung. Diese Firma hat im Jahre 1908 noch unter dem Namen Benz & Cie, Rheinische Gasmotorenfabrik, den Dieselmotorenbau aufgenommen und ein Jahr später mit den ersten Versuchen zur Herstellung kompressorloser Maschinen begonnen. Von 1920 an begann der Verkauf kompressorloser Maschinen, und die Abteilung Motorenbau der Firma Benz & Cie erhielt zwei Jahre später den heutigen Namen.

Die ersten umsteuerbaren Schiffsmotoren wurden aber schon 1910 von Benz & Cie für den Rhein gebaut.

Der Dieselmotorenbau ist nicht zur Spezialität der Motoren-Werke Mannheim im ausschließlichen Sinne geworden, und deshalb handelt es sich bei der Leistungsstatistik der Werke auf diesem Gebiet auch nur um einen Ausschnitt der Gesamtproduktion der Firma. Sie hat vielmehr in Anlehnung an die bei den Dieselmotoren üblichen Bauformen neuerdings auch gerade Gasmotoren hoher Leistungsfähigkeit entwickelt, die überall dort eingesetzt werden, wo billige Gase zur Verfügung stehen, wie Erdgas, Leuchtgas, Ferngas, Faulgas und Sauggas.

¹⁰ Nach Angabe der M.A.N.

¹¹ Diese Ziffern und die folgenden Textangaben nach Mitteilung von Humboldt-Deutz.

⁸ Siehe Anm. 2.

⁹ Angabe der Fried. Krupp Germaniawerft für Ende 1936.

Die Produktion an ortsfesten und Schiffs-Dieselmotoren hat bei den Motoren-Werken Mannheim bis heute auf nahezu 1 Million PS geführt¹². Diese waren — soweit Schiffsmotoren — hauptsächlich direkt umsteuerbare Schnellläufer in den Größen von 500—1200 PS Einzelleistung, — die größeren fast durchweg Sechs- bzw. Achtzylindermaschinen bei Drehzahlen zwischen 1250 und 600/min.

Wenn im vorstehenden nach den bestehenden Möglichkeiten eine etwas ausführlichere Würdigung wesentlicher Entwicklungsvorgänge und Leistungen im Dieselmotorenbau versucht wurde, so wollen diese Ausführungen in keiner Weise den Anspruch auf eine selbst nur angenähert vollständige Aufzählung der Tatsachen und der an der Einführung und Vervollkommnung des Dieselmotors beteiligten Firmen

erheben. Man dürfte bei genauerem Vorgehen nicht die Verdienste und Leistungen übergehen, welche Firmen, wie die A E G, Berlin, Deutsche Werke Kiel A.-G., F. Schichau G. m. b. H., Elbing, Güldner Motoren-Werke, Aschaffenburg, Werkspoor, Rotterdam, die Firma Junkers, Dessau, die Hanseatischen Motorenwerke, Hamburg, die Hamburger Motorenfabrik Carl Jastram, die Wumag, Görlitz, Daimler-Benz, Maybach u. a., mit dieser Entwicklung verbinden. Insoweit als Vorgänge und Leistungsziffern, die nach Ansicht Beteiligten in diesem Rahmen hätten erwähnt werden sollen, fehlen, wird die Zeitschrift zur Veröffentlichung ihr etwa zugehender ergänzender Mitteilungen im Heft des 1. August bereit sein.

Motorrettungsboot „Daniel Denker“ der Deutschen Gesellschaft zur Rettung Schiffbrüchiger.

Von Schiffbau-Ing. K. Oehlmann, VDI, Lemwerder.

Außer den oben bereits aufgeführten Eigenschaften war die Forderung erstklassiger Arbeitsausführung bei Verwendung ausgesuchtesten Materials zu erfüllen.

Durch die großzügige Förderung, die das deutsche Rettungswesen durch den Führer und Reichskanzler erfährt, ist der Rettungsbootbestand der Deutschen Gesellschaft zur Rettung Schiffbrüchiger in den letzten Jahren beträchtlich erweitert und vergrößert worden.

Der vergangene Herbst mit seinen Stürmen hat wieder einmal gezeigt, wie notwendig der Ausbau der deutschen Küstenstationen ist, und wie erfolgreich die Männer mit ihren seetüchtigen Motorbooten in so vielen Fällen den Elementen ihre Opfer wieder entrissen haben. Wenn trotzdem die deutsche Handels- und Kriegsmarine so viele Opfer zu verzeichnen hat, so soll es der Gesellschaft im Verein mit den Werften nur Ansporn sein, den Bootspark mit noch größeren, leistungsfähigeren und seetüchtigeren Booten zu verstärken, wobei alle bisher gesammelten Erfahrungen ausgenutzt werden müssen, um ein Höchstmaß an Seefähigkeit, Manövrierfähigkeit, Stabilität und Betriebssicherheit herauszuholen.

Zu den modernsten Booten der Gesellschaft gehört das Motorrettungsboot „Daniel Denker“, ein Boot, bei dem die 30jährige Erfahrung der Bootswerft von Abeking & Rasmussen im Bau derartiger Spezialfahrzeuge zugrunde gelegt worden ist.



Abb. 1. „Daniel Denker“ während der Probefahrt.

Erstmalig wurde bei diesem Rettungsboot nach einer Reihe von Jahren wiederum der reine Holzbau für den Rumpf angewandt, wie es bereits bei den kleineren offenen Rettungsbooten der Fall ist.

Die inzwischen gesammelten Erfahrungen mit den größeren gedeckten Rettungsbooten in Stahlausführung haben zu dieser Maßnahme Anlaß gegeben.

Ein weiteres Merkmal dieses Bootes ist die Besegelung, die nicht nur in Form von Stützsegeln für Rettungsfahrten, sondern als eine reine Besegelung ohne Zuhilfenahme der Maschine für Inspektionsfahrten längs der deutschen Küste zur Verwendung kommt (Abb. 2 u. 4).

Die Abmessungen des Bootes sind die folgenden:

Länge über alles	15,22 m
Länge CWL	13,90 „
Größte Breite	4,34 „
Seitenhöhe	1,99 „
Größter Tiefgang	1,04 „

¹² Angabe der M. W. M. von Mai 1937.

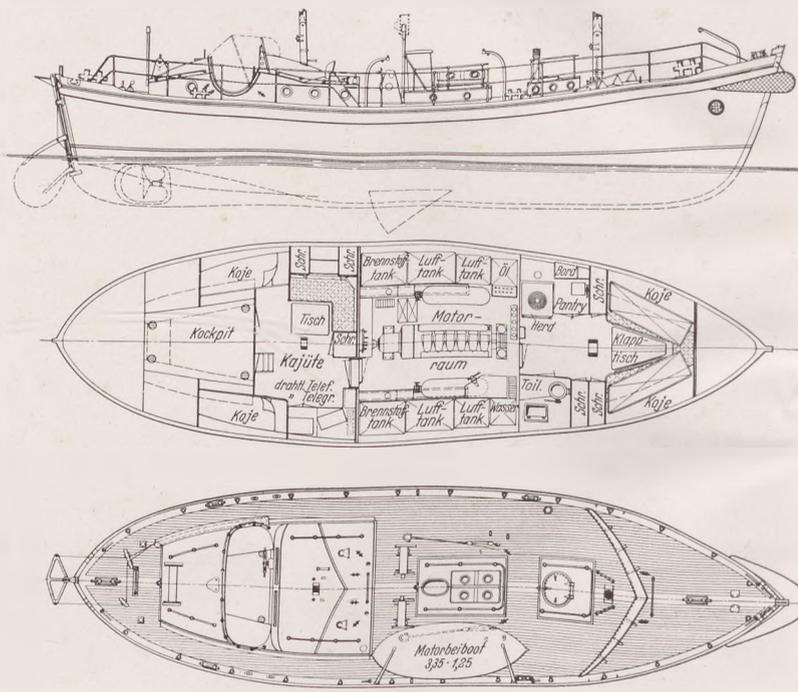


Abb. 2. Seitenansicht und Deckspläne.

Die Arbeitsausführung und die Materialabmessungen sind dem hier abgebildeten Hauptspant zu entnehmen (Abb. 3).

Die Außenhaut, aus Teakholz in doppelt-karweeler Bauart und kupferfest genietet, ist unter der Wasserlinie bis etwa Oberkante-Farbenstrak mit halbhart- und blankgewalztem Kupferblech beschlagen.

Das Ruderblatt ist ganz gekupfert, die Schwertkästen sind innen bis etwa 300 mm über der Wasserlinie ebenfalls gekupfert. Das Deck ist in schmalen Planken verlegt und besteht aus Teakholz. Die Außenhaut ist innen durch Eichenspanen nach Bauart Abeking & Rasmussen ausgesteift. Im Bereiche des Motorraumes sind außerdem zwei Rahmenspanen aus Schiffbaustahl, vollständig elektrisch geschweißt, angeordnet.

Das zur Vermeidung von Schwingungen besonders lang und kräftig ausgebildete Motorenfundament ist aus Schiffbaustahl von G.L.-Test angefertigt. Die Bodenwangen außerhalb des Maschinenraumes bestehen aus Eichenholz.

Fünf wasserdichte stählerne Schotte teilen das Boot in sechs wasserdichte Abteilungen. Die Schotte werden durch Stahlspanten auf eingebogenen Spanten mit der Außenhaut wasserdicht verbunden. Die Kollisionsschotte haben Mannlöcher, die beiden Maschinenraum-schotte wasserdichte Türen aus Stahl mit Vorreifern und Gummidichtungen.

Der Fußboden vorn und hinten und im Maschinenraum besteht aus doppelt-diagonal verlegten Planken aus Pine und ist losnehmbar angeordnet. Die einzelnen Tafeln können wasserdicht verschraubt werden. Der Fußboden im Maschinenraum ist außerdem mit Leicht-

metallriffelblech und der Fußboden in den Kajüten mit Linoleum in Messingschienenfassung belegt.

Unter dem Cockpit, in der achteren Kajüte und im Motorenraum sind, um das Boot unsinkbar zu machen, Lufttanks aus Yellow-Blech aufgestellt.

Die vier Mann starke Besatzung ist in einer Vorder- und Achterkajüte untergebracht. Die vordere Kajüte für zwei Mann ist mit einer umlaufenden Bank mit Auflegelolster, zwei Gasrohrkojen darüber, einem Klapptisch, zwei Kleiderschränken und verschiedenen Borden ausgestattet. An B.B.-Seite im vorderen Raum ist die Pantry mit Aufwasch, Vorratsschrank und einem kombinierten Koch- und Heizherd aufgestellt. Der Ofen ist ein Zentralheizofen, System Narrag-Classic. Von hier aus wird der Motorenraum und die achtere Kajüte

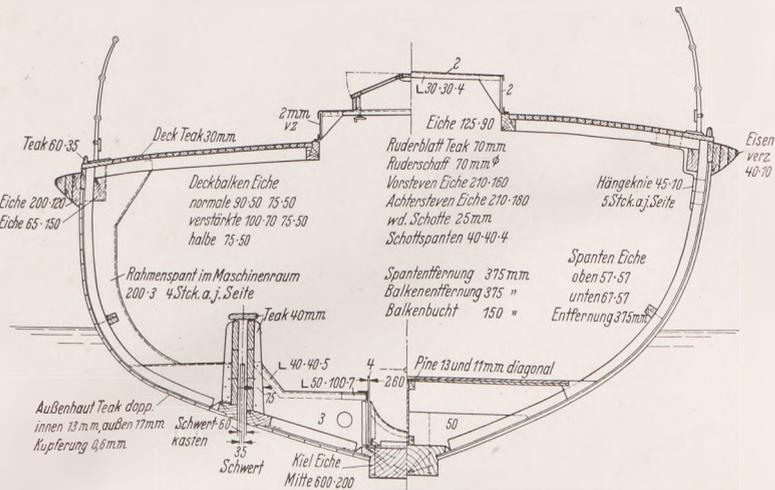


Abb. 3. Hauptspann des „Daniel Denker“.

geheizt. An St.B.-Seite liegt in einem abgeschlossenen Raum die Toilette mit Unterwasserpumpklosett und einem Waschbecken. Der ganze vordere Raum ist aus naturlackiertem Mahagoni hergestellt.

Die achtere Kajüte für den Schiffsführer und Funker ist mit zwei Kojen, einem Sofa, einem Tisch, einem Kleiderschrank, Sofaschrank und einem Kartentisch, in dem gleichzeitig die drahtlose Telephonie und Telegraphie untergebracht ist, ausgestattet.

Sämtliche Decksaufbauten sind aus verzinktem S.M.-Stahl angefertigt. Der vordere Aufbau dient als Niedergang zur vorderen Kajüte; der mittlere Aufbau ist losnehmbar ausgebildet zur bequemen Demontage des Motors. In dem hinteren Aufbau, dessen Vorderteil über der Kajüte liegt, und in dem der Niedergang eingebaut ist, ist der Führerstand angeordnet. Der hintere Teil des hinteren Aufbaus ist als Schutz über dem Cockpit angeordnet.

Das Cockpit, aus S.M.-Stahl, ist wasserdicht und selbsttlenzend ausgeführt. Im Steuerstand sind der Handsteuerapparat, die Bedienungsinstrumente und -elemente für den Motor untergebracht. An jeder Seite des Cockpits ist eine feste Bank sowie ein Klapptisch für Seekarten eingebaut.

Alle Räume, insbesondere die bewohnten und der Motorenraum, haben eine ausreichende natürliche Beleuchtung und Belüftung erhalten. Als künstliche Beleuchtung hat das Boot elektrische Lampen. Der Strom wird der vom Motor angetriebenen Lichtmaschine bzw. den Batterien entnommen.

Inventar und Ausrüstung sind in einem Umfang, wie er für Boote dieser Art üblich und erforderlich ist, mitgeliefert.

Masten und Rundhölzer sind aus Pine angefertigt und aus mehreren Teilen verleimt, um ein Höchstmaß an Festigkeit bei geringstem Gewicht zu gewährleisten. Die Masten sind als Klappmasten ausgeführt (Abb. 4).

Das Fahrzeug hat eine vollständige Takelage aus erprobtem hochwertigem verzinktem Stahldrahttauwerk, Wantenspannern und Beschlägen nach Konstruktion von Abeking & Rasmussen sowie eine vollständige Ausrüstung an laufendem Gut aus Stahldrahttauwerk und Tauwerk für Fallen, Vorläufer, Streckertaljen usw. mit den erforderlichen Haken, Schäkeln und Blöcken erhalten.

Zum Gebrauch als Bereisungsboot erhielt das Boot folgende Segel aus Mako: ein Großsegel, ein Besansegel, eine Fock, ein Besanstagsegel, ein Ballon, für den Gebrauch als Rettungsboot außerdem ein Trysegel und eine Sturmfock. Die Groß- und Besansegel haben Binde-refs und werden an die Rundhölzer angereiht.

Die Decksrüstung besteht aus Pollern, Klampen usw. aus

feuerverzinktem Stahl oder polierter Bronze in reichlicher Zahl und zweckmäßig verteilt und angeordnet. Rings um das Deck ist ein Geländer aus geschmiedeten Stützen und Gasrohrdurchzügen. Im Bereiche des Steuerstandes sind Kettendurchzüge vorgesehen.

Das Motorrettungsboot ist mit einem 3 m-Motorbeiboot aus geklinkertem Mahagoni ausgerüstet. Das Boot ist als Brandungsboot gebaut und hat einen 5—6 PS-BUB-Benzinmotor.

Das Rettungsboot ist mit den erforderlichen und vorgeschriebenen Positionslaternen einschließlich einem starken Zeiss-Scheinwerfer ausgerüstet. Die Positionslampen haben als Notbeleuchtung Petroleum-einsätze. Das Boot erhielt weiterhin die notwendigen Signaleinrichtungen und nautischen Instrumente.

Als Antriebsmotor ist ein 6-Zyl.-Benz-Dieselmotor der Motorenwerke Mannheim, und zwar die Type RSK 20 S eingebaut, die bei 975 Umdr./min 125 PS leistet. Der Motor ist mit allen Zubehörteilen einschließlich Wendegetriebe, Lichtmaschine und Batterien, zwei Anlaßluftflaschen, einem Auspufftopf, einer angehängten Kühlwasser- und Lenzpumpe usw. geliefert. Die Bedienung des Motors geschieht vom Steuerstand aus.

Die Welle besteht aus Spezialbronze, das Stevenrohr aus Messing und die Stevenrohrarmaturen und Propeller aus Bronze. An jeder Seite im Motorenraum ist je ein Brennstofftank von 600 l Inhalt eingebaut und außerdem ein Tagestank von 50 l unter dem Aufbaudach. Ein reichlich bemessener Schmieröltank ist gleichfalls im Motorraum aufgestellt. Der Frischwasservorrat ist in einem Tank von 230 l Inhalt untergebracht und befindet sich ebenfalls im Maschinenraum.

Außer dem am Motor angehängten Lenzpumpe, die an alle Räume angeschlossen ist, hat das Boot eine Handflügelpumpe im Motorenraum.

Das Boot ist mit drei Handfeuerlöschern ausgestattet, die in den einzelnen Räumen untergebracht sind.

Auf der Probefahrt hat das Boot eine Geschwindigkeit von 9 Meilen erreicht. Bei den sehr umfangreichen Erprobungen auf der Nordsee um Helgoland mit Motor und unter Segel hat das Boot die besten Eigenschaften gezeigt und erfüllt zur vollen Zufriedenheit aller Beteiligten seinen Dienst. Es ist bei der Rettungsstation in Helgoland stationiert und wird im Sommer als Inspektionsboot bei der Gesellschaft verwendet.

Eine derartige Inspektionsreise führte das Boot beispielsweise im

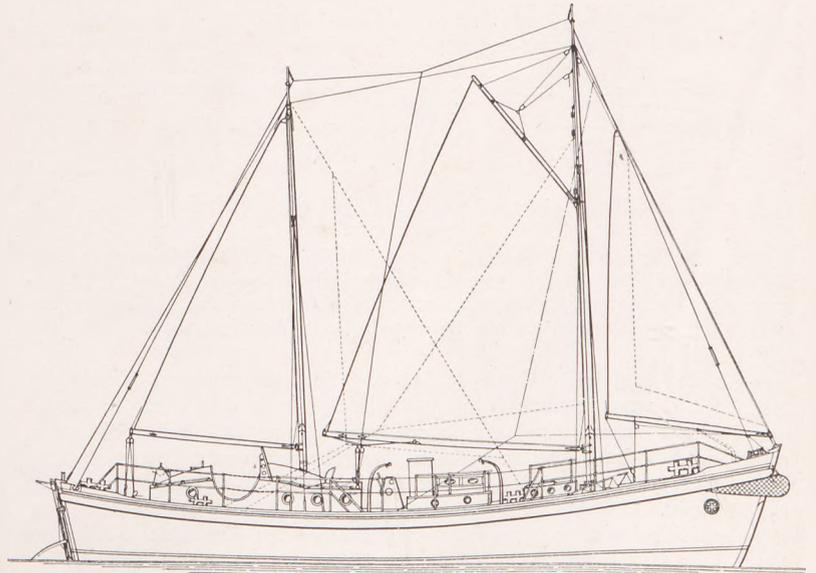


Abb. 4. Takelriß.

vergangenen Herbst zu allen deutschen Küstenstationen bis nach Pillau, wobei es sich auch bei ungünstigstem Wetter bestens bewährt hat. In einem Bericht an die Rettungsstation Helgoland äußerte sich der Vormann des Rettungsbootes über dessen Eigenschaften folgendermaßen: „Das Boot arbeitete in der hohen See ausgezeichnet, ebenso der Motor. Die Rettungsmannschaft war von dem Arbeiten des Bootes sehr begeistert und äußerte mir ihr Zutrauen zum Boot und Motor.“

Gelegentlich der Tagung aller Rettungsgesellschaften der Welt in Göttingen wurde das Boot den annähernd 150 Tagungsteilnehmern vorgeführt, wobei die Arbeitsausführung und die Konstruktion allseitigen Beifall fand.

Eichfähige Kranwaagen zur Bestimmung der Gewichte von Massengütern beim Umschlag in Häfen.

Von Fr. Riedig VDI, Zeulenroda.

Wenn beim Umschlag von Massengütern die Gewichte durch in die Krane eingebaute eichfähige Waagen bestimmt werden sollen, so muß dabei in Deutschland dem deutschen Eichgesetz Rechnung getragen sein. Dadurch wird aber die Ausbildung einer Waage schwierig. Eichfähige Waagen sind nötig, wenn die Massengüter in Fahrzeuge des öffentlichen Verkehrs, z. B. die Eisenbahn, umzuschlagen sind und eine nochmalige Verwiegung für die Frachtberechnung u. dgl. durch eine amtliche Stelle unterbleiben soll. Durch die Vereinigung des Umschlagsvorganges mit der Gewichtsbestimmung durch eichfähige Waagen wird die Abfertigung beschleunigt und Kosten im Hafenbetrieb gespart, so daß sich der Einbau eichfähiger Waagen in die Krane trotz der höheren Ausgaben, die eine eichfähige Waage gegenüber gewöhnlichen Hebezugwaagen verursacht, lohnt.

Die bisherigen eichfähigen Waagen, die meist als Seilzugwaagen ausgebildet waren¹, hatten Laufgewichtsbalken. Da mit dem Einstellen des Laufgewichtes ein Zeitverlust verbunden war, den man zwecks Beschleunigung und Verbilligung des Umschlagsvorganges vermeiden mußte, durfte die Gewichtsermittlung nicht mehr von Hand wie bei den früheren Laufgewichtswaagen vorgenommen werden, sondern mußte völlig selbsttätig geschehen. Statt des Laufgewichtsbalkens fügten daher Albert Essmann & Co. einen selbsttätigen „Wiegeschrank“ in die Waagen ein.

Die in den Lastseilen wirkenden senkrechten Kräfte übertragen sich zunächst durch das Gehänge a (Abb. 1) auf den im Drehpunkt b

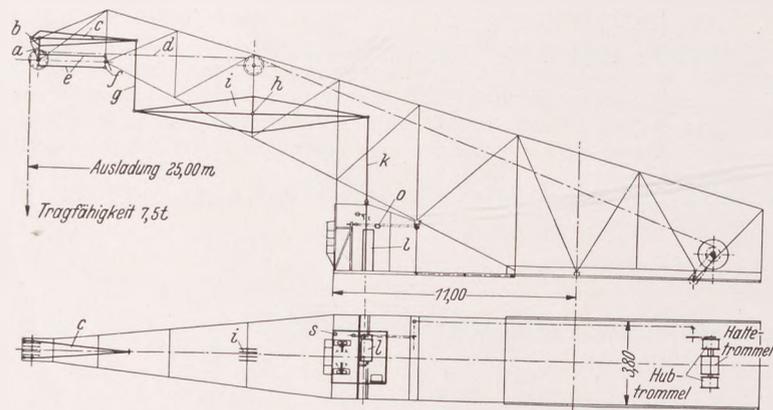


Abb. 1. Darstellung einer eichfähigen Seilzugwaage mit selbsttätigem Wiegeschrank.

a Gehänge, b, f, h Drehpunkte, c ungleicharmiger Hebel, d waagerechtes Seilstück, e Parallellinker, g Druckstange, i gleicharmiger Hebel, k Hebelgestänge, l selbsttätiger Wiegeschrank, o Taralaufgewicht für überhängendes Lastseil an der Schnabelrolle, s Anzeigelampe.

gelagerten ungleicharmigen Hebel c. Die waagerechten Kräfte im Seilstück d werden durch die Parallellinker e in den Drehpunkten f unmittelbar auf das Auslegergerüst abgeleitet, so daß sie beim Wiegen ohne Einfluß sind. An den früheren Ausführungen war die zweite Seilrolle für den waagerechten Seilstrang ebenfalls an der Auslagerspitze angebracht. Um das Kippmoment des Kranes zu verringern, ist an den jetzigen Ausführungen diese Seilrolle in den Ausleger selbst verlegt. Der Druck am freien Ende des Hebels c, der meist nur $\frac{1}{10}$ bis $\frac{1}{12}$ der senkrechten Kraft an der Schnabelrolle entspricht, wird über die Druckstange g auf den im Drehpunkte h gelagerten gleicharmigen Hebel i und durch das Hebelgestänge k auf eine Zugstange übertragen, die am selbsttätigen Wiegeschrank l angreift.

Die Arbeitsweise der im Wiegeschrank untergebrachten Waage baut sich auf dem Grundgedanken auf, daß bei einem einfachen Schneidenpendel der Tangenswert des Ausschlagwinkels verhältnismäßig zur Belastung ist.

Im Wiegeschrank (Abb. 2) wird die Zugkraft in der Stange l über mehrere Hebel auf ein solches Schneidenpendel weitergeleitet, das sich entsprechend der Last in einem Winkel frei einstellt. Sobald sich das Pendel eingestellt hat, wird es in dieser Lage durch eine Klemmvorrichtung festgehalten, die über einen Hebel durch eine Kurvenscheibe gesteuert wird. Gemessen wird der Ausschlag des Pendels durch Verschieben einer Zahnstange aus der Nullstellung bis zum Anschlag an eine Stoßplatte des Pendels. Die Schwingungen des Pendels hören infolge einer Öldämpfung rasch auf. Die Steuerung der Zahnstange, die in einem Gleitstück verschiebbar ist, geschieht auch

wieder durch eine Kurvenscheibe. Zum Antrieb der beiden Kurvenscheiben dient ein kleiner Elektromotor, der außerdem weitere Kurvenscheiben, z. B. zur Steuerung des Endausschalters und der Anzeigelampe s (Abb. 1), antreibt.

Mit der Zahnstange steht ein auf einer Welle befestigtes Zahnrad dauernd im Eingriff. Die Drehung dieser Welle ist der am Kranseil hängenden Last verhältnismäßig. An die Welle sind das Anzeige- und Zusammenzählwerk angeschlossen.



Abb. 2. Selbsttätiger Wiegeschrank.

l Zugstange, n Druckknopf zum Einschalten des Wiegeschrankes, p Drehknopf zum Ein- und Ausschalten des Zusammenzählwerkes.

Ein Wiegevorgang vollzieht sich wie folgt: Wenn durch Drücken des Knopfschalters n (Abb. 2) der Motor des Wiegeschrankes angelassen ist und sich alle Steuernocken drehen, öffnet sich die Klemme am Pendel, die Anzeigelampe leuchtet auf und das Pendel spielt ein. Darauf wird das Pendel in seiner Stellung festgeklemmt, und der Vorschub der Zahnstange beginnt, wobei sich gleichzeitig die Zahlenscheiben drehen. Sobald die Zahnstange an der Stoßplatte am Pendel angestoßen und der Vorschub beendet ist, erlöscht die Anzeigelampe, die Zahlenscheiben stehen still und die Wiegeergebnisse können ab-

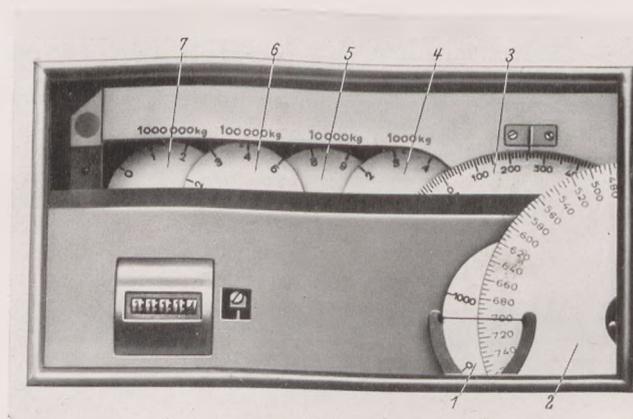


Abb. 3. Zahlenscheiben im selbsttätigen Wiegeschrank.
1; 2 Zahlenscheiben zum Ablesen e i n e r Wiegung, 3 bis 7 Zahlenscheiben des Zusammenzählwerkes.

¹ Werft Reed. Hafen 6 (1933) S. 80.

gelesen werden. Das Zusammenzählwerk hält gleichzeitig an, und der Zähler, der die Anzahl der Wägungen anzeigt, wird ausgelöst. Im Anschluß daran laufen die Zahnstange und die Zahlenscheiben für die Einzelwägungen in die Nullstellung zurück (die Zahlenscheiben des Zusammenzählwerkes bleiben stehen), und der Antriebsmotor schaltet sich selbsttätig aus. Die einzelnen Wiegeergebnisse liest man an den Zahlenscheiben 1 und 2 (Abb. 3) und die zusammengezählten Gewichte an den Zahlenscheiben 3 bis 7 ab.

Wird die Waage überlastet, so tritt eine Unterbrechung des elektrischen Stromes ein (Eichvorschrift), so daß der Motor im Wiegeschrank nicht angelassen werden kann. Erst nach dem Beseitigen der Überlast schaltet sich der Strom selbsttätig wieder ein.

Parallel mit dem Druckknopf n (Abb. 2) kann im Führerstand des Kranes ein zweiter Druckknopf angebracht werden, so daß der Wiegeschrank von zwei Stellen aus eingeschaltet werden kann und der Kranführer in der Lage ist, die Waage selbst zu bedienen.

Der Ausgleich der überhängenden Seilgewichte beim Wiegen der Lasten in verschiedenen Höhenlagen geschieht, wie auch an den früheren Ausführungen eichfähiger Seilzugwaagen, durch das von der Hubtrommel angetriebene selbsttätige Taralaufgewicht o (Abb. 1).

Mit den neuen Seilzugwaagen wurden bereits 13 Krananlagen versehen. Es sind u. a. zwei Drehkrane der Hedwigshütte in Stettin (Kranbau Demag A.-G. (Abb. 4) mit je 7,5 t Tragfähigkeit bei 25 m Ausladung. Die Waagen, deren Wiegefähigkeiten je 5 t betragen, wurden im Juli 1936 geeicht. Ferner wurden nachträglich in drei Drehlaufkatzen von je 5 t Tragfähigkeit der Stettiner Hafengesellschaft selbsttätige Seilzugwaagen dieser Art mit einer Wiegefähigkeit

von je 9 t eingebaut. Die letzte Waage wurde im Dezember 1936 geeicht. Die Änderungen, die an der Drehlaufkatze nötig waren, führte die Demag A.-G. aus. Außerdem erhält die Drehlaufkatze (10 t Tragfähigkeit) der neuen von der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg A.-G. gebauten Verladebrücke der Stettiner Hafengesellschaft, die im Laufe dieses Sommers fertig werden wird, eine solche Seilzugwaage (7 t Wiegefähigkeit) mit selbsttätigem Wiegeschrank.



Abb. 4. Drehkran (Hedwigshütte Stettin) von 7,5 t Tragfähigkeit bei 25 m Ausladung mit eingebauter geeichter, selbsttätiger Wiegeschrank-Seilzugwaage. Wiegefähigkeit bis 5 t.

Wichtige Fachliteratur.

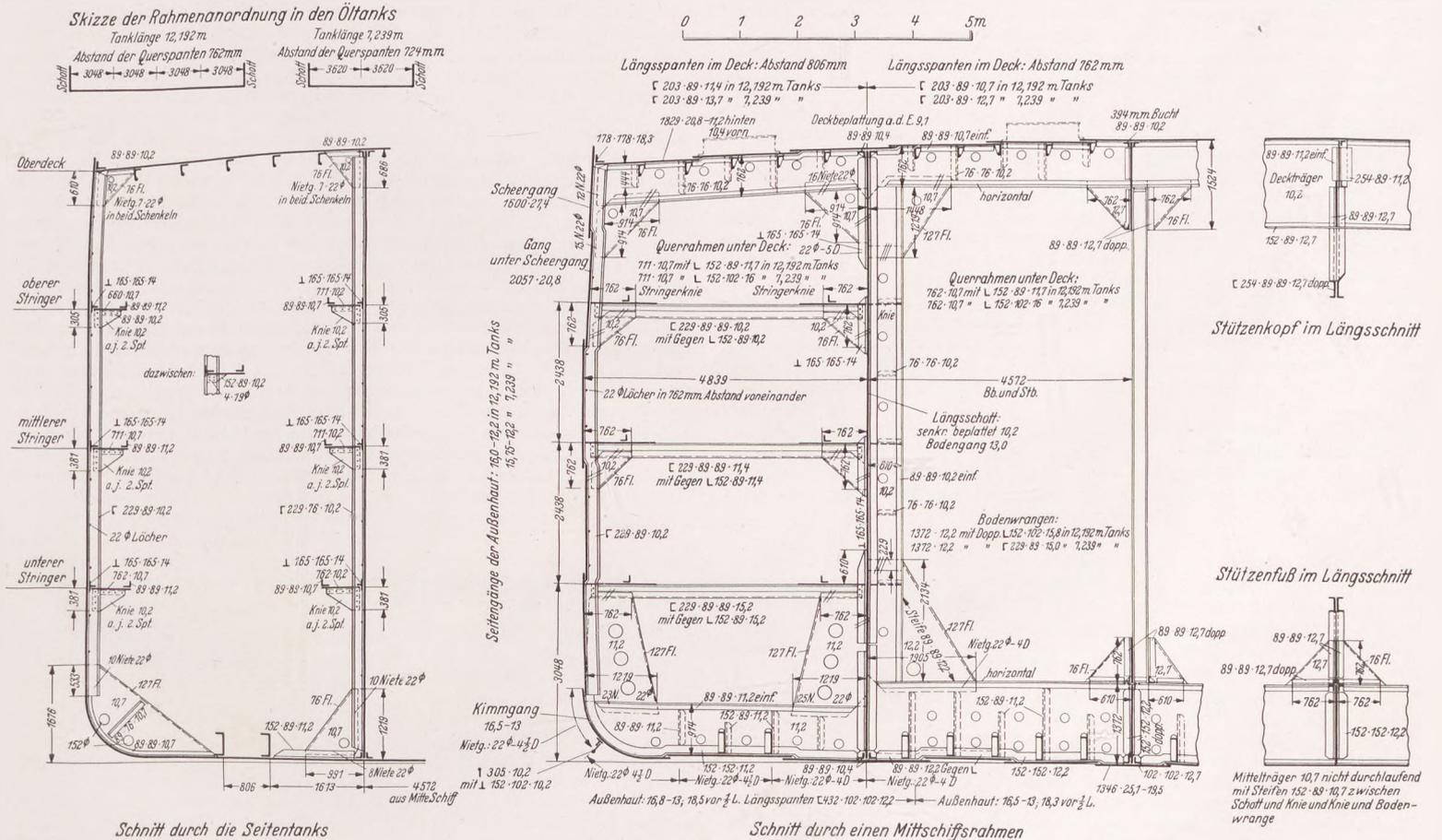
Auszüge.

SB Seegehende Sonderschiffe.

Fa 85. 1 S. Tankmotorschiff „British Endurance“. (Motor Ship, Lond., November 1936, S. 282—289, Längsschnitt, 2 Deckspläne, Maschinenanlage, Schema der Übernahme- und Saugleitungen für das Ladeöl im Längsschnitt und in zwei Grundrissen, Rohranordnung im hinteren Pumpenraum, Hauptspant, 13 Lichtb.) Das Schiff ist ein Beispiel für die sich wachsende Beliebtheit erfreuende Bauweise mit 2 Längsschotten und einer Vereinigung der Längs- und Querspantenbauart. Die Längsschotte sind hier etwa $\frac{1}{4}$ B aus der Schiffsmittle angeordnet, so daß die mittleren Tanks rund die doppelte Breite der äußeren haben. Längsspanten sind nur im Deck und im Boden vorgesehen, in den Seitentanks befinden sich im Boden nur zwei

Längsspanten. Die Aussteifung der Außenhaut und Längsschotte besorgen Querspanten. Bemerkenswert ist die Rahmenspantkonstruktion des Mittel-tanks mit dem Übergang nach den Bodenwrangen. Die Länge der Ladetanks ist vorn (Tank 1 und 2) und hinten (Tanks 7, 8 und 9) je 7,239 m = 23' 9'' von Querschott bis Querschott, die mittleren Tanks 3 bis 6 haben eine Länge von je 12,192 m = 40'. Zwischen den drei Gruppen sind Pumpenräume angeordnet. In den kurzen Tanks ist jeweils ein Querrahmen, in den längeren Tanks sind je 3 Querrahmen mit gleichem Abstand untereinander und von den Querschotten vorhanden. Petr. Einzelheiten der Konstruktion s. die beige-fügte Hauptspantzeichnung.

Das Schiff ist das zweite aus einer Serie von 18 Schiffen, von denen neun



Tankmotorschiff „British Endurance“: Hauptspant.

als Antrieb einen Doxford-Motor mit gegenläufigen Kolben und die übrigen neun Viertaktmaschinen mit Aufladung von Harland & Wolff und Kincaid erhalten.

Die Hauptangaben dieser Schiffe sind: L ü. a. = rd. 146,06 m (481'), LL = 141,489 m (464' 2 1/2"), B = 18,821 m (61' 9"), H = 10,376 m (34' 0 1/2"), T bis Sommerfreibord = 8,381 m (27' 6"), Tragf. = 12445 t (12250 ts), Dienstgeschw. = 11,5 kn, Normalleistung: 3260 PSi = 2850 PSe bei n = 98 i. d. Min., Höchstleistung: 4000 PSi = 3450 PSe bei n = 105 i. d. Min., Doxford-Motor: 4 Zylinder mit 600 mm Durchmesser und 2320 mm gemeinsamem Kolbenhub. Treibölvorrat rd. 850 ts, Frischwasser rd. 63,5 t, Leistung der Ladeölpumpen insgesamt 920 ts/Std. (Wasser).

Die Reederei ist die British Tanker Co. Die Bauten sind auf mehrere Werften verteilt. Mit einem Modell dieser Schiffe sind Schleppversuche in

Teddington ausgeführt worden. Die Schiffe haben Kreuzerheck und Oertz-Ruder erhalten. Die Aufbauten bestehen, wie üblich, aus Poop, Brücke und Back. Die Matrosen und Heizer haben ihre Wohnräume unter der Back, die Offiziere in den Brückenaufbauten, die Ingenieure in der Poop und einem Deckshaus darüber. Infolge der Höhe des Hauptmotors ist der größte Teil der Poop für maschinenbauliche Zwecke beansprucht. Zur Stromerzeugung sind zwei Dieselmotoren von je 30 kW vorhanden. Die Pumpen und Hilfsmaschinen haben durchweg Dampftrieb. Von den beiden Dampfkesseln ist einer für Abgasfeuerung, der andere nur für Ölfeuerung eingerichtet. Da die Schiffe während der Reisen schwere Sandstürme antreffen, sind die Thermotank-Einheiten zum Heizen und Belüften der Wohnräume mit besonderen Filtern versehen.

Kl.

Bücherschau.

Schweißverbindungen im Kessel- und Behälterbau. Von Obering, E. Höhn, Zürich. Verlag Julius Springer, Berlin. 1935. Preis RM 12,60.

Die Erfolge auf dem Gebiete der Elektroschweißung von Kesseln und Behältern haben den Verfasser veranlaßt, die bisherigen Erfahrungen und Versuchsergebnisse in Buchform herauszugeben mit dem ausgesprochenen Zweck, den Gestalter von der überlieferten Formgebung für Nietung zu befreien.

Der erste Abschnitt behandelt Technologie sowie Grund- und Zusatzwerkstoffe, insbesondere den Einfluß der Temperatur, Alterung und Rekristallisation. In dem längsten Abschnitt „Festigkeit“ findet der Gestalter wertvolle Angaben über Bruchgefahr. Die Berechnung der Stumpf- und Kehlnähte nimmt einen breiten Raum ein und wird an gut gewählten Beispielen vorgeführt. Die heikle Frage der Schrumpfung geschweißter Verbindungen wird dem Betriebsmann durch wertvolle Fingerzeige erleichtert und Maßnahmen zur Verminderung der Schrumpfung angeführt. Der Abschnitt „Versuche mit geschweißten Verbindungen“ zeigt die Bewährung von Stumpf- und Kehlnähten mit und ohne Laschen unter verschiedenen Beanspruchungen.

Hat in den bisherigen Ausführungen des Buches der Leser sich ein klares Bild über die Beurteilung geschweißter Verbindungen gemacht, so findet er in dem vierten Abschnitt eine eingehende Behandlung der Anwendung der Schweißung im Kessel-, Behälter- und Rohrleitungsbau. Die Anordnung von Rund- und Längsnähten, Wahl der Nahtform, Berechnung der Nähte, Verstärkungen, Aussteifungen und Anschlüsse werden in zahlreichen Ausführungen dargestellt und kritischer Betrachtung unterzogen. Hervorgehoben zu werden verdienen Beispiele von Dampfmantel- und Feuerbuchverbindungen sowie geschweißte Verbindungen gekuppelter Doppelböden. Der letzte Abschnitt „Sicherungsmaßnahmen“ führt über die wohl recht selten bleibende Anordnung von Schweißnähten im Schraubengang zur Anwendung von Laschen als Gestaltungselement.

In kurzer übersichtlicher Form gibt das Buch dem Gestalter erschöpfend Auskunft über die Fragen, die beim Entwurf elektrisch geschweißter Kessel und Behälter auftreten, so daß sein beabsichtigter Zweck durchaus erfüllt sein dürfte. Es wird auch dem Betriebsingenieur durch zahlreiche Hinweise ein willkommener Ratgeber sein.

Der klare Text wird ergänzt durch sauber und sorgfältig ausgeführte Skizzen und Schaubilder sowie durch Zahlentafeln mit wirklich brauchbaren Werten. Zahlreiche Schriftumbinweise erleichtern den Nachgang der einzelnen Sondergebiete.

H. Heinicke, VDI.

Darstellung der Wege der heutigen Dampferouten im Mittelmeer unter Würdigung der wirtschaftlichen und politisch-geographischen Bedeutung der Haupttrouten. Von Dr. Wilhelm Keller. 45 S. mit 29 Tafeln. Würzburg: Verlag von Konrad Triltsch 1934. Preis RM 3,—.

Der Verfasser hat sich die Aufgabe gestellt, in zahlreichen Tafeln den verwinkelten Verkehr auf dem Mittelmeere darzustellen. Aus dem Linienfeld dieser Tafeln ist ersichtlich, welche Staaten und in welchem Umfang sie am Verkehr beteiligt sind. Das Buch enthält außerdem Angaben über die Handelsentwicklung aller am Mittelmeer beteiligten Staaten sowohl in wirtschaftlicher wie in politischer Hinsicht. Es ist eine sehr wertvolle Darstellung eines Teilausschnittes des Weltseeverkehrs und Interessenten zu empfehlen. — Für eine Neuauflage ist zu empfehlen, die entbehrlichen Fremdwörter auszumerzen, z. B. Dampferouten durch Dampferwege zu ersetzen usw.

Peters.

Beiträge zur betriebswirtschaftlichen Beurteilung der Rangierarbeit auf Hafenbahngleisen. Von Dr.-Ing. Kurt Förster. Verlag von Konrad Triltsch, Würzburg-Aumühle 1936. Preis RM 3,—.

Das Ziel des Buches ist, „eine systematische Darstellung der prin-

zipiellen Kostenentwicklung schwieriger und vielseitiger Verkehrsbetriebe wie die Hafenbahnen“ zu geben. Der Verfasser ist sich über die Schwierigkeiten seiner Aufgabe klar. Gerade Hafenanlagen sind durch geschichtliche, örtlich bedingte Verhältnisse und politische Einflüsse so stark beeinflusst, daß etwa eine Bestimmung der absoluten Kostenhöhe sicher interessant ist, aber keine allgemein-wissenschaftliche Bedeutung haben kann, auch für Vergleichsrechnungen nicht brauchbar ist. Maßgebend ist für jede Vergleichsrechnung nur die relativ beste Wirtschaftlichkeit. Der Verfasser macht den Versuch — meines Wissens ist es der erste in dieser umfassenden und konsequent durchgeführten Form —, die Bedienungs- und Verteilungsarbeit im Hafenbahnsystem betriebswirtschaftlich zu erfassen. Mit dem ganzen Rüstzeug der Betriebswirtschaftslehre werden die einzelnen Faktoren des Kostenaufwandes behandelt und die verschiedenen Betriebskosten in ihrer Abhängigkeit von der Verkehrsstärke, dem Arbeitsverfahren, der Anlage kurvenmäßig verfolgt. Um neben der wichtigen Einzeluntersuchung der Betriebseinheiten ein wirtschaftliches Gesamtbild des Rangierbetriebes in einem größeren Hafenbahnnetz zu erhalten, wird als Abschluß das Zusammenwirken mehrerer Betriebseinheiten und die Ermittlung ihrer günstigsten Arbeitsweise behandelt. Die streng mathematisch ermittelten Kostenentwicklungen sind für den ungeschulten Betriebsmann schwer zu verfolgen. Ihre Ergebnisse sind aber so interessant und regen so zur Untersuchung im eigenen Betrieb an, daß die Anstrengung der Lektüre sich lohnt. Da gerade im Eisenbahnbetrieb noch überwiegend nach praktischen Überlegungen gearbeitet wird und die betriebswirtschaftlichen Untersuchungen noch sehr sparsam angestellt werden, füllt die Arbeit von Dr. Förster eine Lücke aus. Die dem Buch angefügte Literaturzusammenstellung ist erschöpfend.

Mühlradt.

Die Dampfkessel. Von Dr.-Ing. A. Loschge. Zugleich 8. vollständig umgearbeitete Auflage von Tetzner-Heinrich: Die Dampfkessel. Berlin: Julius Springer 1937. 424 S. mit 343 Abb. Preis RM 24,—.

Dem vorliegenden Buch, welches als Lehr- und Handbuch für Studierende technischer Schulen sowie für Ingenieure der Praxis bestimmt ist, ist das bekannte, im Jahre 1923 zuletzt erschienene Werk von Tetzner zugrunde gelegt. Der Verfasser hat aus diesem die logische Einteilung übernommen, der Inhalt mußte jedoch der seitdem eingetretenen Entwicklung der Kessel und ihrer Feuerungen angepaßt und z. T. umgearbeitet werden. Das Buch bringt im ersten Abschnitt die theoretischen Grundlagen des Kesselbaues hinsichtlich der Dampferzeugung, der Brennstoffe und ihrer Verbrennung sowie der Wärmeübertragung durch Berührung und Strahlung. Überall werden praktisch brauchbare Daten und Rechnungsbeispiele gegeben. Der zweite Abschnitt behandelt die Bauarten der Feuerungen für die verschiedenen Brennstoffe. Besonders ausführlich wird auf die Verbrennungsvorgänge eingegangen; auch werden die Verluste untersucht und die Wärmebilanz aufgestellt. Der dritte Abschnitt enthält eine ausführliche Beschreibung aller vorkommenden Kesselarten bis zu den neuesten Ausführungen im Land- und Schiffsbetrieb sowie aller einschlägigen Zubehörteile, wie Überhitzer, Luft- und Speisewasservorwärmer, Armaturen usw., wobei auch der Wassenumlauf, die Zugerzeugung und andere wichtige Gesichtspunkte berücksichtigt werden. Ferner werden alle Kesselteile auf Festigkeit nach den neuesten Vorschriften und unter Verwendung moderner Werkstoffarten berechnet. Der letzte Abschnitt zeigt als Beispiele die ausführliche Berechnung eines Steilrohrkessels mit Staubfeuerung und eines Zweiflammrohrkessels mit Planrost. Das Buch vereinigt in vorbildlicher Weise Theorie und Konstruktion; es bringt in den vielen vorzüglichen Abbildungen in gleicher Ausführlichkeit Gesamtdarstellungen und Einzelteile und gehört als guter Ratgeber in die Hand eines jeden, der sich mit Kesselanlagen zu befassen hat.

Tapp.

Nachrichten über den Kriegsschiffbau.

NK 37—12. Italienische Schlachtschiffe.

(Fortsetzung.)

Neben dem unter NK 37—9 besprochenen Umbau des Schiffskörpers und der vollständigen Erneuerung der Maschinenanlage wird der Umfang der Modernisierungsarbeiten an der „Cavour“-Klasse besonders durch die weitgehende Änderung der Bewaffnung gekennzeichnet.

Bei den zahlreichen Schiffumbauten, wie sie unter dem Einfluß der vertraglichen Rüstungsbeschränkungen vorgenommen wurden, begrenzen sich im allgemeinen die Änderungen an der schweren Artillerie auf die Vergrößerung der Erhöhungswinkel und den Einbau moderner Feuerleitanlagen. In einigen Fällen z. B. bei den französischen Umbauschiffen, sind die auf dem

Mitteldeck angeordneten Türme ausgebaut worden. Bei einzelnen Kreuzertypen sind ferner die Geschütze der Hauptbewaffnung durch leichtere, schneller feuernde und zur Flugzeugbekämpfung eingerichtete Geschütze von kleinerem Kaliber ersetzt.

Bei „Conte di Cavour“ und „Giulio Cesare“ ist erstmalig die schwere Artillerie durch neue Geschütze von größerem Kaliber — 32 cm statt 30,5 cm — ersetzt worden. Der 30,5 cm-Drillingturm auf dem Mitteldeck ist zum Gewichtsausgleich ausgebaut, so daß die schwere Artillerie jetzt aus zehn 32 cm-Geschützen und zwei überhöhenden Doppeltürmen besteht, die in zwei Gruppen im Vor- und Hinterschiff zusammengefaßt sind. Über die Leistung des neuen Geschützes sind keine Angaben veröffentlicht; ähnlich wie bei den neuen 33 cm-Geschützen der französi-

Tabelle 1. Angaben über italienische Schlachtschiffe.

Stapellauf (Umbau)	„Conte di Cavour“ „Giulio Cesare“		„Ammiraglio Caracciolo“ Klasse ¹	„Vittorio Veneto“, „Littorio“
	vor Umbau 1911	nach Umbau (1934—36)	1920	1937
Typdeplacement . . . t	22 200 ⁴	24 000 ⁴	29 600 ² ?	35 600
Konstruktionsdeplacement t	22 900 ⁵	25 400 ⁵	31 400 ³	—
Länge in der KWL m	175,5	182,0 ⁴ (190,0?) ⁵	210,7	236,51
Länge über Alles . . m	176,0	186,0 ⁴	218,1	—
Breite m	28,0	28,0 ⁴	29,6	32,4
Konstr.-Tiefgang . . m	8,4	9,1 ⁴	9,5 ?	9,35
Seitenhöhe m	13,7	13,7	13,75	—
Konstr.-Geschwindigkeit kn	21,5	27,0	24—25	32
Konstr.-Leistung WPS	24 000	75 000	70 000	150 000
Höchstgeschwindigkeit kn	22,5	—	28	—
Höchstleistung	32 000	—	105 000	—
Zahl der Schrauben	4	4 (2?)	4	—
Maschinensystem	Parsons-Turbinen, direkter Antrieb	Belluzzo-Turbinen mit Getriebe	Turbinen mit Getriebe	Belluzzo-Turbinen mit Getriebe
Kesselanlage ⁶	20 Blechynden bzw. 24 Babcock-Wilcox	8 engr. Wasserrohrkessel	20 Yar-row-Kessel, Heizfläche 12 000 m ²	—
Bewaffnung, Artillerie	13 30,5 cm L/46 18 12 cm L/50 18 7,6 cm L/45	10 32 cm L/ 12 12 cm L/ 8 10 cm Flak 20 — Masch. Flak	8 38,1 cm L/40 12 15,2 cm L/45 12 4 cm Flak	9 38,1 cm L/ — — — — — —
„ Torpedowaffe	2 — 45 cm ↓ SR 1 — 45 cm ↑ HR	?	—	—
„ Flugzeuge	—	4 (2 Schleudern)	—	—
Panzerung, Gürtel	254 ⁷	254 (280?) ⁸	305	—
„ Zitadelle	229 ⁷ —125	229 (170?) ⁸	—	—
„ Kasematte	125	?	150	—
„ Barbetten	280	280	250?	—

schen Marine ist wohl eine verhältnismäßig hohe Mündungsgeschwindigkeit — „Dunkerque“-Geschütze etwa 1000 m/sec — voraussetzen. Die Wahl des ungewöhnlichen Kalibers und die Betrachtung der Gewichts- und Aufstellungsverhältnisse läßt die Vermutung aufkommen, daß dieser Geschütztyp in Anpassung an die Umbaubedingungen für die vier älteren italienischen Schlachtschiffe, von denen noch „Andrea Doria“ und „Caio Duilio“ für eine Erneuerung in Betracht kommen, eigens konstruiert worden ist. Ein Vergleich mit den Abmessungen der 35,6 cm-Drillingtürme der U.S.N. — Barbettedurchmesser 9,8 m gegen 9,5 m des italienischen 30,5 cm-Drillingturms — zeigt jedenfalls die Möglichkeit, auch drei 32 cm-Geschütze in der vorhandenen 30,5 cm-Drillingbarbette unterzubringen.

Das Geschoßgewicht des französischen 33 cm-Geschützes beträgt 500 kg, danach lassen sich für das 32 cm-Geschütz mindestens 460 kg annehmen. Das Geschoßgewicht der Breitseite für die „Cavour“-Klasse beträgt dann 4600 kg gegen 4000 kg der „Dunkerque“.

In Tabelle 1 sind die Angaben über die „Cavour“-Klasse vor und nach dem Umbau mit denjenigen der unten angeführten „Caracciolo“-Klasse und der neuen „Littorio“-Klasse zusammengestellt.

Nach den Angaben über den Umbau der „Cavour“-Klasse soll der Schutz vor allem durch den Einbau eines modernen Torpedoschutzsystems verbessert worden sein; daneben ist anzunehmen, daß nach Maßgabe der Deplacementsvergrößerung und gegebenenfalls der durch den Umbau erzielten Gewichtersparnisse besonders der Horizontalschutz verstärkt worden ist. Über die mögliche bzw. wahrscheinliche Verteilung des Deplacements

vor und nach dem Umbau auf die einzelnen Gewichtgruppen lassen sich aus der bekanntgegebenen Typcharakteristik einige Schlüsse ziehen. Die betreffenden Zahlen sind aus Tabelle 2 ersichtlich⁹, wobei die in der deutschen Kriegsmarine nach derzeitigen Veröffentlichungen¹⁰ übliche Gewichtsverteilung zugrunde gelegt und Werte eines der gleichen Epoche entstammenden deutschen Großkampfschiffes¹¹ zum Vergleich angeführt sind. Die ursprüngliche Artilleriebewaffnung war durch Barbetten mit Maximalpanzerdicken von 280 mm Dicke und entsprechend gepanzerte Türme geschützt. Im Anhalt an anderweitig¹² vorliegende Angaben über derartige Türme mit ähnlichen Panzerdicken und Barbettedurchmessern sind unter Berücksichtigung der hier etwas dickeren Panzerung die Gewichte für den 30,5 cm-Drillingturm zu 750 t, für den Doppelturm zu 500 t, das Gewicht der Munition einschließlich des sonstigen Zubehörs für den Drillingturm zu rd. 210 t, für den Doppelturm zu 145 t einzusetzen. Mit einer Gewichtsannahme von 180 t für die 18 Stück 12 cm-Geschütze und 170 t für deren Munition, Aufzüge und Zubehör, sowie von 54 t für die 18 Stück 7,6 cm, 126 t für deren Munition und 70 t für die Torpedobewaffnung ergibt sich ein gesamtes Bewaffnungsgewicht von 4770 t einschließlich des Turmpanzers, das mit 21,5% einen verhältnismäßig hohen Anteil des ursprünglichen Typdeplacements darstellt.

Unter Einsetzung von 880 t Gewicht für den neuen 32 cm-Drillingturm, 600 t für den Doppelturm und entsprechenden Annahmen für Munition und Zubehör, 200 t für die Anordnung von 12 Stück 12 cm-Flak in leicht gepanzerten Doppeltürmen, 135 t für deren Munition, 80 t für 8 Stück 10 cm-Flak mit 150 t Munition, 25 t für 20 Maschinenkanonen zur Flugzeugabwehr und 20 t für deren Munition und von 50 t für zwei Drillingtorpedosätze, entsprechenden Gewichten für moderne Feuerleitanlagen und die zwei Schleudern mit vier Flugzeugen kann das Bewaffnungsgewicht nach dem Umbau zu 4840 t geschätzt werden. Hierbei ist unter Einbeziehung der Turmpanzerung in die Artilleriegruppe¹³ vorausgesetzt, daß entsprechend der Kalibersteigerung auch die Panzerdicken der schweren Türme größer ausgefallen sind.

Die bei Weyer, Taschenbuch der Kriegsflotten (Ausgabe 1937), veröffentlichte Skizze nach dem Umbau gibt allerdings über die neue Aufstellung der dort angegebenen 12 Stück 12 cm-Geschütze keinen Aufschluß, es ist möglich, daß ein Teil der ehemaligen Mittelartillerie in der Kasemattaufstellung beibehalten worden ist.

Das Gewicht der ursprünglichen Panzerung des Schiffskörpers läßt sich nach der in den Jahrbüchern angegebenen Panzerverteilung und den Panzerdicken abschätzen. Allerdings schwanken auch hier die einzelnen Angaben nicht unbedeutend. So ist in den älteren Angaben die Seitenpanzerung im Bereich der Zitadelle mit einem schmalen Gürtelpanzer von 240 oder 250 mm Dicke sowie mit zwei darüberliegenden Zitadellpanzerungen mit 229 und 125 mm Dicke angegeben; neuere Angaben (Weyer 1936) zeigen dagegen einen hohen Gürtel von 280 mm Dicke und darüber einen 170 mm dicken Zitadellgang. Mit den folgenden Angaben bzw. Annahmen über die Panzerverteilung: Gürtel 254 mm, unterer Zitadellgang 229 mm, Abschlußschotte der Zitadelle entsprechend, oberer Zitadellgang 125 mm, Kasematte 125 mm, Vor- und Hinterschiff 125 mm, unteres Panzerdeck im horizontalen Teil im Bereich der Zitadelle sowie im Vor- und Hinterschiff 40 mm, Böschung im Bereich der Zitadelle 75 mm, oberes Panzerdeck als Abschluß der Zitadelle bzw. Kasematte 30 mm, Barbetten 280 mm in den freiliegenden Teilen mit entsprechender Dickenabstufung nach unten im Bereich der Kasematte bzw. Zitadelle, vorderer bzw. hinterer Kommandoturm 280 bzw. 170 mm erscheinen etwa folgende Gewichte für die einzelnen Panzerungsgruppen denkbar: Vertikalpanzerung ohne Barbetten usw. 3860 t, Barbetten 1810 t, Horizontalpanzerung 1730 t, Kommandotürme 200 t, insgesamt 7600 t mit etwa 34% des Typdeplacements.

Bei dem relativ niedrigen Absolutgewicht der Maschinenanlage — 60 kg/WPS der Konstruktionsleistung von 24 000 WPS bzw. 6,5% des Typdeplacements — ist die Überlastbarkeit der Turbinenanlage zu berücksichtigen. Bei 32 000 WPS, dem für 22 kn genannten Leistungsbedarf, würden sich 45 kg/WPS ergeben, eine Zahl, die ähnlichen derzeitigen Anlagen entspricht.

Nach Einsetzung entsprechender Prozentsätze für die Gruppen Schiffshilfsmaschinen und Ausrüstung ergibt sich das Gewicht des Schiffskörpers mit 7130 t zu 32,1% des Typ- bzw. 31,1% des Konstruktionsdeplacements.

Das mögliche Gewicht der neuen Maschinenanlage von 75 000 WPS Konstruktionsleistung ist oben schon mit 1050 t, d. h. 14 kg/WPS (nach italienischen bzw. französischen Daten) angegeben.

Bei den vorigen gleichen Prozentsätzen für Ausrüstung und Schiffshilfsmaschinen, wobei hier eine Verminderung des relativen Ausrüstungsgewichts zugunsten der Gruppe II möglich ist, verbleiben für die Gruppen I, Schiffskörper, und III, Panzerung, zusammen 16 750 t = 70% des neuen Typdeplacements von 24 000 t gegenüber 66,4% vor dem Umbau.

Bei der Schätzung des Schiffskörpergewichts läßt sich das Mehrgewicht für die angenommene Verlängerung des Vorschiffs um rd. 10 m im Anhalt an ähnliche, allerdings an Handelsschiffen ausgeführte Umbauten¹⁴ zu rd. 250 t veranschlagen; andererseits kann aus den bekannten Veröffentlichungen über Torpedoschutzkonstruktionen auf eine gegenüber der früheren leichtere Ausführung der Außenhaut und der angrenzenden Bauteile im Bereich des neu eingebauten Torpedoschutzsystems geschlossen werden. Ebenso ist anzunehmen, daß durch den Fortfall der früheren Einrichtungen zur Kohlenübernahme, Schutznetzeinrichtungen — die älteren Aufnahmen

¹ Nach „The Engineer“ vom 2. Januar 1920.

² Normale Zuladung 1800 t nach ¹.

³ Nach Pugliese, D = 34 000 t (voll?) nach ¹.

⁴ Nach Weyer, Taschenbuch der Kriegsflotten 1937.

⁵ Nach „The Engineer“ vom 9. Oktober 1936.

⁶ „Cavour“-Klasse vor Umbau Kohlefeuerung mit Ölzusatz.

⁷ Ältere Angaben (Weyer 1917/18).

⁸ Einklammerter Zahlen neuere Angaben (Weyer 1930).

⁹ Siehe nächstes Heft.

^{10, 11} Kriegsschiffbau S. 95.

¹² Johow-Foerster (1928) S. 863.

¹³ Siehe Johow-Foerster (1928) S. 863.

¹⁴ Umbau des Motorschiffes „Jean Laborde“. Génie civ. vom 25. Juli 1936.

zeigen die Schiffe noch mit Schutznetzspieren — sowie durch den Ersatz der alten Wegerungen, Isolierungen und Wohnungseinrichtungen durch moderne leichte Konstruktionen nicht unbeträchtliche Gewichtsersparnisse erzielt worden sind. Wird hiernach das Schiffskörpergewicht mit 7200 t nur wenig höher als das ursprüngliche Gewicht eingeschätzt, so ergeben sich für das neue Panzergewicht 9550 t = 39,8% des neuen Typdeplacements.

Mithin würden 9550 — 7600 = 1950 t, also ein die Vergrößerung des Typdeplacements um 1800 t noch übersteigender Betrag zur Verbesserung des Panzerschutzes zur Verfügung gestanden haben. Zur Ermittlung des Gewichts für die Verbesserung des Horizontal- und gegebenenfalls auch einiger Teile des Vertikalschutzes ist hiervon zunächst das erforderliche Gewicht für den neu eingebauten Torpedoschutz in Abzug zu bringen. Wie letzterer ausgebildet wurde, ist nicht bekannt; immerhin dürften nach bekannten Ausführungen und Angaben unter Annahme der üblichen Torpedoschotte

dafür mindestens 750 t einzusetzen sein. Für ein Mehr an Horizontalschutz usw. verblieben dann rd. 1200 t, so daß bei 1730 + 1200 = 2930 t neuem Horizontalschutzgewicht dieses gegenüber dem früheren Zustande um 70% vermehrt wäre. In den Schlußzahlen für die Panzerungsgruppe für ursprüngliches und umgebautes Schiff ist in beiden Fällen die ursprüngliche Kasemattpanzerung mit rd. 400 t enthalten. Falls bei einer Turmaufstellung der 12 cm-Geschütze die Kasematte entpanzert worden sein sollte, wären die entsprechenden Gewichte noch zu berücksichtigen.

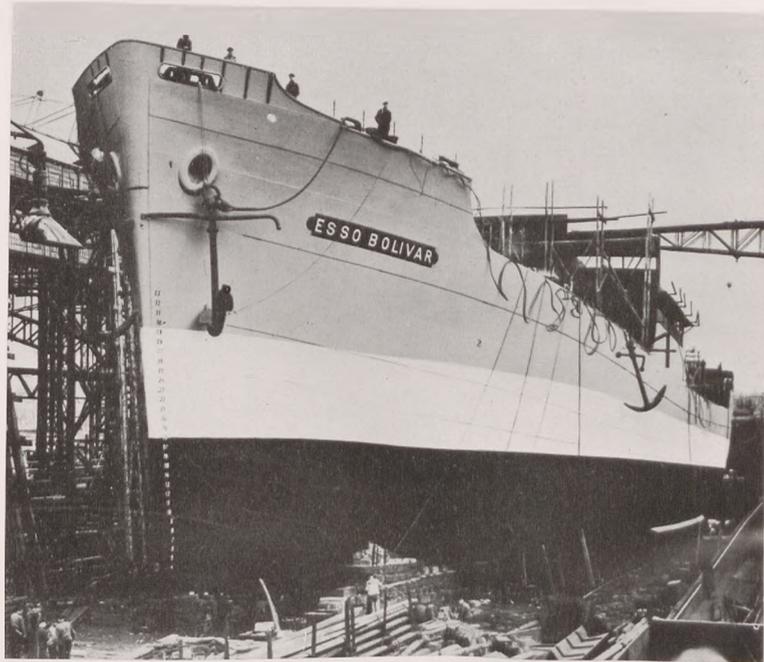
Einer Vermehrung des ausschließlichen Horizontalschutzgewichtes um 1200 t würde, überschläglich gerechnet, eine durchschnittliche Verstärkung des oder der Panzerdecks im Bereich der Zitadelle um etwa 65 mm auf 95 mm entsprechen. In welchen Bereichen und auf welche Decks sich die Vermehrung des Schutzes erstrecken kann, ist mit einer Stabilitätsfrage.

(Schluß folgt.) H. Evers.

Verschiedene Nachrichten.

Seeschiffsverkehr der wichtigsten deutschen Seehäfen im I. Vierteljahr 1937.

Häfen	Ankommend		Ausgehend	
	Schiffe	Netto-Reg.-T.	Schiffe	Netto-Reg.-T.
Emden	662	523 350	632	498 476
Unterweser-Häfen (einschl. Bremische Häfen	1972	2 176 835	2034	2 181 779
Hamburg (Großhamburgisches Gebiet)	3862	4 434 549	4010	4 405 306
Kiel	998	282 236	980	279 549
Flensburg	364	33 137	366	33 809
Lübeck	644	165 454	616	165 184
Stettin	954	517 579	911	494 474
Danzig	1208	840 669	1201	834 359
Königsberg	524	221 048	485	209 141



Tankschiff „Esso Bolivar“

vor dem Stapellauf auf der Fried. Krupp Germaniawerft, Kiel-Gaarden. Angaben über das Schiff s. „Werft Reed. Hafen“ Heft 8, Seite 114.

Lloyd's Register of Shipping.

Schiffbau-Bericht für das I. Vierteljahr 1937.

Nachstehende Tabelle zeigt, daß am 31. März 1937 703 Handelsschiffe von 100 Br.-Reg.-T. und darüber mit zusammen 2452051 Br.-Reg.-T. in der Welt (ausschl. Rußland) im Bau waren.

Tabelle 1.

Bau-länder	Dampf-schiffe		Motor-schiffe		Segel-schiffe		Insgesamt	
	An-zahl	Br.-Reg.-T.	An-zahl	Br.-Reg.-T.	An-zahl	Br.-Reg.-T.	An-zahl	Br.-Reg.-T.
Argentinien	—	—	1	2550	—	—	1	2550
Belgien	—	—	14	41930	—	—	14	41930
Britische Do-minions	4	1445	9	3504	6	6240	19	11189
Dänemark	4	12075	13	80600	—	—	17	92675
Danzig	3	13700	4	20458	—	—	7	34158
Deutschland	56	97607	63	255331	—	—	119	352938
Estland	—	—	3	625	—	—	3	625
Finnland	—	—	2	5795	—	—	2	5795
Frankreich	3	36800	7	35676	—	—	10	72476
Gr.-Britann. u. Irland	133	584635	88	427259	12	2560	233	1014454
Holland	6	45650	68	155164	1	650	75	201464
Italien	1	150	7	39930	—	—	8	40080
Japan	49	143831	22	101392	1	1500	72	246723
Jugoslawien	—	—	1	100	—	—	1	100
Norwegen	20	23814	11	14880	—	—	31	38694
Österreich	—	—	4	2550	3	2400	7	4950
Portugal	—	—	2	1800	—	—	2	1800
Rußland ¹	—	—	—	—	—	—	—	—
Schweden	1	1500	28	110550	—	—	29	112050
Spanien ²	3	3550	3	20220	—	—	6	23770
Türkei	2	280	—	—	—	—	2	280
Ver. Staat. v. Nordamer.	15	94750	22	50590	8	8010	45	153350
Insgesamt	300	1059787	372	1370904	31	21360	703	2452051

¹ Keine Aufstellungen erhalten.

² Vollständiger Bericht nicht vorhanden.

Tab. 2. Größe der im Bau befindlichen Dampf- und Motorschiffe.

Bau-länder	Unter 2000 ts		2000 bis 3999 ts		4000 bis 5999 ts		6000 bis 7999 ts		8000 bis 9999 ts		10 000 bis 14 999 ts		15 000 bis 19 999 ts		20 000 bis 24 999 ts		25 000 bis 29 999 ts		30 000 bis 39 999 ts		40 000 ts und darüber		Insgesamt
	Dampf	Motor	Dampf	Motor	Dampf	Motor	Dampf	Motor	Dampf	Motor	Dampf	Motor	Dampf	Motor	Dampf	Motor	Dampf	Motor	Dampf	Motor			
Argentinien	—	—	—	1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1
Belgien	—	9	—	1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	14
Britische Do-minions	4	9	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	13
Dänemark	2	2	1	1	3	1	1	—	6	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	17
Danzig	1	—	—	2	1	—	2	1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	7
Deutschland	43	32	8	4	15	3	2	—	1	—	6	1	1	1	2	—	—	—	—	—	—	—	119
Estland	—	3	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	3
Finnland	—	1	—	1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	2
Frankreich	—	3	2	—	2	—	1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	10
Gr.-Britann. u. Irland	54	33	13	2	42	23	16	7	3	14	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	221
Holland	1	47	4	5	—	2	—	8	—	3	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	74
Italien	—	—	—	4	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	8
Japan	25	8	12	7	2	3	11	1	1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	71
Norwegen	18	7	2	3	—	1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	31
Portugal	—	2	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	2
Schweden	1	11	—	5	—	4	—	3	—	5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	29
Spanien	3	—	—	1	—	—	—	—	—	2	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	6
Ver. Staaten v. Amerika	1	18	3	—	1	—	6	3	3	1	1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	37
Andere Län-der	2	5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	7
Insgesamt	156	190	45	30	51	52	29	36	8	39	1	19	3	3	4	2	—	1	2	—	1	—	672