

WERFT * REEDEREI HAFEN

HERAUSGEBER FÜR SCHIFFFAHRTS-
TECHNIK UND SCHRIFTWALTER:
DR.-ING. E. FOERSTER, HAMBURG

HERAUSGEBER FÜR DIE HAFENAUS-
RÜSTUNG UND UMSCHLAGSTECHNIK:
BAUDIR. DR.-ING. A. BOLLE, HAMBURG

ORGAN DER GESELLSCHAFT DER FREUNDE UND FOERDERER DER HAMBURGISCHEN SCHIFFBAU-VERSUCHSANSTALT E. V.
FACHBLATT DER SCHIFFBAUTECHNISCHEN GESELLSCHAFT FÜR DAS VERSUCHSWESEN UND DIE MESSTECHNIK IN DER SCHIFFFAHRT
FACHBLATT DER HAFENBAUTECHNISCHEN GESELLSCHAFT E.V., HAMBURG. — ALLE DREI IM FACHVERBAND „SCHIFFFAHRTSTECHNIK“
DES NS.-BUNDES DEUTSCHER TECHNIK UND IN DEN ZENTRALVEREINEN FÜR DEUTSCHE SEE- UND DEUTSCHE BINNENSCHIFFFAHRT
ORGAN DES DEUTSCHEN HANDELSCHIFF-NORMEN-AUSSCHUSSES - H. N. A.

SPRINGER-VERLAG IN BERLIN W 9

23. JAHRGANG

15. DEZEMBER 1942

HEFT 24



Große Knicksicherheit bei geringem Gewicht

zeichnen das Mannesmann-Stahlrohr auch in seiner Anwendung als Schiffsladebaum aus. Wir liefern **Schiffsmaste und Ladebäume** nach den Vorschriften aller Klassifikationsgesellschaften nahtlos, in schußweise abgesetzter Ausführung aus Stahl von 55 bis 65 kg/mm² Festigkeit und 14% Mindestdehnung. Schwergutladebäume und Maste größter Dimensionen werden konisch, wassergasüberlappt geschweißt aus einem Stahl von 41 bis 50 kg/mm² Festigkeit und 18% Mindestdehnung hergestellt.

AV 2 488 B

MANNESMANNRÖHREN-WERKE • DÜSSELDORF

Aus Leichtmetall

für den Schiffsbau



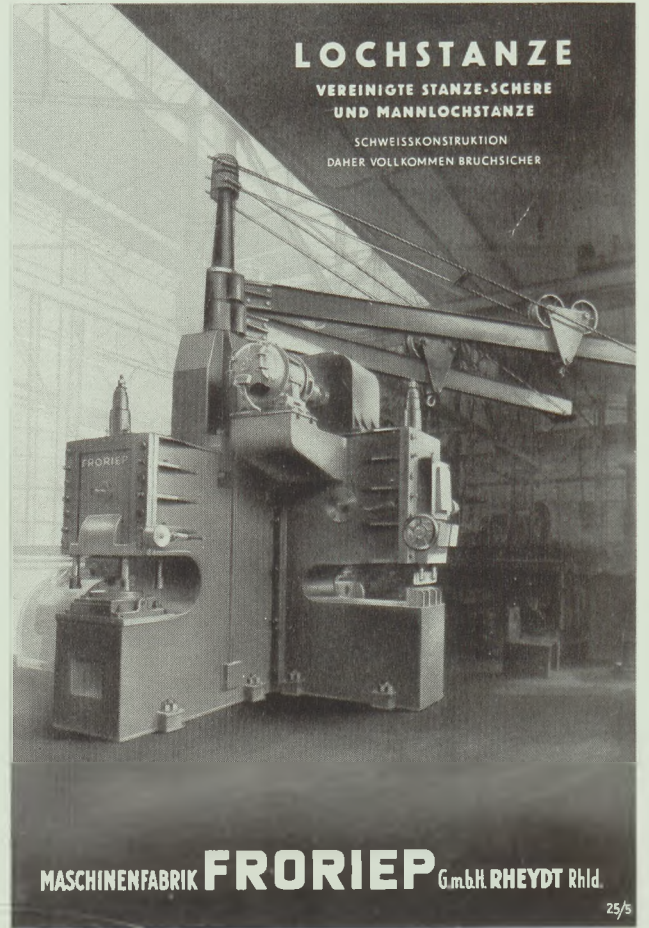
Apparate · Behälter
Backstische
Schutzkästen
Türen · Leitern · Möbel
u.a. Konstruktionen aus Leichtmetall

HEINR. KAHL & CO. G.m.b.H.
Metallbau · Aschaffenburg



LOCHSTANZE

VEREINIGTE STANZE-SCHERE
UND MANNLOCHSTANZE
SCHWEISSKONSTRUKTION
DAHER VOLLKOMMEN BRUCHSICHER

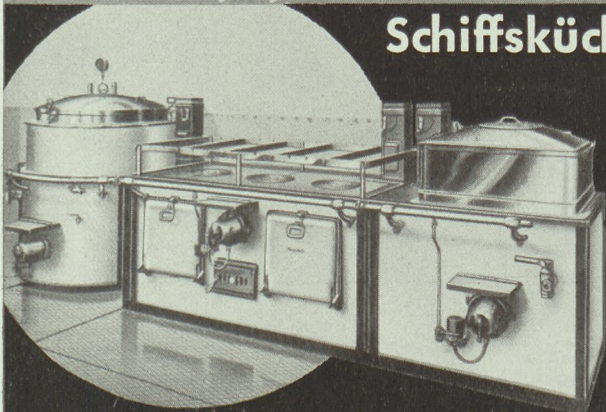


MASCHINENFABRIK **FRORIEP** G.m.b.H. RHEYDT Rhld.

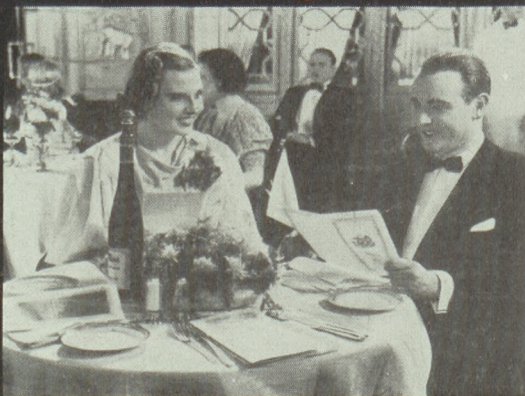
25/5

Küppersbusch

Schiffsküchen



Zufriedene Passagiere

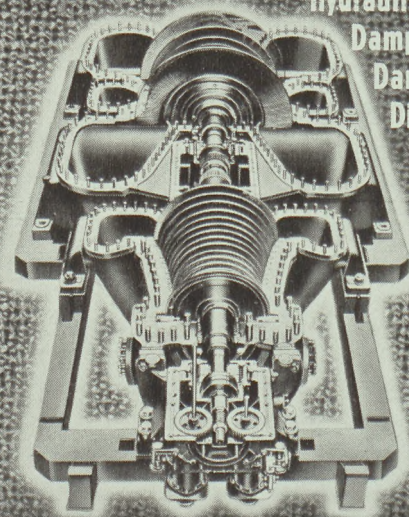


Dampfer „Deutschland“ der Hamburg-Amerika-Linie / im Speisesaal der Kajütsklasse.
Foto: Hapag-Bildbericht.

F. Küppersbusch & Söhne A.-G., Gelsenkirchen

WUMAG

Hydraulische Pressen
Dampfmaschinen
Dampfturbinen
Dieselmotoren
Verdichter



Dampfturbinen bis zu den größten Leistungen und höchsten Drücken für ortsfeste und Schiffszwecke
Jahrzehntelange Betriebs Erfahrungen

WAGGON- UND MASCHINENBAU
AKTIENGESELLSCHAFT · GÖRLITZ
ABT. MASCHINENBAU · GEGRÜNDET 1853

H. Maihak A.G. Hamburg 39



Int. Wasserausstellung
Lüttich 1935
Klasse II - Goldmedaille

**Torsions-
Messungen**
mit der

Maihak-Meßsaite

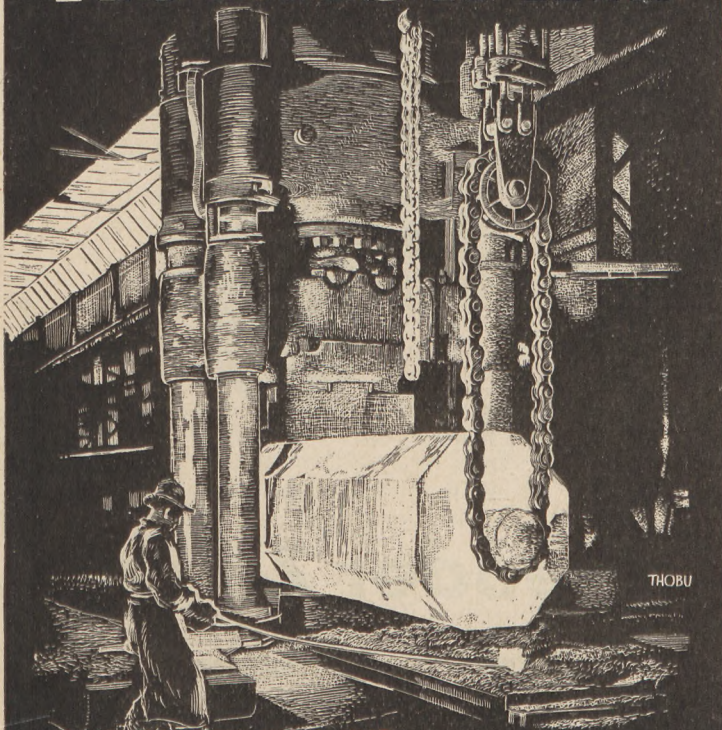
haben unbedingte Zuverlässigkeit

Für die Neubauten der Handels- und Kriegsmarine leisten Hydraulik-Anlagen hervorragende Dienste. Unsere langjährigen Erfahrungen auch auf diesem Sondergebiet stellen wir jederzeit gern zur Verfügung.

HYDRAULIK G M B H

DUISBURG, Mülheimer Strasse 64b-72

RUHRSTAHL



**SCHWERE-SCHMIEDE-UND
STAHLGUSSSTÜCKE**
für den Schiffbau



RUHRSTAHL AKTIENGESELLSCHAFT WITTEN

**FÜR HÖCHSTE ANFORDERUNGEN
IM DAUERBETRIEB**



BOPP & REUTHER
GMBH · MANNHEIM · WALDHOF



Man verlange Drucksache 80 WeReHa

Röntgenstrahlen

sind im **Schiffbau** ein
unentbehrliches Hilfsmittel
bei der
zerstörungsfreien Werkstoffprüfung
von Schweißnähten aller Art
sowie bei der
Untersuchung von Gußteilen
aus Schwer- und Leichtmetall

RICH. SEIFERT & CO.
RÖNTGENWERK
HAMBURG 13

ELEKTRON • HYDRONALIUM • IGEDUR • ELEKTRON •
HYDRONALIUM • IGEDUR • ELEKTRON • HYDRON

HYDRONALIUM
beständig und leicht

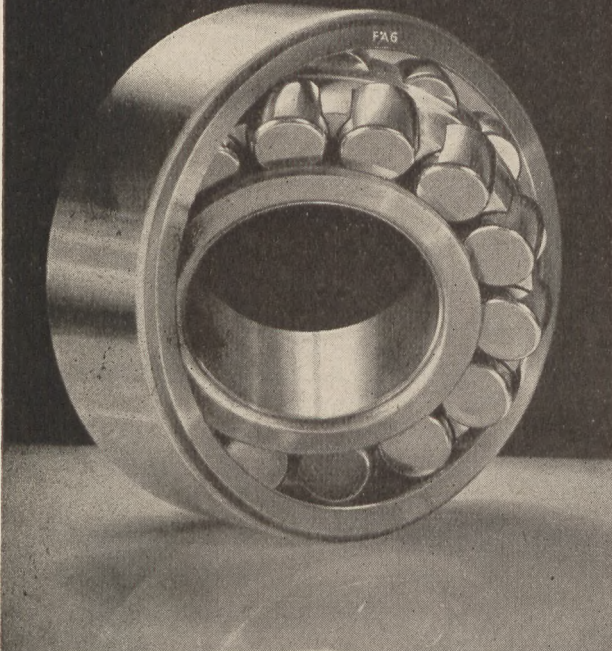


DIE HOCHKORROSIONSBESTÄNDIGEN
LEICHTMETALLEGIERUNGEN DER
I-G-FARBENINDUSTRIE
AKTIENGESELLSCHAFT • BITTERFELD

F10

LEIPZIG

FAG PENDELROLLENLAGER
für schwerste Beanspruchungen



KUGELFISCHER GEORG SCHÄFER & CO.
SCHWEINFURT · GEGRÜNDET 1883



Theodor Zeise
Spezialfabrik für Schiffsschrauben
Hamburg-Altona

WERFT * REEDEREI * HAFEN

23. Jahrgang

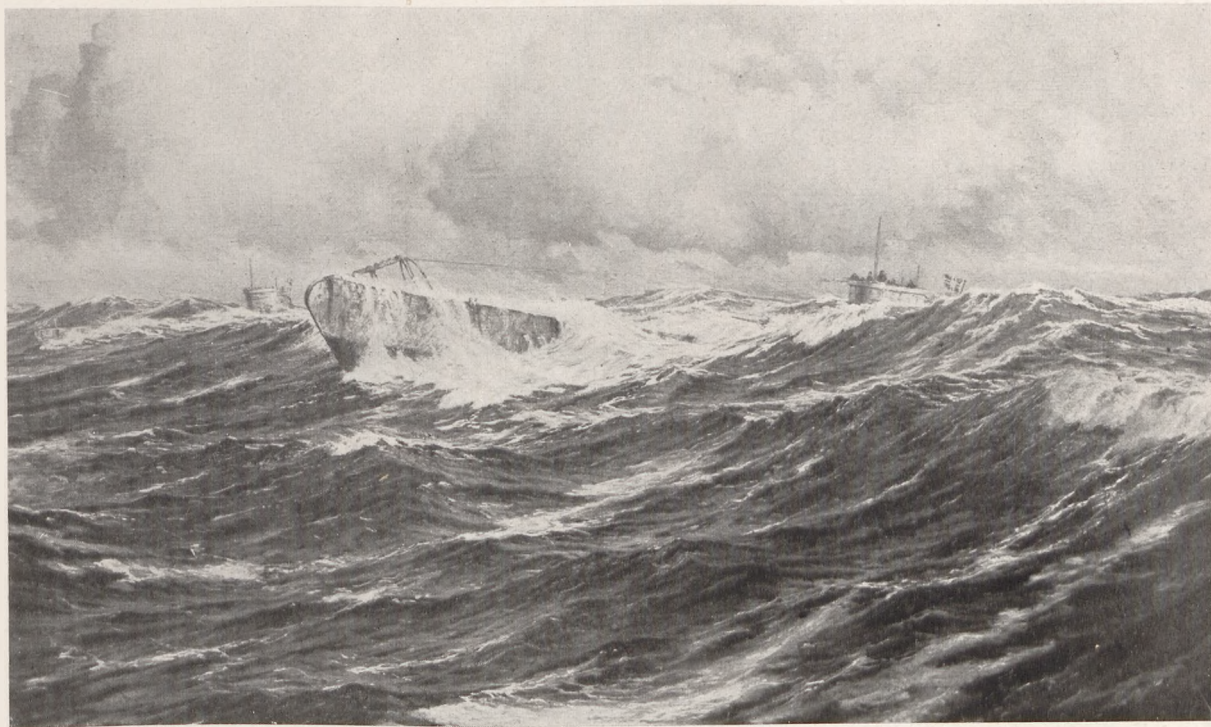
15. Dezember 1942

Heft 24

HERAUSGEBER: DR.-ING. E. FOERSTER UND BAUDIREKTOR DR.-ING. A. BOLLE
für das Gesamtgebiet der Schiffahrtstechnik für Hafenausrüstung und Umschlagstechnik
SCHRIFTWALTER: DR.-ING. E. FOERSTER, HAMBURG 36, NEUERWALL 32.

Zur Jahreswende 1942/43.

In diesen Wochen sind unsere Gedanken öfter noch als sonst bei denen, die auch zu dieser Jahreswende fern von der Heimat weilen, zu deren Schutz sie im Kampfe stehen. In den Kreisen der Schiffahrt und des Schiffbaues richten sich diese Empfindungen noch besonders auf die Einheiten unserer Kriegsmarine, die sich auf allen Meeren für die Bekämpfung der Europa-Feinde und damit für die künftige Freiheit und den Frieden der Kulturwelt einsetzen. — Wahrlich zeitentsprechend war in diesem Sinne die Bilderausstellung „Das Meer“, die kürzlich vom Deutschen Seegelungswerk in Gemeinschaft mit dem Amt für bildende Kunst in der Dienststelle des Reichsleiters Rosenberg im Künstlerhause Berlin veranstaltet worden ist. Hier wurden Werke deutscher Maler vereinigt, die als wirklichkeitsnahe Zeichen des Geschehens und vertieften Gedenkens zu werten sind und das deutsche Schaffen für den Weltverkehr zur See ebenso kennzeichnen wie das gewaltige Kriegsereignis, für welches viele auf dieser Ausstellung vertretene Künstler lebendigsten Ausdruck gefunden haben. — Mit zu den besten der dort gezeigten Bilder gehören die Darstellungen der im ununterbrochenen Frontkampf stehenden Einheiten der Kriegsmarine, der U-Boote. — Wenn wir in dieser Winterzeit der Strapazen gedenken, die der U-Bootskrieg mit sich bringt, so fehlt Vielen die richtige Vorstellung des U-Bootes, wie es in hoher atlantischer See arbeitet und



„Herren des Atlantik“. Gemälde von Fr. W. Schulz.

Reprod. v. Dühren u. Henschel, Berlin.

seine Jagdziele verfolgt. Das uns auf unseren Wunsch vom Deutschen Seegelungswerk zur Verfügung gestellte Bild vermittelt uns die Wirklichkeit mit ergreifender Treue und ist geeignet, das Verständnis für die personelle und für die technische Leistung noch zu vertiefen. — Die Möglichkeit, mit so kleinen Schiffskörpern der schwersten atlantischen See zu trotzen und dabei noch die Torpedowaffe mit voller Präzision und Trefferwirkung einzusetzen, gründet sich auch auf den hohen Stand der Technik, die die komplizierten Verhältnisse der Stabilität sowie die Schiffsbewegungen über und unter Wasser zu beherrschen gelernt hat. Alle, die um diese Entwicklung wissen und das Ausmaß der die Weltmeere umspannenden Organisation dieser immer stärker werdenden Waffe kennen, werden nicht nur mit heißen Wünschen das Wirken unserer Kriegsmarine für den Sieg der Gerechtigkeit verfolgen, sondern auch mit aller Zuversicht darauf vertrauen, daß auch in diesem Kriegsbereiche das technisch vollendete Mittel mit dem kühnen Angriffsgeist bestgeschulter Kommandanten und Besatzungen an vitalen Stellen des Kriegsvorganges zusammentrifft. Diesem Geschehen zollt das Deutsche Volk die größte Bewunderung und der Seekriegsleitung restloses Vertrauen. Die hier schaffenden Kräfte sind berufen und am Werke, einen der größten Beiträge zum Endausgang des gewaltigen Ringens zu liefern, da zu den unmittelbaren Auswirkungen ihrer Erfolge die Störung des feindlichen Nachschubs und damit die Entlastung der zu Lande und in der Luft kämpfenden Wehrmachtsteile gehört. Auch alles innerdeutsche Geschehen und die Aufrechterhaltung jeder Kulturarbeit in Europa stützt sich auf den Waffenerfolg draußen, und in diesem Sinne kann Deutschland mit voller Zuversicht den Zeitpunkt erwarten, wo den anderen die Nutzlosigkeit einer weiteren Belagerung des niemals einnehmbaren oder auch nur erfolgreich zu blockierenden europäischen Festlandes klar geworden ist.

Dr. Foerster.

Die größte Schwimmkran-Anlage der Welt.



Das Neujahrshft dieser Zeitschrift wird die Erstveröffentlichung des 350t Demag-Schwimmkrans mit den Konstruktionszeichnungen dieser Spitzenleistung der deutschen Industrie bringen, — zugleich die umfassendste Einzel-Verlautbarung der einschlägigen Weltfachliteratur der letzten Jahrzehnte. Die Verfasser: Oberingenieur Hasso Tigler der Demag-Duisburg und Dr.-Ing. Günther Lehmann der Deutschen Werft Hamburg stützten sich bei dieser Ausarbeitung vor allem auf die unter ihrer Mitverantwortung entstandene Konstruktion dieses neuartig und vielseitig ausgestalteten Riesenhebezeugs und des dafür geschaffenen Schwimmkörpers von über 5000 t Wasserverdrängung, während den Verfassern gleichzeitig das die elektrotechnische Maschinerie umfassende Material von den Siemens Schuckert-Werken,

Berlin-Siemensstadt, und die Unterlagen zur Würdigung der Voith-Schneider-Antriebsanlage mit drei Propellern von der Maschinenfabrik J. M. Voith, Heidenheim a. d. Brenz, zur Verfügung gestellt worden sind. Neben den Konstruktions- und Einrichtungszeichnungen, den Schaltplänen und Einzelheiten wird der Text von zahlreichen Lichtbildern nach Aufnahmen des Krans, seiner Einrichtungen und des gesamten Bewegungsmechanismus begleitet sein. Erstmals werden auch Ergebnisse und Auswertungen der für Hauptbelastungsfälle vorgenommenen Festigkeitsmessungen am Schwimmkörper sowie die Probefahrtsziffern bekannt gegeben.

Diese Veröffentlichung ist ein Symbol für die Heimatleistung der deutschen Industrie, wie sie unter dem Schutze der Wehrmacht nach wie vor vollbracht wird.

Schriftleitung.

Stampfbewegungen in Abhängigkeit von der Schiffsform aus Fahrtbeobachtungen.

Von W. Möckel, Sammelstelle für Fahrtergebnisse der Hamburgischen Schiffbau-Versuchsanstalt.

231. Mitteilung der Hamburgischen Schiffbau-Versuchsanstalt.

In den Schifffahrtskreisen wird den Rollschwingungen der Schiffe im allgemeinen mehr Beachtung geschenkt als den Stampfschwingungen, obwohl gerade letztere bei der Beurteilung der Seefähigkeit mindestens ebenso wichtig sind wie die Rollbewegungen. Diese Bevorzugung liegt in dem Umstand begründet, daß die Rollperiode bei praktisch konstantem Trägheitsradius Ausdruck und Maß der Anfangsstabilität ist und damit nicht nur der einfachen rechnerischen Ermittlung des $\overline{M_B G}$ dient, sondern auch einen äußeren Vorgang darstellt, an dem sich die rein gefühlbedingte Beurteilung der Stabilität orientiert. Die einfache Methode der physiologischen Stabilitätsüberwachung hat aber von jeher in der nautischen Praxis weite Anwendung gefunden, weil sie eine bequeme, aus der Berufserfahrung gewonnene Handhabe bietet, die See-Eigenschaften der Schiffe laufend unter Aufsicht zu halten und im Rahmen der Betriebsmöglichkeiten mit Hilfe entsprechender Ladungsstauung so günstig wie möglich zu gestalten. Diesem Zweck dient die gefühlsmäßige Stabilitätsüberwachung vornehmlich in der Großschiffahrt, weil hier eine Gefährdung der Schiffssicherheit durch zu geringe Stabilität nicht vorliegt, wie das dagegen hin und wieder in der Kleinschiffahrt der Fall ist. In diesem Fahrtbereich treffen die Schiffsführer ihre Entscheidungen hinsichtlich der Ladungsstauung und -übernahme häufig nur auf Grund gefühlsmäßiger Beurteilung von Rollschwingungen, um eine Kenterung infolge zu geringer Stabilität zu vermeiden. Da aber die Breitenstabilität eine laufende Überwachung zur Erreichung guter See-Eigenschaften oder zur Verhütung einer Kenterung infolge mangelnder Stabilität erfordert, die Längsstabilität durch Ladungsstauung praktisch aber nicht zu beeinflussen ist, so haben die Stampfschwingungen auch nicht die aufmerksame Beachtung gefunden wie die Rollbewegungen, obwohl die ersteren gerade beim Fahren im hohen Seegang von größter Bedeutung sind, weil damit das Übernehmen von Wasser an Deck verbunden ist und die Festigkeit durch Biegung und Dehnung oft erheblich beansprucht wird. Das gilt ganz besonders für die in der Großschiffahrt beschäftigten Schiffe, an denen Bodenschäden am Bug infolge Seeschlags, wie Einbeulungen der Außenhaut, Lockerung von Nieten usw. verhältnismäßig häufig vorkommen, so daß sich die Klassifikationsgesellschaften schon früh genötigt sahen, Vorschriften über die Verstärkung der Vorschiffsverbände zu erlassen. Als die Schiffsgeschwindigkeiten später immer größer wurden, reichten diese Bauvorschriften nicht mehr aus und mußten schließlich erheblich erweitert werden (1).

Das mit mehr oder weniger heftigen Stampfschwingungen begleitete Fahren in hohem Seegang kann schließlich Leckspringen verursachen und unter Umständen zum Totalverlust des Schiffes führen, wie das bei den Schiffen „Isis“, „Afrika“ und „Paraguay“ der Fall war. Auch auf den allgemein bekannten Unfall des Tankschiffes „Jaguar“, welches im hohen Seegang 800 sm nordwestlich der Azoren durchbrach, wobei später das treibende Achterschiff geborgen werden konnte, soll in diesem Zusammenhang hingewiesen werden.

Verbunden mit dem Umstand, daß in der Großschiffahrt keine Unfälle infolge mangelnder Stabilität bekannt sind, weisen die vorstehend erwähnten Schiffsunglücke beim Fahren in hohem Seegang auf die vornehmliche Bedeutung der Stampfbewegungen bei der Beurteilung der Seefähigkeit, besonders der großen Schiffe, hin. Diesem Umstand ist unter den Nautikern, die täglich mit den ihnen anvertrauten Schiffen im Seegang manövrieren müssen, schon immer große Aufmerksamkeit entgegengebracht worden, wie aus dem in diesem Berufskreis oft ausgedehnten mündlichen und schriftlichen Meinungsaustausch über die vorteilhafteste Art, mit einem Schiff im hohen Seegang zu fahren, ersichtlich ist (5).

Die nautischen Forderungen, die in diesem Sinne an ein Schiff gestellt werden müssen, verlangen ein leichtes und weiches Anpassen der Schiffsbewegungen an die der Wellen, wobei der Bug das Wasser mühelos abweisen muß, um das Deck trocken zu halten und die Luken vor dem Einschlagen zu sichern, was schließlich nur durch eine elastische, dämpfende Wirkung der Bug- und auch der Heckform zu erreichen ist. Diese aus der nautischen Praxis kommenden Erwägungen führen zu der Meinung, daß eine starre Stabilisierung der Stampfschwingungen an den Horizont, wenn sie technisch erreichbar wäre, gar nicht wünschenswert ist, weil das Schiff dann zu steif im Wasser liegt, den Rollern nicht mehr ausweichen kann und zwangsläufig Wasser an Deck nimmt. Denn beim Fahren im hohen Seegang

ist ein den jeweils ankommenden Wellen angepaßtes Ausweichen des Bogs notwendig, um das Überkommen von Brechern nach Möglichkeit zu verhindern, was jeder gute Rudergänger, welcher die Schiffs- und Wellenbewegungen aufmerksam beobachtet, durch entsprechendes Steuern schon von sich aus zu erreichen sucht.

Die bekannte Tatsache, daß sich praktisch abmessungsgleiche Schiffe im Seegang ganz verschieden verhalten können, führte zu der folgenden Darstellung der Stampfschwingungen einer größeren Anzahl Schiffe. Die Ergebnisse sind aus Beobachtungen gewonnen, welche die HSVA durch ihre Sammelstelle für Fahrtergebnisse auf über 100 Schiffen der Großschiffahrt mit Hilfe freiwillig mitarbeitender Nautiker durchführen ließ. Die Winkel wurden mit dem Sextant und die Zeiten mit der Stoppuhr gemessen.

Der Zweck dieser Beobachtungen war, festzustellen, inwieweit die Fahrtergebnisse der Schiffe mit den Modellversuchsergebnissen übereinstimmen und ferner, wie sich die einzelnen Schiffstypen im Seegang verhalten. Die Beantwortung der ersten Frage bereitet einige Schwierigkeiten, weil das Schiff, im Gegensatz zum Modell, praktisch immer unter dem Einfluß mehrerer gleichzeitig vorhandener Wellenzüge, nämlich Windsee und Dünungen steht, wodurch sich die Schwingungsvorgänge leicht verwischen und die Grundsatzforschung sehr erschwert wird. Daher lassen sich am Schiff nur selten reine Resonanzschwingungen beobachten, weil eine bestehende Resonanz z. B. zwischen Schiffs- und Dünungsperiode durch das Vorhandensein der Windsee und weiterer Nebendünungen bis zu einem gewissen Grade wieder gestört wird.

Unter dem vorliegenden umfangreichen Beobachtungsmaterial war nur ein in Tabelle 1 gezeigter Fall vorhanden, in dem sich die Stampfperiode gleichzeitig mit der Begegnungsperiode der Windsee und der Dünung in Synchronismus befand:

Tabelle 1.

Seegang			Dünung			
B	$\frac{\tau'}{T_\psi}$	γ in °	B	$\frac{\tau'}{T_\psi}$	γ in °	ψ in °
5	0,99	101	6	1,04	101	10,0
5	1,09	100	6	1,04	100	10,0
5,5	1,09	100	6	1,04	100	10,4
4	0,99	100	6	0,99	100	8,4
3	0,74	13	6	0,99	100	8,5
4	0,74	13	6	1,01	100	8,9

Schiffsrichtung
Wellenrichtung

B = Wellenstärke
 τ' = Begegnungsperiode
 T_ψ = Stampfperiode
 ψ = Stampfwinkel
 γ = Begegnungswinkel.

Wellenrichtung zur Schiffsrichtung.

Trotz quereinkommenden Seegangs erreichten die Stampfwinkel infolge Resonanz die bemerkenswerte Größe von 8,5 bis 10,5°. Dieses Beispiel mag als Hinweis dafür gelten, wie wichtig die Kenntnis dieser Zusammenhänge für den Nautiker ist, damit er im gegebenen Fall so manövrieren kann, daß die Sicherheit und Wirtschaftlichkeit des von ihm geführten Schiffes so wenig wie möglich beeinträchtigt werden.

Solche seltenen Einzelfälle dürfen aber keineswegs dazu führen, allgemein in den Resonanzschwingungen eine unbedingte Gefährdung der Schiffssicherheit zu sehen, weil ein in dieser Hinsicht eingetretener Gefahrenzustand durch Manöver, die jedem Nautiker bekannt sind, wieder beseitigt werden kann. Werden die entsprechenden Maßnahmen nicht ergriffen und treten übermäßige Beanspruchungen und Schäden auf, dann liegt das weniger an der Resonanz als an nautischen Verhalten. Außerdem werden, wie bereits gesagt, bei Resonanz nicht immer wesentlich erhöhte und gefährliche Amplituden erreicht, wenn mehrere untereinander verstimmte Wellenzüge gleichzeitig auf das Schiff wirken, was aber in den weitaus meisten Fällen zutrifft.

Ferner leidet der Vergleich zwischen Schiff und Modell unter den Schwierigkeiten, die Ausmaße der Meereswellen mit einiger Sicherheit richtig einzuschätzen, während die Wellen im Tank auf jedes vorgegebene Maß eingestellt werden können. Hierzu schreibt Dr. Schumacher (3) als Teilnehmer an der „Meteor“-Expedition in seinem Bericht über die Ergebnisse der stereophotogrammetrischen Wellen-

¹ Siehe Literaturverzeichnis.

messungen: „Bei den Vergleichen zwischen geschätzten und gemessenen Wellenlängen und -höhen weichen die geschätzten Längen vielfach um 10 bis 20%, zum Teil noch mehr, von den gemessenen ab; bei den Höhen ist der Unterschied noch größer. Die aus den Perioden berechneten Längen stimmen im ganzen besser zu den wahren Werten als die Schätzungen.“ Es ist hierbei besonders zu beachten, daß diese Schätzungen von einem sehr geübten Stab von Ozeanographen und Nautikern vorgenommen wurden.

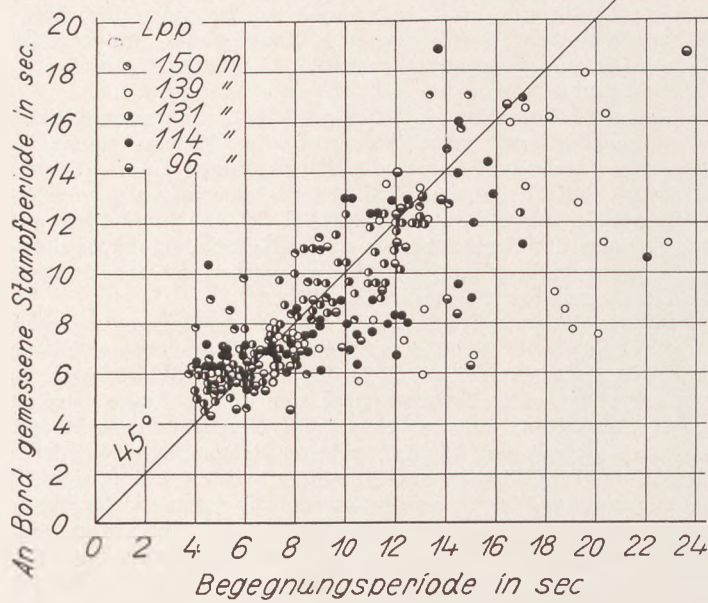


Abb. 1. Einfluß der Begegnungsperiode auf die Stampfperioden von Schiffen verschiedener Länge.

Um die in den vorliegenden Fahrtbeobachtungen ebenfalls sehr deutlich hervortretenden persönlichen Schätzungstendenzen, auf die auch Hinterthan (4) schon früher in einer Auswertung von Wellenbeobachtungen im Nordatlantik hingewiesen hat, auszuschalten,

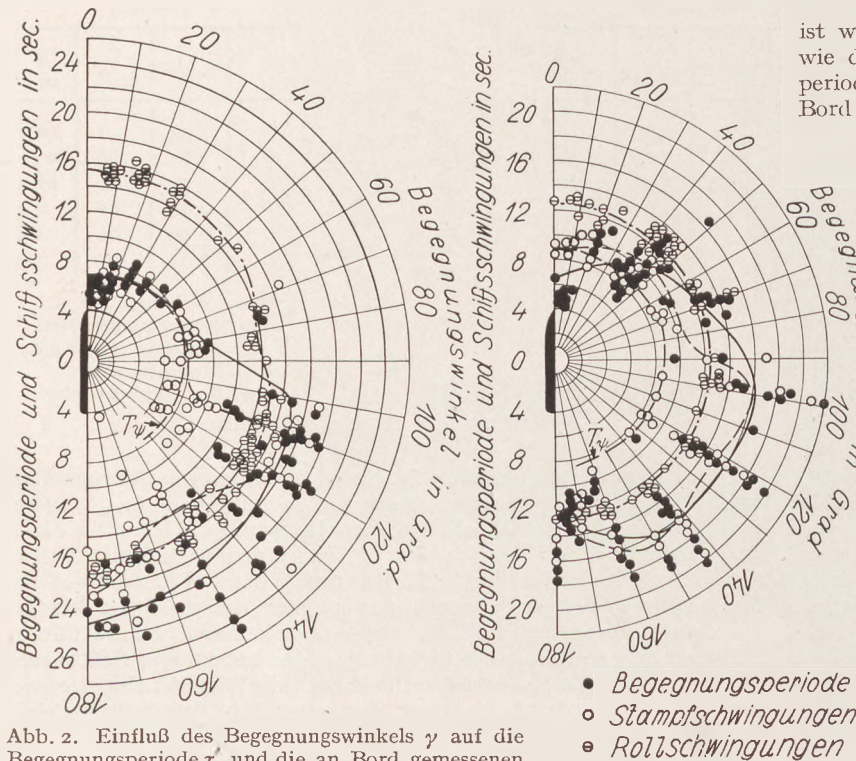


Abb. 2. Einfluß des Begegnungswinkels γ auf die Begegnungsperiode τ und die an Bord gemessenen Stampfperioden eines Frachtschiffes.

wurden in dieser Auswertung die Stampfwinkel nicht auf die metrischen Ausmaße, sondern die Stärken der Wellen nach Beaufort bezogen. Diese Seegangsskala umfaßt nicht wie die der Windstärke 12 Stufen, sondern 9, wobei 9 turbulente See bedeutet. Diese Vergleichsgrundlage beruht allerdings ebenfalls nur auf Schätzungen, aber sie ist wesentlich zuverlässiger, weil der Nautiker den Seegang im Berufsleben immer nach Wellenstärken einschätzt, was im Grunde nichts anderes bedeutet als eine Einstufung des Seegangs nach Wellenbildern, die aus der täglichen Anschauung im Gedächtnis hatten.

Die zweite Frage nach dem Verhalten der verschiedenen Schiffstypen im Seegang läßt sich dagegen bei Beachtung gleicher Voraussetzungen aus Fahrtergebnissen leichter beantworten. Daher sollen die folgenden Auswertungen auch vornehmlich diesem Zweck dienen.

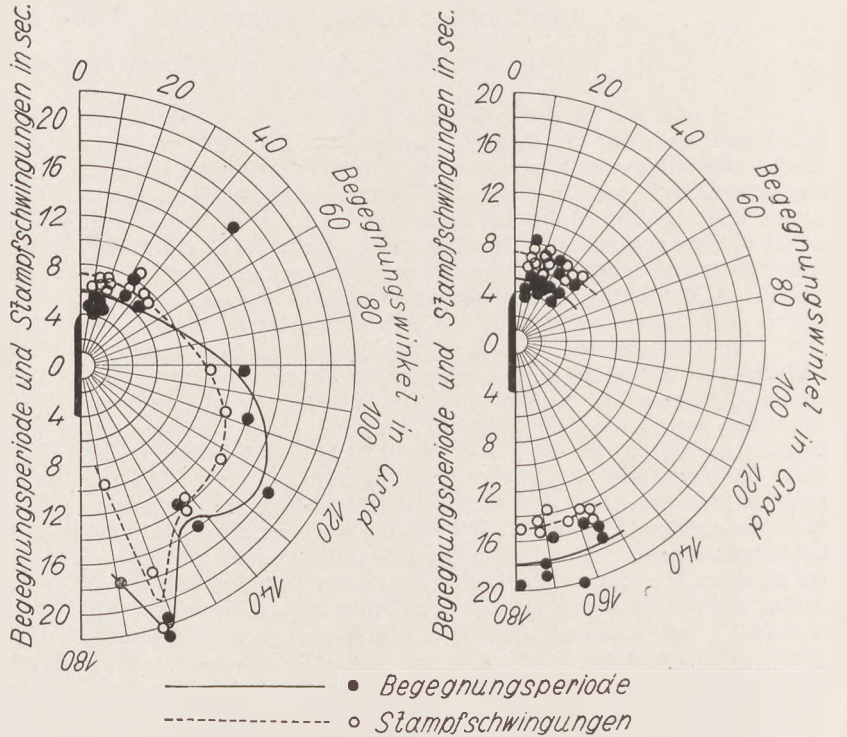


Abb. 3. Einfluß des Begegnungswinkels γ auf die Begegnungsperiode τ und die an Bord gemessenen Stampfperioden eines Fahrgastschiffes.

Damit werden im wesentlichen den praktischen Schiffbauer interessierende Ergebnisse gewonnen, die über das Seeverhalten der von ihm erbauten Schiffe wissenswerte Aussagen machen.

Das Stampfverhalten der Schiffe

ist wegen der großen Dämpfungen allerdings nicht so durchsichtig wie die Rollbewegungen, die im allgemeinen von der Begegnungsperiode nur in geringem Maße beeinflusst werden, während die an Bord gemessenen Stampfperioden mehr oder weniger die Größe der Begegnungsperioden annehmen, also erzwungen sind. Nur in wenigen Fällen dringt die Stampfperiode unabhängig von der Begegnungsperiode durch.

In Abb. 1 sind die an Bord gemessenen Stampfperioden von fünf im gleichen Fahrtgebiet beschäftigten Schiffen zwischen 96 und 150 m Länge in Abhängigkeit von der Begegnungsperiode mit der Dünung dargestellt.

Aus der 45°-Linie, welcher auf der Abszisse wie Ordinate gleiche Größenwerte entsprechen, ist leicht zu ersehen, daß die Stampfperioden sich im ganzen den Erregungsperioden mehr oder weniger angleichen. Allerdings kommen auch hin und wieder Abweichungen vor, die im wesentlichen durch die Einwirkung anderer Wellenzüge und dem Streben der Stampfperiode, sich durchzusetzen, verursacht werden.

Diese Zusammenhänge kommen auch in den Polar-diagrammen der Abb. 2 und 3 besonders augenfällig zum Ausdruck, aus denen gleichzeitig der Begegnungswinkel und sein Einfluß auf die Begegnungsperiode und damit die erzwungenen Stampfperioden ersichtlich sind. In Abb. 2 sind die Fahrtbeobachtungen von zwei Reisen eines in der Australienfahrt beschäftigten Frachtschiffes dargestellt und in Abb. 3 die eines im Südafrikadienst fahrenden Fahrgastschiffes im Bereiche des Nordost- und Südostpassates. In Abb. 2 zeigt sich wieder das gelegentliche Erscheinen der Stampfperiode unabhängig vom Begegnungswinkel. Die Rollbewegungen bleiben dagegen praktisch konstant. Die Rollschwingungen des Fahrgastschiffes unterlagen so großen Schwankungen, daß sich kein zuverlässiger Anhalt über ihren Verlauf ergab und die Meßwerte deshalb in dem Schaubild nicht aufgenommen wurden. Der allgemeine Verlauf der Schwingungen ist zur besseren Kenntlichmachung in den Diagrammen durch Kurven dargestellt.

Für eine größere Anzahl von Schiffen wurde auch versucht, die Stampfperiode aus den Fahrtbeobachtungen zu ermitteln, wobei

besonders die Resonanzfälle Berücksichtigung fanden und ferner solche Messungen, bei denen trotz großer Begegnungsperiode kleine Stampf-schwingungen gefunden wurden, die nach erfolgter Erregung als Ausschwingung angesehen werden können. Als ein gewisses Maß für die Zuverlässigkeit dieser Ermittlung können zwei in Abb. 4 als volle Punkte gezeichnete Messungen gelten, von denen die eine bei 8,0 sec

nicht sehr groß. Er beträgt nur etwa 2 sec, während die Rollperioden der gleichen Schiffe, die sich zwischen 8 und 32 sec bewegen, um 24 sec auseinanderliegen.

Diese aus der Bordpraxis gefundenen Stampfschwingungen gaben auch Veranlassung zur Errechnung des Längenträgheitsradius nach der bekannten Formel

$$i \approx \frac{T}{2} \sqrt{MG}$$

um die Beziehung $\frac{\text{Längenträgheitsradius}}{\text{Schiffslänge}} = n$ empirisch zu bestimmen. Bei der Ermittlung des Breitenmetazentrums aus der Rollzeit nach der Formel

$$\overline{M_B G} \approx \left(\frac{2 \cdot i}{T_\phi} \right)^2$$

ist die Kenntnis des Verhältniswertes n , der mit der Schiffsbreite multipliziert, den Breitenradius ergibt, erforderlich, falls i nicht bereits anderweitig gegeben ist.

Nach der gleichen Methode kann auch das Längensmetazentrum $\overline{M_L G}$ errechnet werden, wenn n für die Längenbeziehungen bekannt ist. Mit Hinsicht auf die pflegliche Führung des Schiffes und nautische Überwachung der Schiffssicherheit ist die Ermittlung von $\overline{M_L G}$ allerdings,

wie schon gesagt, von untergeordneter Bedeutung, zumal letzteres durch die Schiffsform, d. h. durch den Tiefgang, gegeben und zur Erreichung einer gewünschten Längsstabilität mittels nautischer Maßnahmen praktisch nicht zu beeinflussen ist. Dagegen kann die Kenntnis des $\overline{M_L G}$ bei einer erforderlichen Trimmrechnung unerlässlich sein, wenn die diesbezüglichen Unterlagen sich nicht an Bord befinden.

Die Ergebnisse für die Längenbeziehungen sind in Abb. 5 für Frachtschiffe und in Abb. 6 für Fahrgastschiffe in Abhängigkeit vom Tiefgang aufgetragen.

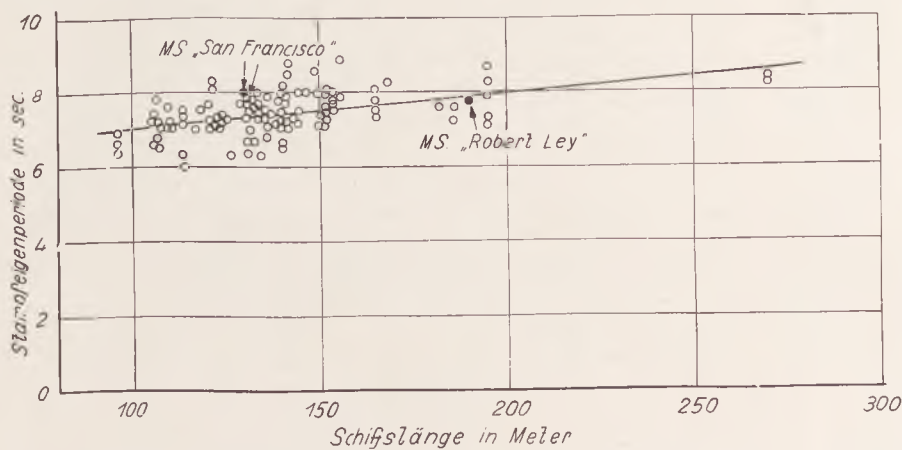


Abb. 4. Die Stampfperiode in Abhängigkeit von der Schiffslänge.

von Prof. Horn auf MS. „San Francisco“ und die andere von 7,75 sec von Langmaack auf MS. „Robert Ley“ mittels besonderer Meßinstrumente gefunden wurde. Beide Werte fügen sich gut in das in der Sammelstelle für Fahrtergebnisse der Hamburgischen Schiffbau-Versuchsanstalt errechnete Zahlenkollektiv der Stampfperioden ein. Die aus den vorliegenden Fahrtbeobachtungen ermittelte Stampf-

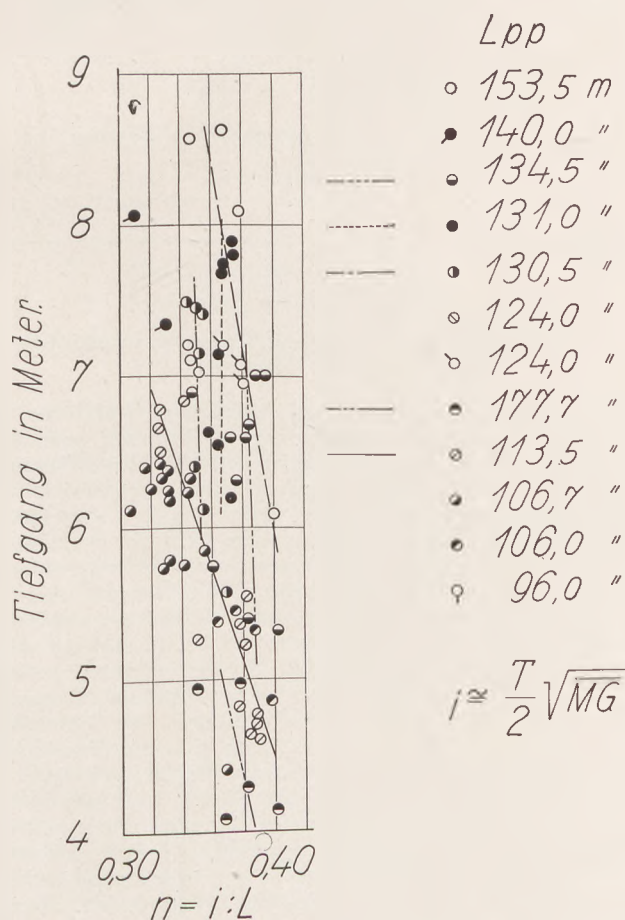


Abb. 5. Die Beziehung des Längenträgheitsradius zur Schiffslänge von Frachtschiffen in Abhängigkeit vom Tiefgang.

eigenperiode des MS. „Rhakotis“ ex „San Francisco“ ist in dem Schaubild als offener Punkt enthalten, der durch einen Pfeil gekennzeichnet wird. Dieser Wert fällt mit der Messung von Prof. Horn praktisch zusammen.

Ebenso wie die Rollzeiten in gewisser Abhängigkeit zur Schiffsbreite stehen, läßt sich auch für die Stampfzeiten aus Abb. 4 die gleiche Beziehung zur Schiffslänge erkennen, nämlich, daß längere Schiffe größere Stampfperioden haben als kürzere. Der Unterschied zwischen den Stampfzeiten ist trotz der großen Spanne in der Lpp der beobachteten Schiffe von 96,0 bis 270,0 m, in absoluten Werten,

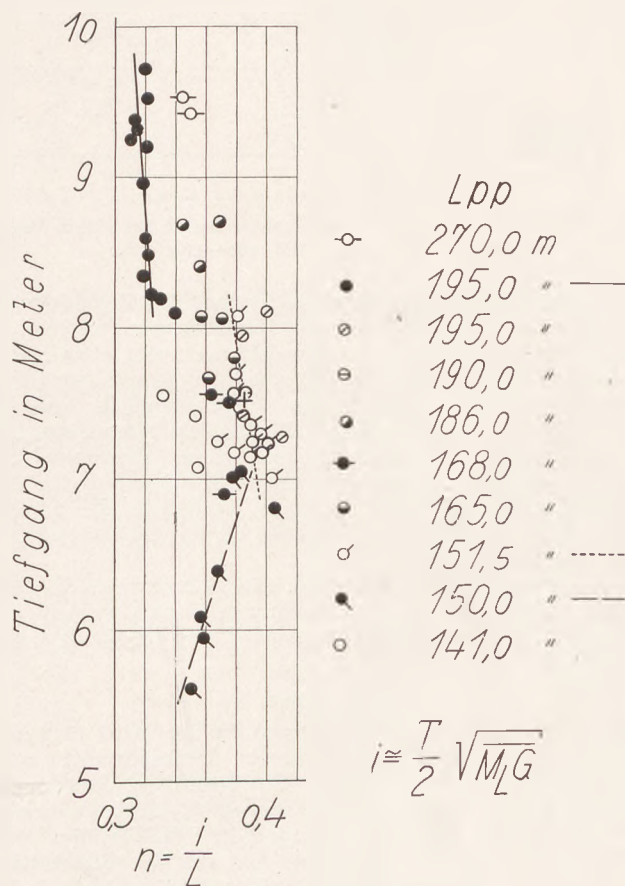


Abb. 6. Die Beziehung des Längenträgheitsradius zur Schiffslänge von Fahrgastschiffen in Abhängigkeit vom Tiefgang.

Die Größen der Verhältniswerte n bewegen sich sowohl für die Breiten- wie Längenträgheitsradien praktisch in gleichen Grenzen. Sie liegen bei beladenen Frachtschiffen nach mehreren Quellen für die Breitenbeziehungen sowohl rechnerisch (2) als auch nach dem Versuch am Modell und naturgroßen Schiff (6, 7, 8) etwa zwischen 0,36 und 0,40 und nach der vorliegenden Auswertung von Fahrtbeobachtungen für das Verhältnis des Längenträgheitsradius zur Schiffslänge zwischen 0,32 und 0,38. Diese beiden Grenzwerte gelten, wie die Schaubilder 5 und 6 zeigen, gleichermaßen für Fracht- wie Fahrgastschiffe. Die Verhältniswerte n der Breite und Länge nach

stimmen aber nicht nur größenmäßig praktisch überein, sondern auch in ihrem Verlauf, der für die Längenbeziehungen beim Vorliegen von genügend Beobachtungen in die Schaubilder eingezeichnet wurde. Aus den von anderer Seite mitgeteilten Ergebnissen über die Abhängigkeit der Breitenbeziehungen vom Tiefgang und den hier gefundenen Verlauf für das Längenverhältnis geht hervor, daß sowohl die Breiten- wie Längenträgheitsradien bei austauchendem Schiff größer werden, weil mit dem Löschen von Ladung Leerräume im Innern des Schiffes entstehen, was einem Verschieben der Masse zur Peripherie des Schiffskörpers hin gleichkommt, wobei die mitschwingende Wassermasse am Rande des Körpers weiter auf den Trägheitsradius erhöhend einwirkt.

Nur im Falle von zwei Schwesterschiffen ergab sich ein entgegengesetzter Verlauf des Trägheitsradius, dessen Ursache sich aber weder aus den Werftplänen noch dem Schiffsbetrieb erkennen läßt, zumal heute keine genauen Angaben mehr über eventuell besondere Betriebsverhältnisse erhältlich sind. Auf beiden Schiffen wurde eine schnelle Abnahme der Stampfperioden bei zunehmender Längsstabilität beobachtet, was auch der Tendenz nach erklärlich ist. Diese Erscheinung bestätigt sich aber bei den übrigen Schiffen nicht; die Änderung der Stampfperioden bei austauchendem Schiff war hier nur sehr gering.

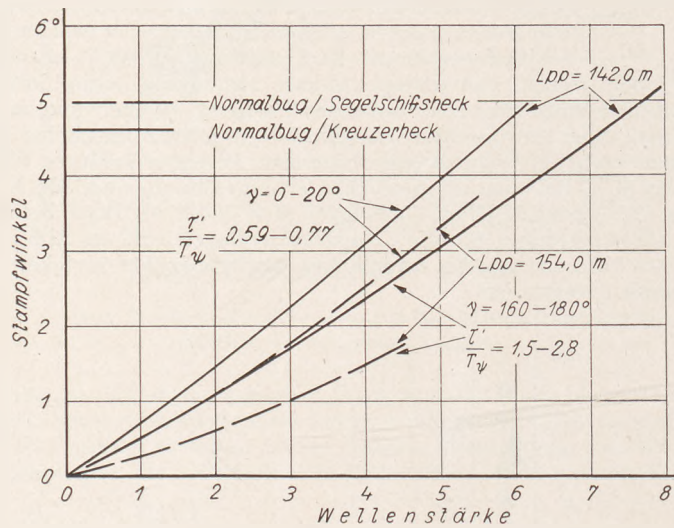


Abb. 7. Der Stampfwinkel von zwei Frachtschiffen bei einem Begegnungswinkel γ von $0-20^\circ$ und $160-180^\circ$

Die Errechnung des Trägheitsradius aus den Eigenschwingungen erfordert in erster Linie die genaue Kenntnis der Perioden, weil die Resultate selbst gegen geringe Abweichungen sehr empfindlich sind. Aus den Schwierigkeiten, die sich aber der Ermittlung der Eigenperioden aus Fahrtbeobachtungen entgegenstellen, erklären sich auch die Streuungen in beiden Schaubildern. Immerhin kann als ein Kriterium für die Zuverlässigkeit dieser Ergebnisse das von Langmaak auf MS „Robert Ley“ mit Hilfe wissenschaftlicher Meß- und Auswertungsmethoden gefundene Verhältnis des Längenträgheitsradius zur Schiffslänge angesehen werden, welches als Kreuz in Abb. 6 eingetragen ist.

Die Ermittlung des \overline{MLG} macht keine Schwierigkeiten, es kann in einfacher Weise den Werftunterlagen entnommen werden.

Die dem Nautiker bekannte Tatsache, daß ein Schiff in gleichem Seegang beim

Lenzen

weniger stampft als beim Fahren gegen die See, wird auch in Abb. 7 aus den sehr sorgfältig durchgeführten Beobachtungen auf zwei im Australiendienst beschäftigten Frachtschiffen dargestellt. Der auf der Ordinate aufgetragene Stampfwinkel ist bei einem Begegnungswinkel von 0 bis 20° und gleicher Wellenstärke nicht unwesentlich größer als bei Seegang, der aus den Richtungen 160 bis 180° zum Schiffskurs einkommt. Die Ursache hierzu wird einmal in dem Verhältnis der Begegnungsperiode τ' zur Eigenperiode T_ψ liegen, welches mit $0,59$ bis $0,77$ bei See von vorn erheblich näher an den Resonanzzustand herankommt als bei Seegang von achtern mit einem Periodenverhältnis von $1,5$ bis $2,8$. Ferner muß das Schiff im ersten Fall gegen die Reibungsströmung, welche der Wind erzeugt und vor allem gegen die Orbitalbewegung der Welle anfahren, während es im zweiten Fall mitläuft.

Die eigentliche Aufgabe dieser Untersuchung, die darin besteht, für verschiedene Schiffsklassen und -typen Aufschlüsse über das

Stampfverhalten in gleichem Seegang

zu bekommen, führte dazu, aus den Fahrtbeobachtungen die Stampfbewegungen in Abhängigkeit von den Dünungsstärken festzustellen.

Die Dünung wurde als Bezugsbasis gewählt, weil sie, wie auch aus den Abb. 1 bis 3 hervorgeht, die Stampfoscillationen in starkem Maße beeinflusst. Die Windsee wirkt erst nach Erreichung größerer Stärken merklich auf die Stampfbewegungen ein. Um eine einheitliche Vergleichsgrundlage zu gewinnen, wurden nur Beobachtungen bei einem Begegnungswinkel γ zwischen Schiff und Dünung von 0 bis 20° verwendet, wenn gleichzeitig die Windsee ebenfalls aus vorderlichen Richtungen kam und ihre Stärke nach Beaufort nicht größer als 3 war. Beobachtungen ohne Windsee wurden nicht benutzt, weil sie einmal sehr selten sind und zum anderen vermieden werden sollte, den sonst immer vorhandenen, in diesem Fall aber fehlenden Einfluß der Windsee als verfallenden Faktor in die Untersuchungen aufzunehmen.

Beim Fahren in dem genannten Begegnungswinkelbereich liegt das Verhältnis der Erregungs- zur Eigenperiode immer unterhalb der Resonanz. Nur bei langen Wellen von schätzungsweise 120 bis 140 m, die aber selten vorkommen, wird ein Verhältniswert von etwa $1,0$ erreicht. In einigen Fällen, in denen lange Dünungswellen wegen ihrer Flachheit in kleine Wellenstärken eingereiht wurden, konnten in dem vorgegebenen Winkelbereich von 0 bis 20° Resonanzen beobachtet werden, die auch in den Abb. 8 und 9 dargestellt sind.

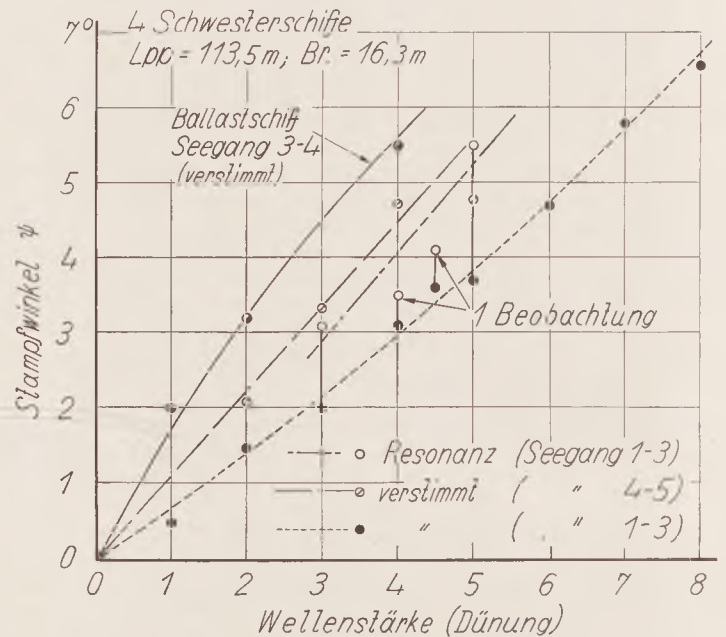


Abb. 8. Der Stampfwinkel bei Verstimmung, Resonanz, verschiedenen Seegangsstärken und Beladungen.

Den Beobachtungen wurden bei beladenem Schiff die jeder Dünungsstärke zugehörigen Stampfwinkel entnommen und, da die Streuungen nur gering waren, das arithmetische Mittel daraus gebildet. In Abb. 8 ist z. B. das Stampfverhalten von vier Schwesterschiffen, die im gleichen Fahrtgebiet tätig sind, bei verschiedenen See- und Ladungszuständen wiedergegeben. Auf der Abszisse sind die Dünungsstärken abgesetzt, über denen die Stampfplituden aufgetragen sind. Die vollen Punkte zeigen den Stampfwinkel unter dem Einfluß der Dünung bei gleichzeitig vorhandener vorderlicher Windsee in Stärke 1 bis 3 . Diese Kurve ist bei Beachtung gleicher Voraussetzungen für alle untersuchten Schiffe zu dem Zweck hergestellt, eine Vergleichsmöglichkeit für das Seeverhalten der einzelnen Schiffsklassen zu bekommen. Sie soll deshalb die Bezugskurve genannt werden. Im Resonanzfall erhöhen sich die Stampfwinkel um etwa einen Grad. Bei zwei Resonanzbeobachtungen liegt allerdings nur je ein Wert vor. Diese beiden Punkte sind besonders gekennzeichnet, weil ihnen nur beschränkte Zuverlässigkeit zukommt. Sie gleichen sich jedoch den aus mehreren Beobachtungen gewonnenen Werten zufriedenstellend an. Größer als in den vorliegenden Resonanzfällen ist offenbar der erregende Einfluß der Windsee, unter dem sich schon bei Stärke 4 bis 5 die Stampfwinkel wesentlich über die bei Stärke 1 bis 3 beobachteten Größen erheben. Am ungünstigsten verhält sich, wie allgemein bekannt ist, das Ballastschiff. Seine Stampfwinkel erreichen fast den doppelten Betrag wie im beladenen Zustand. Allerdings sind im vorliegenden Fall die Windseestärken etwas höher als die der Bezugskurve.

In Abb. 9 kommen ebenfalls für vier Schwesterschiffe die gleichen Schwingungsverhältnisse zum Ausdruck, nur mit dem Unterschied, daß diese vier Schiffe ungewöhnlich hohe Stampfwinkel erreichen, die unter 44 untersuchten Schiffen kaum noch einmal gefunden wurden. So ungewöhnlich diese hohen Amplituden zunächst anmuten, so haben sie doch ebenso wie die Beobachtungen in Abb. 8 hohen Zuverlässigkeitswert, weil auf vier Schwesterschiffen, unabhängig voneinander, die gleichen Beträge gemessen wurden. Sehr deutlich tritt in Abb. 9

der Einfluß kleiner und großer Windsee hervor. Bei gleicher Dünung und Windseestärken von 5 bis 7 erreicht das Schiff Stampfwinkel, die etwa 50% höher liegen als bei Windsee Stärke 1 bis 3. Im schweren Seegang, bei Dünungsstärke 7 und gleichzeitig vorhandener Windsee 5 bis 7 wurden Stampfwinkel bis zu etwa 17° gemessen. In einigen Resonanzfällen liegen die Amplituden rund 1,5° höher als bei Verstimmung.

Die in beiden Schaubildern dargestellten Ergebnisse der Stampfschwingungen im Resonanzfall bestätigen die zahlreichen Beobachtungen an anderen Schiffen und führen daher zu der Vermutung, daß ein Schiff unter dem Einfluß mehrerer gleichzeitig vorhandener Wellenzüge wohl auf den Synchronismus mit einer dieser Wellen anspricht, daß aber die anderen Wellen doch störend einwirken und

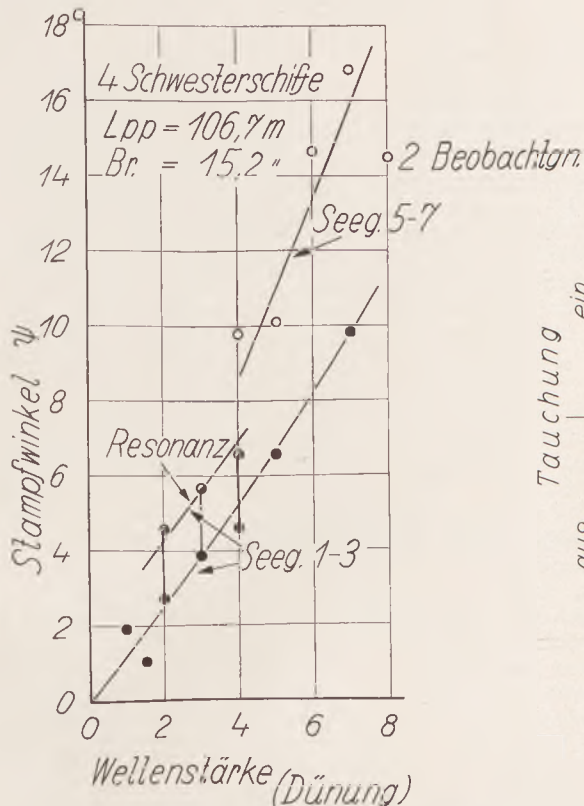


Abb. 9. Der Stampfwinkel bei Verstimmung, Resonanz und verschiedenen Seegangsstärken.

die Ausschläge daher nicht so große Werte erreichen, wie häufig angenommen wird. Eine Gefährdung der Schiffssicherheit kann aus dieser geringen Winkelerhöhung infolge Resonanz nicht abgeleitet werden. Vielmehr verdient der Umstand die besondere Aufmerksamkeit der Schiffahrtskreise, daß es Schiffe gibt, die infolge ihrer Konstruktion, verglichen mit anderen Schiffen, ständig sehr große Stampfamplituden erreichen, wofür die Ergebnisse der Vergleichsschiffe in den Abb. 8 und 9 beispielhaft sind.

Dagegen besteht in dem seltenen Fall reiner Resonanz zwischen Schiff, Windsee und Dünung, der in Tabelle 1 wiedergegeben ist, eine erhöhte Beanspruchung des Schiffes, die zu einer Gefährdung führen kann, ganz abgesehen von dem unwirtschaftlichen Fahren, welches in solchen Fällen durch erhebliche Fahrtverminderung bei gleicher Maschinenleistung eintritt.

Um einen Vergleich der Stampfschwingungen der verschiedenen Schiffsklassen und -typen zu bekommen, wurden die in den Schaubildern 8 und 9 gezeigten Bezugskurven der untersuchten Schiffe in den Abb. 10 und 12 bis 15 zusammengetragen. Jedes dieser Schaubilder enthält nur die Kurven von Schiffen, die im gleichen Fahrtgebiet verkehren. Infolge des Einflusses, welchen das Verhältnis der Schiffslänge zur Wellenlänge auf die Stampfschwingungen ausübt, war die Unterteilung der Vergleichsschiffe nach Fahrtgebieten erforderlich, weil in jedem Fahrtgebiet wegen der lokalen geographischen und meteorologischen Eigenarten einer bestimmten Wellenstärke auch ein bestimmter Bereich der Wellenlängen entspricht.

Der Versuch, das in den Schaubildern ausgedrückte unterschiedliche Stampfverhalten der Schiffe nur durch einen Vergleich der jedem Schaubild beigefügten Werte, wie Schiffslänge, Längenmetazentrum oder Schwerpunktlagen zu erklären, ergab keine eindeutigen Ergebnisse, welche für alle Fälle widerspruchsfreie Hinweise über die Ursachen dieser Erscheinung vermitteln hätten. Während z. B. in Abb. 10 von den Schwesterschiffen D und E das Schiff mit dem größeren $M_L G = 165$ m weniger stampft als das andere mit einem $M_L G$ von nur 149 m, liegen die Verhältnisse bei den Vergleichs-

schiffen B und C mit $M_L G$ -Größen von 160 bzw. 164 m gerade umgekehrt. Solche Gegensätzlichkeiten lassen sich wiederholt beobachten. Ebensowenig bieten die Schiffslängen allein keinen Anhalt zu einer Erklärung des Stampfverhaltens verschiedener Schiffe. Es gibt z. B. kurze Schiffe, die im gleichen Seegang weniger stampfen als lange und umgekehrt. Die gleiche Gegensätzlichkeit besteht auch bei alleiniger Betrachtung der Lage des Verdrängungsschwerpunktes der Länge nach.

Das Versagen des Versuchs, aus einem oder mehreren dieser Faktoren das Stampfverhalten der Schiffe in jedem Fall widerspruchsfrei erklären zu wollen, ergibt sich offenbar aus den Überlagerungen der Einflüsse obiger Faktoren, welche gleichzeitig auf ein Schiff wirken, wobei offenbar der Schiffsform eine recht erhebliche Bedeutung zukommt.

Jeder Seemann weiß aus seinen Berufserfahrungen, daß sich praktisch abmessungsgleiche Schiffe in demselben Seegang hinsichtlich ihrer Stampfbewegungen sehr verschieden verhalten können. Es gibt Schiffe, die als Deckwascher in keinem guten Ruf stehen und solche, deren hervorragende Seefähigkeiten sehr günstig beurteilt

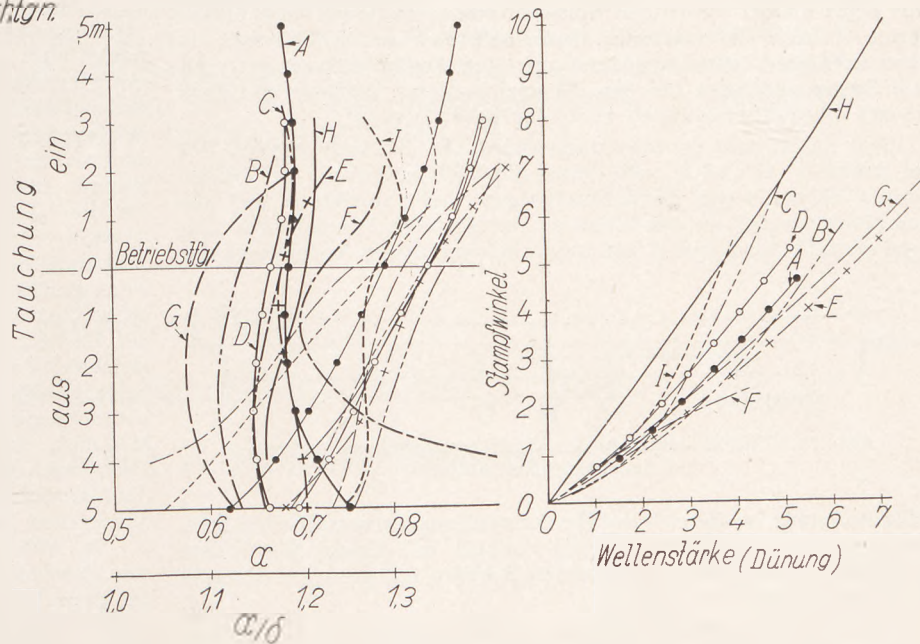


Abb. 10. Der Stampfwinkel ψ in Abhängigkeit von der Wellenstärke und den Völligkeitsgraden α und α/δ .

Tabelle 2.

Schiff	Bau-jahr	Lpp	L/B	Re-triebs-Tief-gang	$M_L G$	\odot WL	\odot V	kn
A . .	35	150,0	7,48	6,64	223,9	- 3,15	+0,48	17,5
B . .	28	131,0	7,28	7,67	159,8	- 0,92	+3,13	12,8
C . .	36	130,5	7,60	7,43	164,4	- 3,72	+0,34	14,5
D . .	35	124,0	7,44	7,29	149,4	- 3,62	+0,36	13,5
E . .	35	124,0	7,44	7,29	165,3	- 1,45	+0,43	13,5
F . .	38	117,7	7,36	4,80	187,9	+ 2,80	-0,72	15,5
G . .	28	113,5	6,96	6,61	122,3	+ 0,10	+1,42	12,3
H . .	35	106,7	7,00	6,35	129,1	- 0,20	+0,48	13,5
I . .	38	96,0	6,92	5,59	115,7	- 2,58	-1,25	15,0

werden. Diese nautischen Erfahrungen sind auch in Werftkreisen bekannt, und der Konstrukteur ist unaufhörlich bemüht, Schiffsförmungen zu entwickeln, die, vornehmlich durch Gestaltung der Bug- und auch Heckform, den Schiffen geringe und weiche Stampfschwingungen verleihen sollen, wobei dem Bug noch die wichtige Aufgabe zufällt, die ankommenden Wellen abzuweisen.

Der praktische Schiffbauer versucht also die Stampfschwingungen vornehmlich durch Verbesserung der Schiffsform günstig zu beeinflussen, um eine hohe dämpfende Wirkung zu erzielen. Hier ist besonders auf die Maierform und den Bugwulst hinzuweisen. Aber auch andere, dem gleichen Zweck dienende Formen sind von den einzelnen Werften entwickelt worden, wobei natürlich gleichzeitig das Streben richtungweisend war, zur Erzielung höherer Geschwindigkeiten bei gleicher Leistung den Formwiderstand herabzusetzen.

Wenn auch das Verhältnis der Schiffslänge zur Wellenlänge einen bestimmten Einfluß auf die Stampfschwingungen ausübt, wie Kent (10) rechnerisch nachgewiesen hat, so ist doch aus der nautischen Erfahrung und den vorliegenden Fahrtbeobachtungen deutlich er-

kennbar, daß das Stampfverhalten der Schiffe doch wesentlich durch die Schiffsform bestimmt wird, was auch von Kritikern Kents hervor-gehoben wurde.

Das unbefriedigende Ergebnis des Versuchs, die Stampfbewegungen nur aus den oben genannten statischen Eigenschaften zu erklären, gab Veranlassung, auch die Schiffsform in den Kreis der Betrachtung aufzunehmen und in geeigneter Weise in den Schaubildern 10 und 12 bis 15 darzustellen. Zu diesem Zweck wurden den Werftkurvenblättern die Völligkeitsgrade α und α/δ entnommen und über der Abszisse abgesetzt. Die Ordinate enthält die Paralleltauchung in Meter ober- und unterhalb des üblichen Betriebstiefganges der untersuchten Schiffe, um den Verlauf der Schiffsform in der Nähe der Betriebsschwimmwasserlinie erkennbar zu machen. Die α -Kurven sind dünn und die α/δ -Werte stark gezeichnet.

Vergleicht man zunächst in Abb. 10 den Verlauf der α -Kurven mit dem der Stampf-schwingungen, dann zeigt sich, daß die Amplituden praktisch längengleicher Schiffe, deren α -Werte oberhalb des Betriebstiefganges stark zunehmen, am unteren Rande der Stampfkurvenschar liegen, während die mehr gerade verlaufenden oder wie in einem Falle sogar kleiner werdenden Völligkeitsgrade zu hohen Ausschlägen führen. Infolge der größeren Veränderlichkeit der α/δ -Kurven, in denen auch die Verdrängungsänderung zum Ausdruck kommt, treten diese Zusammenhänge bei dem Vergleich dieses Werteverhältnisses mit den Stampfbewegungen noch deutlicher hervor.

Sehr interessant ist das unterschiedliche Stampfverhalten der drei Schiffe F, G und H, von denen die Völligkeitsgrade der beiden ersteren oberhalb des Betriebstiefganges stark zunehmen und die Stampfbewegungen zu den kleinsten der Kurvenschar gehören. Dagegen erreicht das Schiff H bei wesentlich geringeren Änderungen der



Abb. 11. Einfluß der Lage des Verdrängungsschwerpunktes auf das Stampfverhalten.

Völligkeitsgrade im Bereich des Betriebstiefganges ungewöhnlich hohe Stampfwinkel. Das Verhältnis α/δ verläuft bei diesem Schiff fast senkrecht, während es bei den beiden Schiffen mit geringen Stampfbewegungen rasch zunimmt.

Ein Kapitän, der zwei der vier Schwesterschiffe G längere Zeit führte, bestätigte die guten See-Eigenschaften und erklärte, daß innerhalb von zwei Jahren nur einmal infolge unachtsamen Steuerns Wasser an Deck gekommen sei, trotzdem die Schiffe nur mit Geländerreling ausgerüstet sind.

Auch das Verhalten der Schiffe D und E bewegt sich in gleicher Richtung. Die Änderung der Völligkeitsgrade ist bei letzterem sehr viel stärker zunehmend als bei D und tatsächlich sind auch die Stampf-amplituden des Schiffes E wesentlich geringer als die von D. Auch die Stampfbewegungen des Schiffes I verdienen hohe Beachtung. Die Völligkeitsgrade verlaufen oberhalb des Betriebstiefganges zunächst kräftig zunehmend, um dann plötzlich in umgekehrter Richtung abzuschwenken. Dieses Bild spiegelt sich auch im Verlauf der Stampf-schwingungen wieder, die nach zunächst normalem Beginn eine sehr schnell ansteigende Tendenz annehmen. Ähnlich verhalten sich die Schiffe B und C, bei denen besonders die Kurven α/δ deutlich zeigen, daß B völligere Formen annimmt, während die Kurve von C nach einer an sich schon geringeren Neigung zu größerer Völligkeit später zu einer abnehmenden Tendenz übergeht. Auch in diesem Fall erreicht das Schiff mit der kleineren Änderung der Völligkeitsgrade die größten Stampfwinkel. Die Stampfkurve des Schiffes C nimmt einen ähnlichen Verlauf wie die des Schiffes I. Ein Vergleich dieser beiden Schiffe ist wegen des erheblichen Längenunterschiedes allerdings nicht möglich.

Zur Beurteilung des Stampfverhaltens der Schiffe sind außer der Form noch weitere Faktoren in die Betrachtungen aufzunehmen, die schon vorstehend genannt wurden. Diese ergänzenden Angaben sind den Schaubildern 10 und 12 bis 15 für jedes Schiff in den Tabellen 2 bis 6 beigelegt. Spalte 1 enthält die Buchstabenbezeichnung in dem zugehörigen Schaubild. In Spalte 2 ist das Baujahr verzeichnet und in 3 die Lpp. Das Verhältnis Länge zur Breite befindet sich in Spalte 4, dann folgt der aus den Fahrtbeobachtungen gefundene übliche Betriebstiefgang bei beladenem Schiff, für welches die Stampf-schwingungen ermittelt wurden. In der nächsten Rubrik ist das Längenmetazentrum angeführt. Die Spalten 7 und 8 enthalten die Lage der Wasserlinien- und Verdrängungsschwerpunkte, wobei + die Lage vor und - hinter dem Hauptspant bezeichnet. Schließlich folgt in der letzten Spalte die normale Dienstgeschwindigkeit.

Der Unterschied im Stampfverhalten der beiden Schiffe B und C, der zwar dem Verlauf der Völligkeitsgrade α/δ entspricht, führt wegen der hohen Spanne, welche zwischen den beiden Stampfkurven liegt, zu der Vermutung, daß außer der Schiffsform noch andere Einflüsse wirksam gewesen sind. Aus den Längenmetazentren von 160 bzw. 164 m lassen sich kaum Ursachen für diese hohe Differenz ableiten. Die Betriebstiefgänge sind praktisch die gleichen. Allerdings ist das Schiff B 0,8 m breiter als C. Aber aus den übrigen Beobachtungen hat sich ergeben, daß solche Breitenunterschiede bei längengleichen Schiffen nicht zu einem charakteristischen unterschiedlichen Stampfverhalten führen, welches in allen Fällen widerspruchsfrei zum Ausdruck kommt. Breitere Schiffe erreichen sowohl höhere als auch kleinere Stampf-amplituden als schmälere Vergleichsschiffe. Dagegen scheint die Lage des Verdrängungsschwerpunktes der Länge nach einen gewissen Einfluß auf das Stampfen auszuüben, worauf Kent (10) schon früher hingewiesen hat. Bei Betrachtung der vorliegenden Vergleichsschiffe ergibt sich, daß der Verdrängungsschwerpunkt des geringer stampfenden Schiffes B 3,13 m vor dem Hauptspant liegt, der des Schiffes C dagegen nur 0,34 m. Es läßt sich sowohl nach diesem Beispiel als auch aus anderen Fällen vermuten, daß die Stampfbewegungen geringer werden, wenn der Hebelarm zwischen dem Drehpunkt und dem Verdrängungsschwerpunkt länger wird. Diese Zusammenhänge gehen aus Abb. 11 hervor, aus welcher zu ersehen ist, daß im Fall V_2 ein größeres Längstrimm-Moment erforderlich ist als bei der Schwerpunktslage V_1 , um das statische Moment aus Hebelarm mal Schiffsgewicht zu überwinden. Allerdings wird auch das erregende Längstrimm-Moment der Welle mit dem Hebelarm größer. Da die Verdrängung von B für den Betriebstiefgang von 7,67 m 13 860 t beträgt und der von D für den Tiefgang 7,43 nur 11 900 t, so sind auch die Rückstellmomente im ersten Fall größer als im zweiten, wenn gleiche Drehpunktlage vorausgesetzt werden kann. Es darf aber bei solchen Betrachtungen nicht übersehen werden, daß die Kenntnis der Drehpunktlage im Seegang unsicher ist. Im vorliegenden Vergleichsfall der längen- und typgleichen Schiffe B und C wurde eine für beide Schiffe gleiche Drehpunktlage angenommen auf Grund von Versuchsergebnissen an drei gleichlangen aber formverschiedenen Modellen, über welche Kempf (9) berichtet hat. Danach liegt der Drehpunkt des Normalschiffes etwa $\frac{1}{3}$ L vor dem hinteren Lot, der des Maierschiffes $\frac{1}{4}$ L und bei der Bugwulstform befand er sich etwas hinter dem Hauptspant.

In Abb. 12 bestätigt sich ebenfalls der im vorigen Schaubild zum Ausdruck gekommene wesentliche Einfluß der Schiffsform auf das Stampfverhalten. Auch hier erreicht das Schiff E, dessen Völligkeitsgrade sich in ansteigender Tendenz ändern, die kleinsten Ausschläge gegenüber den Vergleichsschiffen C und D. Die höchsten Stampfwinkel verzeichnet das Schiff D, bei welchem die Völligkeitsgrade die kleinste Änderung aufweisen. Der oberhalb des Betriebstiefganges zunächst parallele Verlauf der Kurven der Schiffe A und B kommt im Stampfverhalten dadurch zum Ausdruck, daß beide Schiffe gleich hohe Ausschläge erreichen. Erst später, wenn die Kurven von B völliger zu werden beginnen, zeigen die Stampfwinkel dieses Schiffes gegenüber denen von A eine deutliche Neigung zu einem verlangsamten Anstieg bei zunehmender Wellenstärke.

Aus der zu Abb. 12 gehörigen Tabelle 3 ist noch ersichtlich, daß von den drei Vergleichsschiffen C, D und E das erstere das größte $M_L G$ von 191 m hat; es folgt D, welches am meisten stampft, mit 171 m und schließlich das günstigste Schiff E mit 146 m. Außerdem liegen bei letzterem die Schwerpunkte des Wasserlinienareals und der Verdrängung, besonders die ersteren, wesentlich vorderlicher als bei dem Vergleichsschiff D, welches wie E Normalstevens und Segelschiffsheck hat. Für den Betriebstiefgang beträgt die Verdrängung des Schiffes D 12 300 t und für E 13 500 t. Nimmt man, da beide Schiffe von demselben Typ sind, gleiche Drehpunktlage an, dann ergibt sich auch hier, wie bei den Schiffen B und C in Abb. 10, daß das Schiff mit größerem Rückstellmoment kleinere Stampfwinkel hat.

Ein Vergleich der Schiffe B und D, die sich in der Lpp allerdings um 10 m unterscheiden, aber gleiche $M_L G$ -Werte haben, führt zu demselben Ergebnis. Der Verlauf der α - und α/δ -Kurven ist in der Nähe des Betriebstiefganges fast parallel, dennoch stampft B weniger als D. Das mag zum Teil in der größeren Länge des Schiffes B begründet sein. Es fällt aber hier wieder auf, daß die Verdrängungs- und Wasserflächen-schwerpunkte von B gegenüber denen des Vergleichsschiffes wesentlich vorderlicher gelagert sind.

In Abb. 13 kommt die Beziehung zwischen Schiffsform und Stampfverhalten ebenfalls deutlich zum Ausdruck. Am günstigsten verhält sich das Schiff A. Der Änderung der Völligkeitsgrade in zunehmender Richtung entspricht eine relativ zu den beiden anderen Schiffen niedrige Stampfkurve mit einer Tendenz zu kleiner werdender Stampfwinkeländerung bei wachsender Wellenstärke. Auch hier sind die Schwerpunkte der Verdrängung und Wasserlinienfläche des weniger stampfenden Schiffes gegenüber den Schwerpunkten der Schiffe mit höherem Stampfwinkel nach vorn verlagert. Allerdings

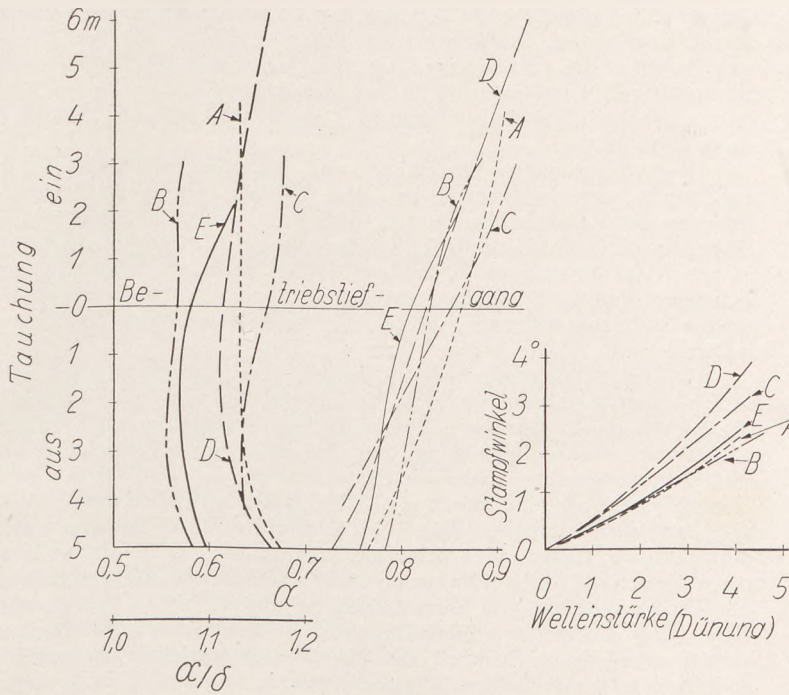


Abb. 12. Der Stampfwinkel ψ in Abhängigkeit von der Wellenstärke und den Völligkeitsgraden α und α/δ .

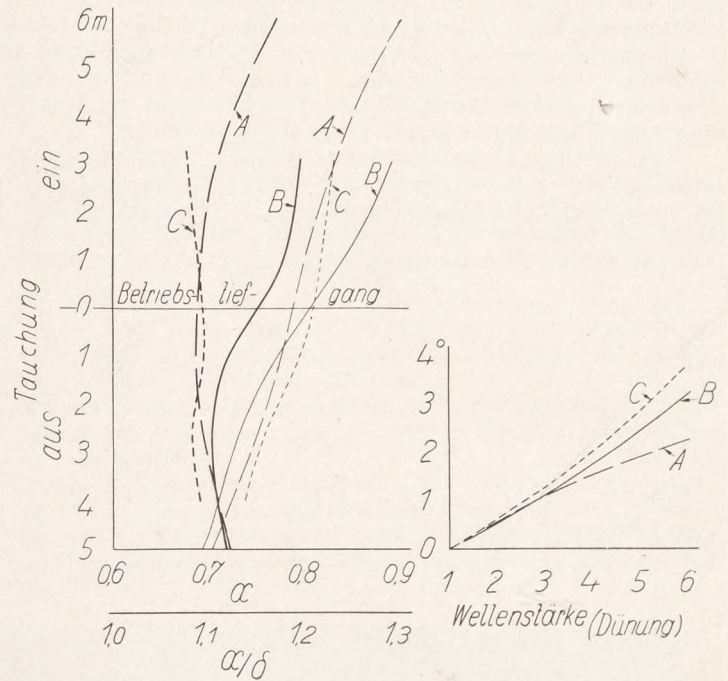


Abb. 13. Der Stampfwinkel ψ in Abhängigkeit von der Wellenstärke und den Völligkeitsgraden α und α/δ .

Tabelle 3.

Schiff	Bau-jahr	Lpp	L/B	Be-trieb-s-Tief-gang	$\overline{M_L G}$	\odot WL	\odot V	kn
A . .	24+30	151,5	7,60	7,89	215,6	- 3,35	+0,51	13,3
B . .	22	144,1	7,82	7,62	170,3	+ 1,16	+1,43	13,0
C . .	36	134,5	7,23	6,96	191,3	- 0,96	+0,36	12,5
D . .	22	133,5	7,69	7,00	170,8	- 1,02	-0,07	11,7
E . .	29	133,2	7,80	7,66	146,3	+ 1,60	+1,93	12,2

Tabelle 4.

Schiff	Bau-jahr	Lpp	L/B	Be-trieb-s-Tief-gang	$\overline{M_L G}$	\odot WL	\odot V	kn
A . .	27	153,5	7,93	6,04	237,2	+ 1,30	+2,04	13,0
B . .	36	141,7	7,58	7,62	170,2	- 2,60	+1,08	14,5
C . .	28	140,3	7,55	6,62	172,8	+ 1,09	+0,96	13,5

darf hier nicht übersehen werden, daß Schiff A 12 bzw. 14 m länger ist als die Schiffe B und C.

Von den Schiffen B und C erreicht ersteres geringere Stampfwinkel als das Vergleichsschiff C. Auch in diesem Beispiel haben die Kurven der Völligkeitsgrade des günstigeren Schiffes eine stärkere Neigung zu größeren Werten als die des anderen Schiffes. Obwohl in diesem Vergleichsfall die Beziehung der Völligkeitsgrade zu den Stampfwinkeln die gleiche ist wie in den vorerwähnten Beispielen, so ist der Unterschied zwischen den erreichten Amplituden doch nur mäßig. Wenn im vorliegenden Fall auch der Verlauf der Stampfwinkel dem der Völligkeitsgrade entspricht, so dürfte für B ein geringerer oder für C ein höherer Ausschlag erwartet werden. Die stärker abnehmende Änderung im Verlauf des Quotienten α/δ des Schiffes B kann im Einklang mit der beobachteten Beziehung zwischen den Völligkeitsgraden und der Stampfbewegung vielleicht als die Ursache der geringen Dämpfung angesehen werden. Wahrscheinlich trägt zu dem angelegenen Stampfverhalten der beiden Schiffe auch die übereinstimmende Lage der Verdrängungsschwerpunkte bei, die sich in beiden Fällen 1 m vor dem Hauptspant befinden. Inwieweit hier Beziehungen bestehen, läßt sich aus Fahrtbeobachtungen nicht einwandfrei erklären, weil das Schiff unter dem Wechselspiel mehrerer äußerer Einflüsse steht und eine Reihe erforderlicher Unterlagen nicht verfügbar sind, so daß die aus Fahrtbeobachtungen gewonnenen Stampfwerte nur als allgemeine Tendenz angesehen werden dürfen. Hier in der Tiefe zu schöpfen, um grundsätzliche Fragen zu klären, ist die Aufgabe des Modellversuchs, der unter allen erforderlichen äußeren und inneren Voraussetzungen durchgeführt werden kann, was beim naturgroßen Schiff nur sehr selten erreichbar ist.

Wie in den vorhergehenden Schaubildern, so kommt auch in Abb. 14 wieder die gleiche Erscheinung zum Ausdruck, daß eine oberhalb des Betriebstiefganges stark zunehmende Völligkeit die Ausschläge wirkungsvoll abdämpft, wie es sich im Falle des Schiffes B zeigt. Allerdings ist die Fahrtgeschwindigkeit von B, welches ein älteres Schiff mit Normalbug und Segelschiffsheck ist, etwa 2 kn kleiner als die der drei modernen Vergleichsschiffe mit etwas aus-

fallendem Bug und Kreuzerheck. Es ist aber nicht anzunehmen, daß bei den vorliegenden mäßigen Wellenstärken dieser geringe Fahrtunterschied einen so erheblich dämpfenden Einfluß auf die Stampfwinkel ausübt. Im nahen Bereich der Schwimmwasserlinie verlaufen die α/δ -Kurven der Schiffe, ausgenommen die des Schiffes C, parallel nach oben. Die Stampfwinkel des Schiffes B halten sich zunächst mit

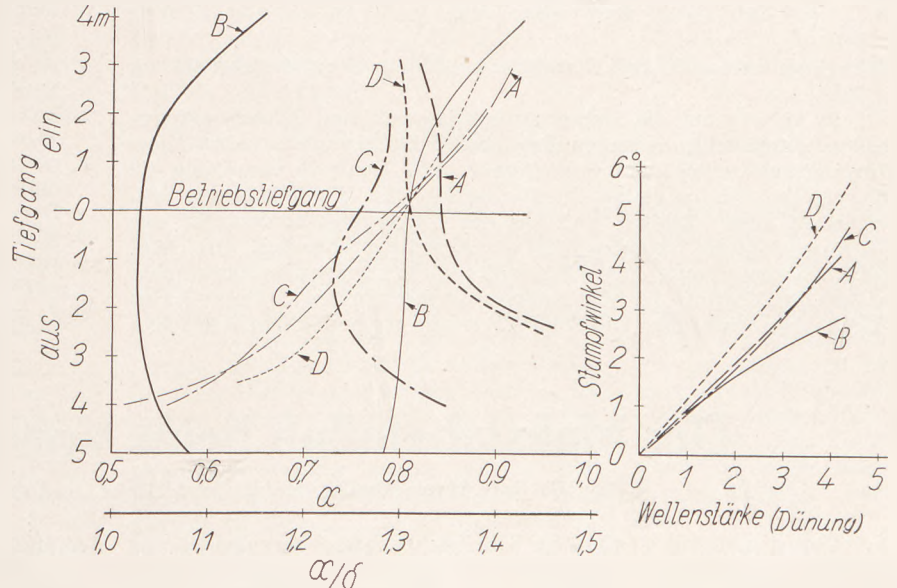


Abb. 14. Der Stampfwinkel ψ in Abhängigkeit von der Wellenstärke und den Völligkeitsgraden α und α/δ .

Tabelle 5.

Schiff	Bau-jahr	Lpp	L/B	Be-trieb-s-Tief-gang	$\overline{M_L G}$	\odot WL	\odot V	kn
A . .	35	110,7	8,14	5,30	176,9	- 0,12	-0,63	14,6
B . .	22	109,7	7,20	6,14	112,7	+ 0,59	+0,93	11,7
C . .	35	108,6	7,60	5,16	165,4	- 2,62	-0,80	14,5
D . .	34	106,0	7,79	5,27	161,0	+ 0,12	-0,20	13,8

denen der Vergleichsschiffe im gleichen Rahmen, dann aber kommt der dämpfende Einfluß der stark zunehmenden Völligkeit des Schiffes B zur Geltung, und die Zunahme des Stampfwinkels wird trotz wachsender Wellenstärke geringer. A und C haben den α -Kurven entsprechend gleiche Stampfwinkel. Verglichen mit der Kurve α/δ könnte die Stampfkurve von C etwas flacher anlaufen.

Aus Tabelle 5 ist zu entnehmen, daß die Verdrängungsschwerpunkte der Schiffe A und C praktisch zusammenfallen. Dagegen liegt der Schwerpunkt der Wasserlinienfläche des Schiffes C zu dem des Vergleichsschiffes A erheblich achterlicher, was im Einklang mit den oben dargelegten Vermutungen über den Einfluß relativ achterlicher

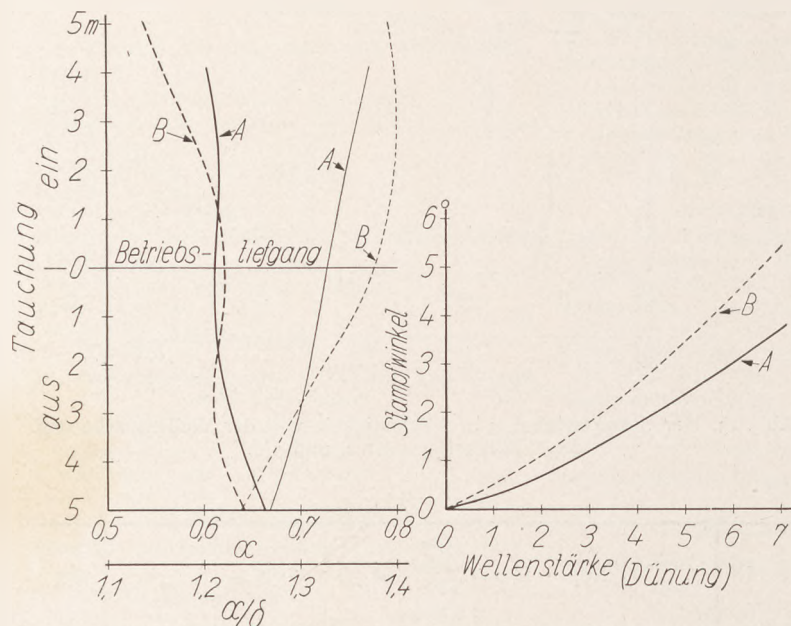


Abb. 15. Der Stampfwinkel ψ in Abhängigkeit von der Wellenstärke und den Völligkeitsgraden α und α/δ .

Tabelle 6.

Schiff	Baujahr	Lpp	L/B	Betriebs-Tiefgang	$M_L G$	$\odot WL$	$\odot V$	kn
A . .	29	270,7	8,72	9,62	501,9	-10,60	-5,53	26,8
B . .	23+26	195,0	8,13	8,34	306,1	-2,67	+0,65	19,7

Schwerpunktlage in Fall C auch zu erhöhtem Stampfwinkel führen müßte.

In Abb. 15 sind die Stampfverhältnisse von zwei Schnelldampferklassen dargestellt, die wegen ihres großen Längenunterschiedes allerdings grundsätzlich nicht vergleichbar sind. Dennoch vermitteln die Kurven der Stampfwinkel einen wissenswerten Einblick in das Seeverhalten dieser Schiffe, weil aus der Auftragung hervorgeht, was für Ausschläge die Dampfer unter gleichen Seeverhältnissen erreichen. Daneben kommt auch hier wieder die gleiche Tendenz im Zusammenwirken des Verlaufs der Völligkeitsgrade mit dem der Stampfschwingungen zum Ausdruck. Die Schiffe B zeigen gegenüber den Schiffen A

eine erheblich abnehmende Tendenz der Völligkeitsgrade und größere Stampfamplituden. Natürlich sagt dieser Vergleich, wie bereits erwähnt, wegen des erheblichen Längenunterschiedes der Schiffe noch nichts über ihre nautische Güte aus. Außerdem ist der Unterschied in der Geschwindigkeit und dem $M_L G$ sehr groß, wie aus Tabelle 6 zu ersehen ist.

Die vorliegenden Ergebnisse aus Fahrtbeobachtungen von 44 Schiffen verschiedener Typen und Größen, die in fünf Fahrtgebieten des Atlantischen Ozeans verkehren, haben in allen Fällen einen bestimmenden Einfluß der Schiffsforn auf die Stampfbewegung in der Weise herausgestellt, daß die Schiffe geringere Stampfwinkel aufweisen, deren Völligkeitsgrade sich in der Nähe des Betriebstiefganges in zunehmender Richtung stärker ändern als die der Vergleichsschiffe.

Wo der Größenunterschied zwischen dem Stampfverhalten von zwei Vergleichsschiffen zwar dem Verlauf der Kurven der Völligkeitsgrade entspricht, aber nach überschlägiger Schätzung hätte größer sein können, ergab die Prüfung, daß eine relativ zum Vergleichsschiff nach vorn verschobene Lage der Schwerpunkte der Verdrängung und Wasserlinienareale eine offenbar die Stampfwinkel reduzierende Wirkung ausübt. Die Regelmäßigkeit im Verlauf der Völligkeitsgrade und Stampfkurven lassen einen primären Einfluß der Schiffsforn vermuten, während die übrigen Faktoren mehr sekundäre Bedeutung haben.

Ferner geht aus den Schaubildern 10 und 12 bis 15 hervor, daß die absolute Größe der Völligkeitsgrade der Vergleichsschiffe offenbar keinen wesentlichen Einfluß auf die Stampfschwingungen ausübt. Es gibt Schiffe mit kleinen Völligkeitsgraden, von denen einige mehr, die anderen weniger stampfen als Vergleichsschiffe mit größerer Völligkeit. Als ein besonders überraschendes Ergebnis ist der Umstand zu werten, daß die verschiedenen Schiffstypen keine für sie kennzeichnenden, nur ihnen eigenen Stampfschwingungen ausführen, die sich gegenüber anderen Schiffsfornen in allen Beobachtungsfällen als kennzeichnendes Merkmal gezeigt hätten. Die Bezugskurven längengleicher Schiffe verschiedenen Typs verlaufen ohne jede Tendenz, die auf ein besonders auffälliges Stampfverhalten einer bestimmten Schiffsforn gegenüber einer anderen schließen läßt. Dagegen ergeben die Kurven der Völligkeitsgrade und Stampfwinkel, daß alle Schiffe, ganz gleich, welchen Typs sie sind, bei relativ zunehmender Änderung der Völligkeit geringer stampfen als die Vergleichsschiffe.

Literaturverzeichnis.

1. G. Lehmann: Bodenschäden im Vorschiff und die neuen Vorschriften der Klassifikationsgesellschaften, Schiffbau 1936/8.
2. Ders.: Massenverteilung und Trägheitsradius bei Seeschiffen. Mitt. Forsch.-Anst. Gutehoffnungshütte, Band 8, Heft 7, 1940.
3. A. Schumacher: Stereophotogrammetrische Wellenaufnahmen. Wissenschaftliche Ergebnisse der deutschen atlantischen Expedition auf dem Forschungsschiff „Meteor“ 1925—27, Bd. VII. II. Teil.
4. W. Hinterthahn: Auswertungen von Seegangsbeobachtungen im Nordatlantik. WRH. 1938/22.
5. L. Schubart: Manövrieren mit Dampfern in Stürmen. Seewart 1, 1940.
6. O. Hebecker: Über die Bedeutung der Rollperioden für die Stabilität eines Schiffes. WRH 1940/3.
7. Ders.: Zum Stand der Stabilitätsfrage. WRH 1941/13.
8. G. Kempf: Stabilitätsgrenzen für Schiffe. Schiffbau 1940/2.
9. Ders.: Verhalten verschiedener Schiffsfornen im Seegang. WRH 1932/13.
10. J. L. Kent: Appropriate Ships lengths for minimum ditching and maximum seaworthiness. I. N. A. 1934.

Der Maßstabeinfluß beim Voith-Schneider-Propeller.

Von Dr.-Ing. Hans Mueller, Heidenheim/Brenz, und Oberingenieur Kurt Helm, Hamburg.

Über den Maßstabeinfluß bei Schiffsschrauben sind in den letzten Jahren mannigfache Untersuchungen theoretischer und experimenteller Art durchgeführt worden. Es sei hier auf die Arbeiten von Kempf¹, Gutsche² und van Lammeren³ hingewiesen. Da der Voith-Schneider-Propeller in gleicher Weise wie die Schiffsschraube nach dem Auftriebsprinzip arbeitet, kann erwartet werden, daß sich

¹ Kempf, G.: Neuere Erfahrungen im Schiffbau-Versuchswesen. Jb. schiffbautechn. Ges. 1927, S. 171. Ferner: Rauheits- und Kennzahlen-einfluß bei Schiffsschrauben. Werft Reed. Hafen 1938, S. 145.

² Gutsche, F.: Kennwerteeinflüsse bei Schiffsschrauben-Modellversuchen. Mitt. Preuß. Versuchsanst. f. Wasserbau u. Schiffbau, Berlin 1936, Heft 21; ferner im Jb. schiffbautechn. Ges. 1935, Bd. 36.

³ Van Lammeren, W. P. A.: Analyse der Vortriebswirkungscomponenten in Verband mit Het Schaaleffect Bij Scheepsmodelproeven. Ned. Scheepsbouwkundig Proefstation Te Wageningen, 1938, Publicatie No. 32.

der Maßstabeinfluß, oder allgemeiner ausgedrückt, der Einfluß der Reynoldsschen Zahl bei beiden Vortriebs-einrichtungen ähnlich auswirkt. Gleichwohl besteht hinsichtlich der Größe des Einflusses zwischen beiden Antriebsorganen ein erheblicher Unterschied, der besonders dann in Erscheinung tritt, wenn in ein und demselben Schiffsmo-dell Vergleichsversuche mit Antrieb durch Schraube und VSP durchgeführt werden. Verschiedene Umstände, die im Rahmen dieser Arbeit noch erörtert werden, bedingen nämlich, daß unter sonst gleichen Verhältnissen die Profile der VSP-Modelle bei beträchtlich niedrigeren Reynoldsschen Zahlen arbeiten als jene der Modellschrauben. Bei Vernachlässigung des Maßstabeinflusses würde der VSP in der Großausführung im Vergleich zur Schraube hinsichtlich des erreichbaren Vortriebswirkungsgrades zu ungünstig beurteilt. Um dies zu verhindern, war man bisher gezwungen, die Modelle sehr groß auszuführen. Abgesehen von den Mehrkosten macht sich dann der

Einfluß der endlichen Tankabmessungen in unerwünschtem Maße bemerkbar, und zwar sowohl hinsichtlich seines Querschnittes wegen der dadurch bedingten Widerstandserhöhung als auch hinsichtlich seiner Länge wegen der Kürze der Zeit, die noch für eine Messung im Beharrungszustand zur Verfügung steht. Da somit nicht nur die Firma Voith, sondern wegen der meßtechnischen Schwierigkeiten auch die Schiffbau-Versuchsanstalten unmittelbar an der Ermittlung des Maßstabeinflusses beim VSP interessiert waren, wurden entsprechende systematische Versuche in Gemeinschaftsarbeit der Firma Voith und der Hamburgischen Schiffbau-Versuchsanstalt im Jahre 1941 durchgeführt.

Für die Versuche standen 4 Modellpropellertypen mit Flügelkreisdurchmessern von 0,12; 0,16; 0,20 und 0,35 m zur Verfügung. Damit die hierzu notwendigen Schiffmodelle nicht zu große Abmessungen erhalten, wurde als Ausgangsform eine seit Jahren in Betrieb befindliche Schlepperbarkasse gewählt, in welche ein Propeller mit 1,00 m Flügelkreisdurchmesser eingebaut worden ist. Nachstehend werden die Abmessungen dieses Bootes angegeben:

Länge zwischen den Loten	14,000 m
Länge in der Wasserlinie	14,066 m
Breite in der Wasserlinie	3,162 m
Tiefgang über Basis	0,716 m
Verdrängung auf Spanten	15,400 m ³
Propellerdurchmesser	1,000 m

Abb. 1 zeigt den Spantenriß des Bootes.

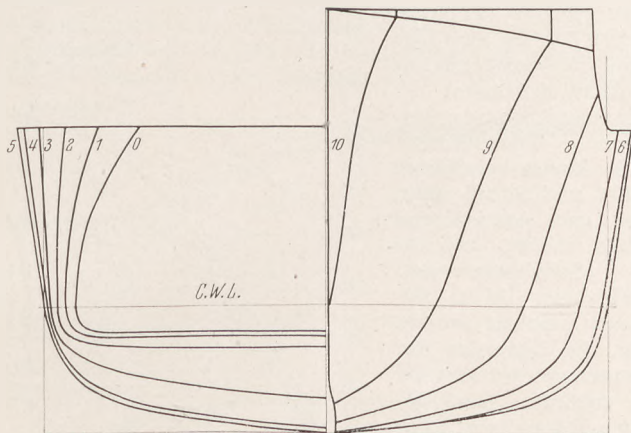


Abb. 1. Spantriß der Maßstabmodelle.

Mit den bereits erwähnten Abmessungen der Modellpropeller ergaben sich folgende Modellmaßstäbe:

Propeller-Durchmesser D =	0,12	0,16	0,20	0,35 m
Modellmaßstab α =	8,33	6,25	5,00	2,86

Die Abb. 2 zeigt die vier in den obigen Maßstäben hergestellten Schiffmodelle mit den eingebauten Propellern.

1. Widerstandsmessungen.

Der Vergleich der aus den Modellwiderständen nach dem Froudeschen Verfahren für die Großausführung errechneten EPS-Werte ergibt bei den drei größeren Modellen eine zufriedenstellende Übereinstimmung. Lediglich das kleinste Modell zeigt größere Abweichungen, die im wesentlichen durch folgende Umstände bedingt sind:

Um für die sehr umfangreichen Versuchsreihen die erforderlichen Unterlagen für die vorkommenden Drehzahlen- und Drehmomentenbereiche zu erhalten, sind entsprechende Vorversuche im Heidenheimer Strömungserinne durchgeführt worden, und zwar mit dem kleinsten Modell, das zu diesem Zweck in den Modellwerkstätten der Firma Voith hergestellt worden ist. Da hierzu keine besondere Schablonenfräseinrichtung zur Verfügung stand, mußte das Modell nach Spantschablonen gehobelt werden. Mit diesem Behelfsverfahren läßt sich naturgemäß nicht jene Genauigkeit erreichen wie mit den in den Schiffbau-Versuchsanstalten für diese Zwecke zur Verfügung stehenden Spezial-einrichtungen. Überdies hatte die Außenhaut dieses kleinsten Modells eine verhältnismäßig größere Rauigkeit als die der übrigen Modelle. Aus diesem Grunde wurde dieses Modell hinsichtlich seines Widerstandes nochmals mit leicht eingefetteter Oberfläche nachgemessen. Durch diese Maßnahme konnte ein großer Teil der Abweichung ausgeglichen werden. Bezüglich der noch verbleibenden Abweichung darf noch bemerkt werden, daß die Reynoldssche Zahl des kleinsten Modells bereits unter dem Grenzwert liegt, der für zuverlässige Widerstandsmessungen nach einem Tankleiterbeschluß nach Möglichkeit nicht unterschritten werden soll. In der nachstehenden Tabelle sind die Ergebnisse der Schleppversuche für die Dienstgeschwindigkeit von 17 km/h zusammengestellt.

	gefettet				
Maßstab α	8,33	8,33	6,25	5,00	2,86
EPS nach Froude	39,21	36,37	35,64	36,00	34,87
EPS	112,5	104,3	102,3	103,3	100,0
EPS [α = 2,86]					
Trimmwinkel	22' K	20' K	26' K	23' K	22' K
Eintauchung in m	0,079	0,079	0,092	0,092	0,086
Reynoldssche Zahl Re	2,43	2,43	3,74	5,23	12,10 · 10 ⁶
Grenzwert der Reynoldsschen Zahl nach Tankleiterbeschluß	Re = 3 · 10 ⁶				

2. Vortriebsmessungen.

Bei der Festlegung der erforderlichen Meßreihen wurde davon ausgegangen, daß die Ergebnisse die Bestimmung des Maßstabeinflusses für jeden beliebigen Schubbelastungsgrad ermöglichen sollen. Hierdurch ergaben sich folgende Meßreihen:

- Normale Vortriebsversuche über einen weiten Geschwindigkeitsbereich mit dem sich aus dem Froudeschen Verfahren ergebenden Reibungsabzug Ra.
- Vortriebsversuche bei konstanter Geschwindigkeit unter Änderung des Trossenzuges vom negativen Wert $Z = -W_m$ (Modellwiderstand) bis zu einem mehrfachen positiven Betrag von W_m ; durch diese Messungen konnte der Schubbelastungsgrad zwischen den Werten $c_s = 0$ und $c_s = 3$ erfaßt werden.

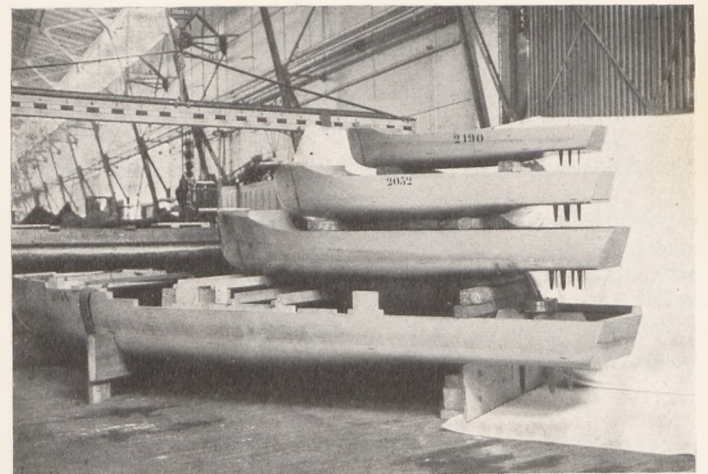


Abb. 2. Die für die Messungen verwendeten Schiffmodelle.

- Standversuche. Diese ergeben den Wert $c_s = \infty$. Unter c_s wird hier der auf die Einheit des Staudruckes der Zustromgeschwindigkeit v_a und der Strahlfläche F bezogene Schubwert verstanden. Es ist also

$$\text{Schubbelastungsgrad } c_s = \frac{S}{\frac{\gamma}{2g} v_a^2 \cdot F}$$

Da es zur Zeit der Durchführung der Maßstabversuche noch nicht möglich war, den Propellerschub direkt zu messen, mußte zur Beurteilung der Propellerbelastung in dem obigen Ausdruck an die Stelle des Schubes S der Schiffswiderstand W_m gesetzt werden. Man erhält auf diese Weise nicht den Schub-, sondern den Widerstandsbelastungsgrad c_{wb} , der gegenüber dem c_s -Wert nur um den Sogwert kleiner ausfällt. Die Benützung dieses neuen Ausdruckes zur Kennzeichnung der Propellerbelastung ist durchaus zulässig, wenn man berücksichtigt, daß die Sogwerte sich selbst für sehr verschiedene Schiffstypen nicht stark unterscheiden, und wenn man ein Teilergebnis der Messungen vorwegnimmt, welches besagt, daß die Abhängigkeit des Maßstabeinflusses vom Propellerbelastungsgrad verhältnismäßig gering ist, verglichen mit dem Einfluß der Reynoldsschen Zahl.

Bezeichnet man mit

$$\text{EPS} = \frac{W \cdot V_s}{75} \text{ die Widerstandsleistung des Schiffes,}$$

$$\text{ZPS} = \frac{Z \cdot V_s}{75} \text{ die Trossenzugsleistung und mit}$$

$$\text{WPS}_h = \frac{M_h \cdot N_s}{716,2} \text{ die vom Propeller bei der Drehzahl } N_s \text{ aufgenommene hydraulische Leistung,}$$

so läßt sich für die Meßreihen a) und b) ein gemeinsam gültiger Ausdruck für den

$$\text{Vortriebswirkungsgrad } \eta_v = \frac{\text{EPS} \pm \text{ZPS}}{\text{WPS}}$$

anschreiben. Das negative Vorzeichen soll besagen, daß in diesem Fall der Trossenzug in Fahrtrichtung angebracht worden ist, um auf

diese Weise Propellerbelastungen zu erhalten, die kleiner als jene bei den Freifahrtmessungen nach Reihe a) ausfallen.

Für die Festlegung des Ausdruckes für die Reynoldssche Zahl waren folgende Gesichtspunkte maßgebend:

a) Kempf bezieht den Kennwert bei der Schraube auf die Strömungsverhältnisse beim Radius $0,7 R$, weil dort die Profile am stärksten an der Schuberzeugung beteiligt sind. Wie noch gezeigt werden wird, ist die Nachstromverteilung bei den untersuchten Modellen infolge Weglassung des in der Ausführung vorhandenen Totholzes besonders gleichmäßig. Es kann daher angenommen werden, daß alle

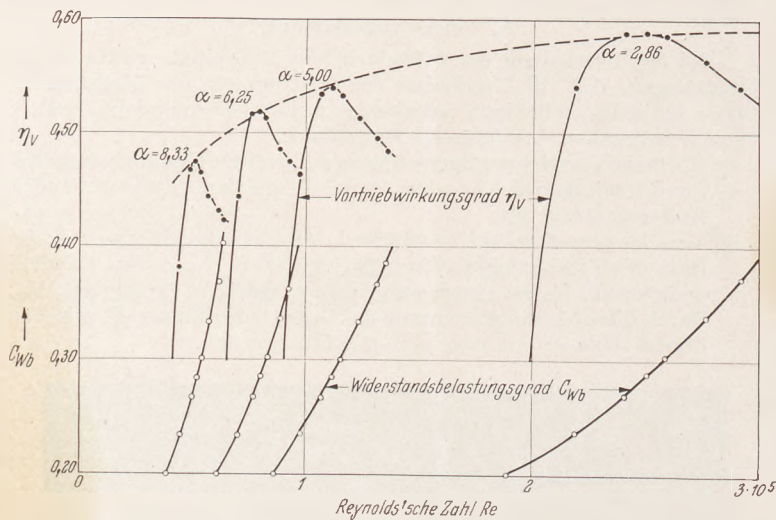


Abb. 3. Meßergebnis der Fahrtversuche bei verschiedenen Belastungsgraden.

Flügelanschnitte der VSP-Flügel, abgesehen von der Blattspitze, verhältnismäßig gleichmäßig belastet werden, was auch durch Beobachtung der Hohlsohbilder im Heidenheimer Hohlsohtank bei ähnlicher Nachstromverteilung bestätigt werden konnte. Es genügt daher, für die wirksame Flügeltiefe die mittlere Tiefe t_m einzusetzen.

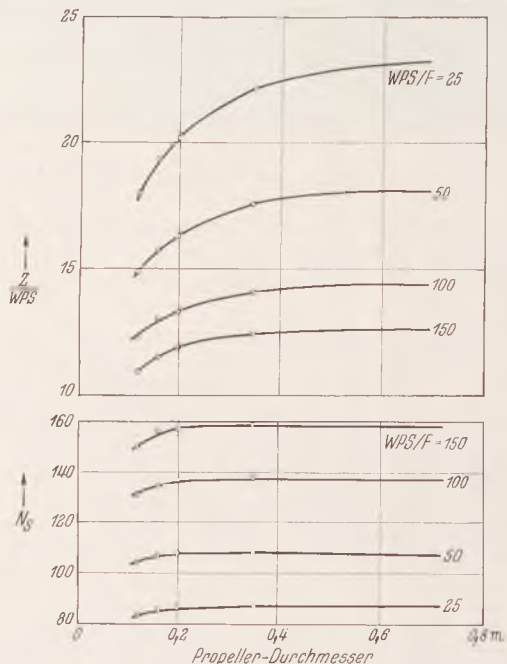


Abb. 4. Meßergebnis der Standversuche.

b) Wegen der Veränderlichkeit der Zustromgeschwindigkeit zu den Flügeln über dem Flügelkreis wurde ebenfalls ein mittlerer Wert w_m eingeführt.

Die Reynoldssche Zahl ist dann wie folgt definiert

$$Re = \frac{w_m \cdot t_m}{\nu}$$

Bezeichnet man mit

v_e die mittlere Zustromgeschwindigkeit zum Propeller, die sich mit Hilfe der Nachstrommessung aus der Schiffsgeschwindigkeit ermitteln läßt, und mit

u_R die Umfangsgeschwindigkeit der Flügel, so ergibt sich für w_m angenähert der Ausdruck

$$w_m = \sqrt{u_R^2 + v_e^2} = u_R \sqrt{1 + \lambda^2},$$

wobei $\lambda = \frac{v_e}{u_R}$ den Fortschrittsgrad darstellt.

Die mittlere Profiltiefe ergibt sich aus

$$t_m = \frac{\text{Flügelfläche}}{\text{Flügelänge}} = \frac{f}{L}$$

Bezieht man, wie dies auch bei Schrauben üblich ist, die Flügelfläche auf die Propellerumrißfläche und bezeichnet dieses Verhältnis mit

$$\tau_1 (\text{r Flügel}) = \frac{f}{D \cdot L},$$

so läßt sich für die mittlere Flügeltiefe ein Ausdruck ableiten, der zweckmäßig eine Hauptabmessung des Propellers enthält. Es wird dann

$$t_m = \frac{f}{L} = \tau_1 \cdot D,$$

und die Reynoldssche Zahl bekommt dann die Form

$$Re = \frac{\tau_1 \cdot D \cdot u_R}{\nu} \sqrt{1 + \lambda^2}.$$

Die Ergebnisse der Vortriebsversuche der Reihen a) und b) lassen sich gemeinsam in übersichtlicher Weise in der in Abb. 3 gewählten Form darstellen.

Davon abweichend wurde bei der Auswertung der Standversuche der Reihe c an Stelle des Vortriebswirkungsgrades, der hier wegen des Fehlens der Fahrgeschwindigkeit seine Bedeutung verliert, der mit der Leistungseinheit erreichte Trossenzug gewählt. Abb. 4 läßt den Einfluß der Reynoldsschen Zahl auf den spezifischen Trossenzug und auf die Drehzahl erkennen.

Die getrennte und unterschiedliche Darstellungsweise des Maßstabeinflusses für Fahrt und Stand kann nicht als ganz befriedigend angesehen werden, weil für höhere Schubbelastungsgrade als jene, die im Modellversuch erreicht werden konnten, die Ergebnisse der Fahrtmessungen extrapoliert werden müßten. Eine gemeinsame Darstellung aller Versuche läßt sich aber ermöglichen, wenn man an Stelle des Propellerwirkungsgrades einen Ausdruck verwendet, der die Fahrgeschwindigkeit nicht enthält. Bezeichnet man mit

v_e die Zustromgeschwindigkeit zum Propeller,
 u_R die Umfangsgeschwindigkeit der Flügel,
 R den Radius des Flügelteilkreises,
 F die Propellerprojektionsfläche = Durchmesser \times Flügellänge

$$k_s = \frac{S}{51 \cdot u_R^2 \cdot F} \text{ die Schubziffer,}$$

$$k_d = \frac{M}{51 \cdot u_R^2 \cdot F \cdot R} \text{ die Drehmomentziffer und mit}$$

$$\lambda = \frac{v_e}{u_R} \text{ den Fortschrittsgrad,}$$

so läßt sich der Propellerwirkungsgrad mit diesen Größen in der Form darstellen:

$$\eta_P = \lambda \frac{k_s}{k_d} \dots \dots \dots (1)$$

Aus der einfachen Rankine-Froudeschen Strahltheorie ergibt sich der theoretisch erreichbare Höchstwirkungsgrad wie bekannt zu

$$\eta_{th} = \frac{2}{1 + \sqrt{1 + c_s}} \dots \dots \dots (2)$$

Der darin vorkommende Schubbelastungsgrad c_s läßt sich wie folgt umformen:

$$c_s = \frac{S}{51 \cdot v_e^2 \cdot F} = \frac{S}{51 \cdot u_R^2 \cdot F} \cdot \frac{u_R^2}{v_e^2} = \frac{k_s}{\lambda^2} \dots \dots \dots (3)$$

Durch Einsetzen von Gl. (3) in (2) erhält man

$$\eta_{th} = \frac{2}{1 + \sqrt{1 + \frac{k_s}{\lambda^2}}} \dots \dots \dots (4)$$

Indem man Gl. (1) durch (4) dividiert, erhält man den Propellergütegrad

$$\xi = \frac{\eta_P}{\eta_{th}} = \frac{\lambda \cdot k_s + k_s \sqrt{\lambda^2 + k_s}}{2 k_D} \text{ für die Fahrt, (5)}$$

der beim Übergang auf Fahrt Null (Standbetrieb mit $\lambda = 0$) in die vereinfachte Form

$$\xi_{[\lambda=0]} = \frac{k_s \sqrt{k_s}}{2 k_D} \dots \dots \dots (6)$$

übergeht.

Während also der Propellerwirkungsgrad am Stand zu Null wird, behält der an seine Stelle gesetzte Gütegrad am Stand einen endlichen Wert, wodurch sich Fahr- und Standversuche gemeinsam darstellen lassen, indem man den Gütegrad über dem Schubbelastungsgrad c_s aufträgt. In Abb. 5 ist für eine bestimmte Propellertypen die neue Darstellungsweise wiedergegeben. Gegenüber der bisher üblichen Auftragung von η_P , k_s und k_D über dem Fortschrittsgrad λ besitzt sie den Vorzug, daß man sofort erkennt, in welchem Schubbelastungsbereich — dies ist bei der Projektierung stets der erste vorgegebene Wert — der Propeller am besten arbeitet, und wie sich seine Wirtschaftlichkeit nach dem Stand hin verändert. Bei der neuen Darstellungsart kann man beispielsweise sofort überblicken, ob bestimmte Propellervariationen, auch wenn sie den besten Wirkungsgrad erniedrigen, unter Umständen verbesserte Arbeitsverhältnisse bei hohen spezifischen Belastungen insbesondere am Stand ergeben, welcher Umstand bei der üblichen Auftragung nicht erkannt und darum leicht übersehen werden kann, wenn man nicht gleichzeitig eine getrennte Untersuchung für den Stand anstellt. Die neue Darstellungsweise hat sich, wie auch die folgenden Betrachtungen zeigen werden, bei der Ent-

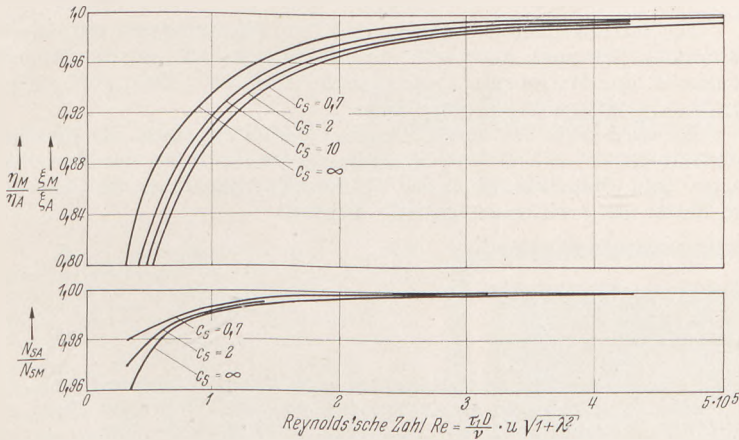


Abb. 6. Gemeinsame dimensionslose Darstellung der Freifahr- und Standversuche.

wicklung des VSP als sehr vorteilhaft erwiesen. Es wird daher vom erstgenannten Verfasser angeregt, dieselbe allgemein für alle Vortriebs-einrichtungen einzuführen, da sie einen eindeutigen übersichtlichen und schnellen Vergleich untereinander ermöglicht.

Nach diesen Gesichtspunkten könnte man nun die Abb. 3 und 4 in einem gemeinsamen Schaubild vereinigen. Eine solche Auftragung würde aber auch dann noch nicht allen Anforderungen hinsichtlich einer systematischen allgemein gültigen Darstellung von Maßstabversuchen gerecht werden. Einmal muß verlangt werden, daß man bei jedem beliebigen Modellversuch ohne umständliche Zwischenrechnungen sofort angeben kann, um welchen verhältnismäßigen Betrag der Wirkungsgrad der Großausführung höher ist als jener im Modellversuch. Zum anderen Mal will man auch aussagen können, in welchem Maße sich der Maßstabeinfluß bei verschiedenen zu vergleichenden Vortriebs-einrichtungen unterschiedlich auswirkt. Eine solche Vergleichsmöglichkeit bietet nur die dimensionslose Darstellung.

Zu diesem Zwecke wurden die Wirkungsgradkurven der Abb. 3 bzw. die Gütegradkurven der hier nicht wiedergegebenen gemeinsamen Darstellung von Fahr- und Standversuchen bis zu ihrem waagerechten Verlauf extrapoliert und die sich dabei ergebenden Werte η_A bzw. ξ_A der Großausführung zugeordnet. Durch Bildung der Verhältniswerte η_M/η_A bzw. ξ_M/ξ_A und deren Auftragung über der Reynoldsschen Zahl gewinnt man eine völlig dimensionslose Darstellungsweise der gesamten bisher durchgeführten Maßstabversuche mit Schrauben und VSP. Da diese Versuche bis zu so großen Abmessungen von Schrauben und Propeller ausgedehnt worden sind, daß die hierdurch meßbar erfaßte Maßstabkurve schon nahezu waagrecht verläuft, kann durch die zur dimensionslosen Darstellung erforderliche Extrapolation auch kein merklicher Fehler verursacht werden.

Die so gewonnene einheitliche Darstellung aller Meßreihen in

dimensionsloser Form ist in Abb. 6 wiedergegeben. Als Parameter erscheint zum Unterschied zur Abb. 3 hier der Schubbelastungsgrad. Nach Abschluß der Maßstabversuche in der HSVA ist im Heidenheimer Strömungsgerinne eine Schubmeßmethode entwickelt worden, mit deren Hilfe nachträglich die Sogziffern an dem im Maßstab 1:5 hergestellten Modell ermittelt werden konnten. So war es möglich, aus dem Widerstandsbelastungsgrad c_{wb} den Schubbelastungsgrad zu errechnen. Da der jeweilige Modellversuch hinsichtlich des Propeller-

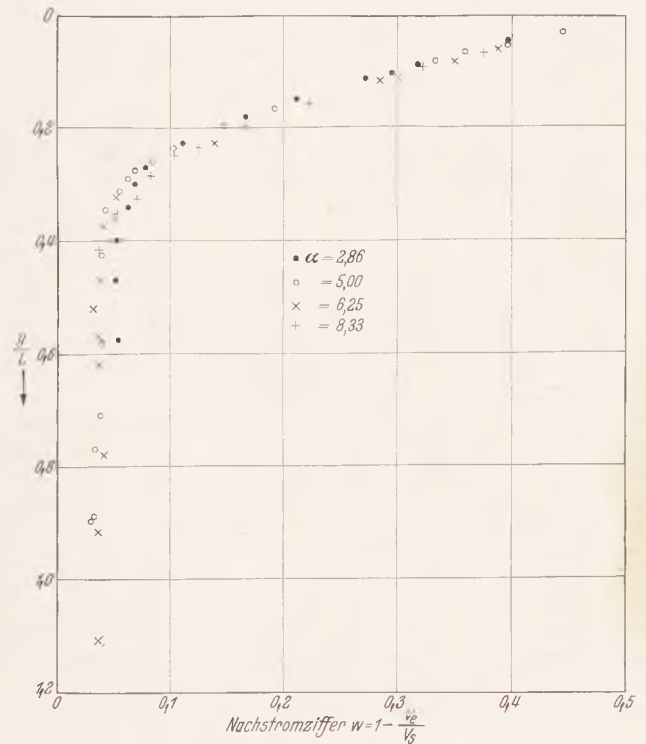


Abb. 7. Nachstromverteilung an den vier Modellen bei Abwesenheit der Propeller.

antriebes durch eine bestimmte Reynoldssche Zahl und einen bestimmten Schubbelastungsgrad gekennzeichnet ist, kann aus dem Schaubild sofort entnommen werden, um welchen Betrag der Wirkungsgrad der Ausführung größer sein wird, und mit welcher Drehzahlerniedrigung gerechnet werden muß.

3. Nachstrommessungen.

Im Rahmen der Maßstabversuche sind auch Nachstromaufmessungen durchgeführt worden, um feststellen zu können, ob zwischen dem etwaig vorhandenen Maßstabeinfluß auf die Nachstromverteilung

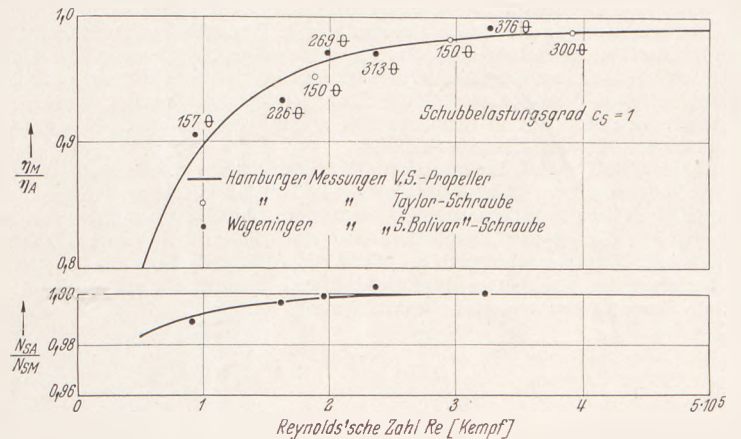


Abb. 8. Gemeinsame Darstellung der Maßstabversuche mit Schrauben und VSP.

und auf die Propellerdrehzahl ein ursächlicher Zusammenhang besteht. Für die Messungen wurde ein Doppelstaurohr von 12 mm Durchmesser verwendet. Das Ergebnis der Nachstrommessungen ist in Abb. 7 dargestellt. Bei der Mittelwertbildung ist ein systematischer Maßstabeinfluß nicht feststellbar. Allgemein kann jedoch gesagt werden, daß der Reibungsnachstrom, wie zu erwarten ist, mit wachsender Modellgröße abnimmt, während für den Potentialnachstrom das Umgekehrte gilt.

4. Vergleich mit Schraubenversuchen.

Hierfür standen den Verfassern Hamburger Messungen mit einem Satz einer Taylorscheube und die Wageninger Messungen mit der „Simon Bolivar“-Schraube zur Verfügung. Die Ergebnisse dieser Messungen sind in Abb. 8 dimensionslos dargestellt wiedergegeben, und zwar für einen Schubbelastungsgrad $c_s = 1$; zum Vergleich ist in dieses Schaubild die Maßstabskurve des VSP für den gleichen c_s -Wert aus der Abb. 6 übertragen worden. Da diese Kurve aus den Meßwerten im Schiff gewonnen worden ist, mußte sie auf Grund der bereits erwähnten nachträglich durchgeführten Schubmessungen auf den Freifahrzustand des VSP umgerechnet werden. Die Kennwerte der Abb. 6 sind unter Zugrundelegung der aus den Nachstrommessungen ermittelten Werte für die Zustromgeschwindigkeit v_e berechnet worden. Aus den Schubmessungen ergibt sich aber, daß die im Propeller wirksam werdende Zustromgeschwindigkeit um im Mittel 5 vH. höher ist. Um diesen Betrag wurde die in Abb. 8 eingezeichnete Kurve gegenüber jener der Abb. 6 nach höheren Reynoldsschen Zahlen verschoben.

Die Übereinstimmung aller Meßwerte kann unter Berücksichtigung der erreichbaren Meßgenauigkeit als sehr gut bezeichnet werden. Dies besagt, daß der Maßstabeinfluß, gekennzeichnet durch die Reynoldssche Zahl, bei allen Vortriebsanordnungen, die zur Schuberzeugung als Grundelement den Tragflügel verwenden, in gleicher Art und Größe zur Auswirkung gelangt.

Trotzdem besteht hinsichtlich des Kennwertbereiches, in welchem bei vergleichenden Modellversuchen Schrauben und VSP arbeiten, ein erheblicher Unterschied. Da der VSP im Prinzip wie zwei hintereinandergeschaltete gegenläufige Schrauben arbeitet und beträchtlich höhere Steigungen als die Schraube verwendet, sind bei gleichen Schubbelastungsgraden unter sonst gleichen Bedingungen die Drehzahlen des VSP wesentlich niedriger als jene der Schraube. Dies kommt in den Unterschieden der Fortschrittsgrade v_e/u_R in der später aufgeführten Tabelle klar zum Ausdruck. Ferner sind auch die Profillängen der Flügelschnitte des VSP, da er im allgemeinen mehr Flügel verwendet, kleiner als bei der Schraube.

Alle diese Umstände wirken sich in der Weise aus, daß bei gleichen Betriebsbedingungen — gleiche Geschwindigkeiten und gleicher Belastungsgrad — der VSP bei kleineren Reynoldsschen Zahlen arbeitet

als die Schraube. Die Folge davon ist, daß bei gleichen Modellmaßstäben der Maßstabeinfluß beim VSP stärker zur Wirkung gelangt als bei der Schraube.

Das folgende Zahlenbeispiel, das einem tatsächlich ausgeführten vergleichenden Modellversuch mit Schrauben- und VSP-Antrieb auf der Grundlage gleichen Schubbelastungsgrades $c_s = 1$ entnommen worden ist, soll die mengenmäßigen Unterschiede klar zeigen.

Die Hauptabmessungen der beiden im Maßstab 1:9 hergestellten Schiffsmodelle waren gleich, die Formunterschiede, bedingt durch die verschiedenen Antriebsarten, nur geringfügig. Deshalb waren auch die Nachstromziffern praktisch gleich groß und zwar $w = 0,10$. Für eine der Schiffsgeschwindigkeit von 15 kn entsprechende Modellgeschwindigkeit von $v_m = 2,57$ m/s ergaben sich nachstehende Modellwerte:

	Schraube	VSP
Durchmesser D [m]	0,180	0,200
Strahlfläche F [m ²]	0,0254	0,0254
Zustromgeschwindigkeit $v_e \left[\frac{m}{sec} \right]$	2,31	2,31
Schubbelastungsgrad c_s	1,00	1,00
Fortschrittsgrad $\frac{v_e}{u_R}$	0,25	0,60
Drehzahl $n \left[\frac{1}{sec} \right]$	16,40	6,14
Profiltiefe $t_{0,7R}$ [m]	0,038	t_m 0,031
Umfangsgeschwindigkeit $u_{0,7R} \left[\frac{m}{sec} \right]$	6,48	u_R 3,85
Reynoldssche Zahl $10^{-5} \cdot Re$	2,14	1,07
Kennwerteinfluß $\frac{\eta_M}{\eta_A}$	0,970	0,907

Die letzten Zahlen besagen, daß der Wirkungsgrad der auszuführenden Schraube um 3 vH. größer sein wird als der der Modellschraube, der Wirkungsgrad des großen VSP aber um 10 vH. höher wird als jener des Modellpropellers.

Es wird also bei vergleichenden Modellversuchen im gleichen Modellmaßstab bei Nichtberücksichtigung des Einflusses der Reynoldsschen Zahl (Maßstabeinfluß) der VS-Propeller gegenüber der Schraube im Mittel um 7 vH. zu ungünstig beurteilt.

Bücherschau.

Kriegsprobleme und Entwicklungen im öffentlichen Dienst — Gedanken zur Leistungsgestaltung. Von Fachamtsleiter Georg Körner. Berlin-Zehlendorf: Lehrmittelverlag der DAF Verlagsgesellschaft m. b. H. 1942. Preis br. 2,— RM.

In dieser Schrift des Leiters des Fachamtes „Energie—Verkehr—Verwaltung“ der DAF werden die wesentlichsten sozialen, verkehrs- und wirtschaftspolitischen Entwicklungen in den einzelnen Zweigen des öffentlichen Dienstes klar umrissen und auch beachtliche Vorschläge für die Leistungsgestaltung, insbesondere in der Verkehrswirtschaft gemacht. Zugleich vermitteln einzelne Abhandlungen einen Einblick in die vielseitige Arbeit des Fachamtes „Energie—Verkehr—Verwaltung“. Sämtliche vom Fachamt betreuten Zweige wie Reichsbahn, Reichspost, das Kraftfahrgewerbe, Straßen- und Schienenbahnen, der Güterkraftverkehr, die See- und Binnenschifffahrt, die öffentliche Verwaltung und die Energiewirtschaft werden einzeln behandelt. Von besonderem Interesse ist das Kapitel über die Ausbildung des Nachwuchses in der Binnenschifffahrt.

Die Schrift wird insbesondere Betriebsführern, Dienststellenleitern, Betriebsobmännern und allen Volksgenossen, die an verantwortlicher Stelle in den Betrieben und Dienststellen stehen, wertvolle Aufschlüsse und Anregungen geben. Jeder Angehörige der vom Fachamt betreuten Dienststellen und Betriebe kann sich an Hand dieser Schrift über die Wege und Maßnahmen des Fachamtes unterrichten und daraufhin auch der Leitung eigene Anregungen aus der Betriebspraxis geben.

Elektrische Meßgeräte und Meßeinrichtungen. Von Oberingenieur Albert Palm. Zweite ergänzte Auflage mit 209 Abbildungen im Text und 6 Tafeln. Berlin: Springer-Verlag 1942. Preis br. 15,— RM.

Das Buch ist in Form eines Lehrbuches geschrieben, das die Kenntnis der Grundlagen der Elektrotechnik voraussetzt. Das Werk besteht aus zwei Teilen, von denen der eine die Meßgeräte und der andere die elektrischen Meßeinrichtungen behandelt. Im ersten Teil werden die Drehspul-, Kreuzspul-, Drehmagnet-, Dreheisen-Meßgeräte sowie Elektrodynamometer, Induktions-, Hitzdraht-, elektrostatische-, Vibrationsmeßgeräte sowie Kontakt- und Regelgeräte, schreibende Meßgeräte, Vor- und Nebenwiderstände und Meßwandler behandelt. Die Ausführungen sind so gehalten, daß nicht nur dem Techniker und Ingenieur, sondern auch dem Nicht-Elektroingenieur das Wesen und die Anwendungsmöglichkeiten der elektrischen Meßgeräte und Meßeinrichtungen gezeigt werden. Der Abschnitt „elektrische Meßeinrichtungen“ behandelt: Präzisions-Meßwiderstände, Induktivitäten und Kapazitäten, Meßbrücken, Kompensatoren, Hochspannungsmeßeinrichtungen, anzeigende Widerstands- sowie magnetische Temperatur- und Fernmeßeinrichtungen.

Im Gegensatz zur 1. Ausgabe sind die neuen Vorschriften des Verbandes Deutscher Elektrotechnik von 1939 berücksichtigt und dementsprechend zahlreiche Text- und Tabellenänderungen vorgenommen worden. Das Buch ist durchaus zu empfehlen und ihm die weiteste Verbreitung zu wünschen.
Hinterthaler.

Gewerbliche Schutzrechte.

Patentmeldungen.

Einspruchsfrist bis zum 22. Januar 1943.

81 e, 134. R 106 541. Erf.: Dr.-Ing. Herbert Müller, Sömmerda. Anm.: Rheinmetall-Borsig AG., Berlin. Überwachungs- und Vorrichtung für selbsttätig arbeitende Bunkerfüllvorrichtungen. 7. 12. 39. Protektorat Böhmen und Mähren.

Einspruchsfrist bis zum 29. Januar 1943.

13 b, 27. A 94 576. Erf.: Max Hübberling, Berlin-Charlottenburg. Anm.: Askania-Werke AG., Berlin-Friedenau. Insbes. für Schiffskesselwasserstandsregler geeignete Vorrichtung

zum Messen der Länge einer Flüssigkeitssäule. 1. 12. 41.

13 d, 11/06. W 106 344. Erf.: Dr.-Ing. Rudolf Loewenstein, Hamburg. Anm.: Wagner-Hochdruck-Dampfturbinen Komm.-Ges., Hamburg. Vorrichtung zum selbsttätigen Regeln der Überhitzungstemperatur bei Dampfkesseln; Zus. z. Pat. 728 225. 19. 9. 39. Protektorat Böhmen und Mähren.

46a³, 1. Sch 114 892. Erf.: Dr.-Ing. Hans Wahl, Stuttgart, Gustav Cornelius, Dipl.-Ing. Hans Tiedchen, Dipl.-Ing. Hans-Karl Malchau, Heinz Reckzeh, Hubert Eschment u. Emil Hartmann, Elbing. Anm.: F. Schichau AG., Elbing. Brennkraftmaschine für feste pulverförmige Brennstoffe. 29. 1. 38. Österreich.

84 d, 1/03. K 155 218. Erf.: Dipl.-Ing. Adam Angelbis, Essen-Bredeneu, u. Walter Fischer, Essen-Margarethenhöhe. Anm.: Fried. Krupp AG., Essen. Schaufelradbagger. 28. 7. 39. Protektorat Böhmen und Mähren.

Einspruchsfrist bis zum 5. Februar 1943.

13 a, 11/21. K 159 664. Erf.: Karl Guthardt, Düsseldorf. Anm.: Fried. Krupp Germaniawerft AG., Kiel-Gaarden. Schiffswasserrohrkessel. 27. 12. 40.

65 f², 10. C 56 226. Erf., zugl. Anm.: Dipl.-Ing. Robert Christiansen, Hamburg-Harburg. Pumpenantrieb an stehenden Schiffskolben-Dampfmaschinen. 6. 1. 41.

84 d, 2. B 196 632. Erf.: Dipl.-Ing. Gottfried von der Thüsen, Wiederitzsch, Kr. Leipzig. Anm.: Brown, Boveri & Cie AG., Mannheim-Käfertal. Einrichtung für die zwangsweise Verriegelung und Entriegelung mehrerer Einzelantriebe von Baggern o. ähnl. Transport- und Fördereinrichtungen. 2. 1. 42.

84 d, 4. K 161 876. Erf.: Wilhelm Degen, Frankfurt, Main. Anm.: Firma Johann Keller, Frankfurt, Main. Saugbagger. 7. 8. 41.

Einspruchsfrist bis zum 12. Februar 1943.

13 b, 36/03. D 80 965. Erf.: Heinrich Engelbrecht, Hamburg. Anm.: Deutsche Schiff- und Maschinenbau AG., Bremen. Speisewasserregler, insbes. für Schiffskessel. 3. 8. 39. Protektorat Böhmen und Mähren.

14 c, 17/01. B 193 767. Erf., zugl. Anm.: Dr. Gustav Bauer, Hamburg. Kolbendampfmaschine mit nachgeschalteter Abdampfturbine. 31. 3. 41.

65 a², 32. N 44 489. Erf., zugl. Anm.: Carl-Wilhelm Neisener, Kiel. Ein-

richtung zum Löschen und Laden von Schiffen. 8. 2. 41.

65 f², 1. A 91 836. Erf.: Dipl.-Ing. Karl Jung, Bremen-Lesum. Anm.: Atlas-Werke AG., Bremen. Mischvorwärmer. 9. 8. 40.

81 e, 126. L 99 214. Erf.: Max Selle, Lübeck. Anm.: Lübecker Maschinenbau-Gesellschaft, Lübeck. Absetzer mit zwei hintereinander angeordneten Fahrzeugen. 9. 10. 39. Protektorat Böhmen und Mähren.

Einspruchsfrist bis zum 19. Februar 1943.

14 c, 17/01. B 193 681. Erf., zugl. Anm.: Dr. Gustav Bauer, Hamburg. Kolbendampfmaschine mit nachgeschalteter Abdampfturbine, insbes. für Schiffsantrieb. 21. 3. 41.

42 c, 33. K 146 659. Erf., zugl. Anm.: Paul Kollman, Greenwich, Connecticut, V. St. A.; Kompaß mit feststehendem Gehäuse. 25. 5. 37. V. St. Amerika 25. 5. 36.

42 c, 37. Z 24 719. Erf.: Dipl.-Ing. Oswald Schmidt, Jena, u. Hermann Schrupf, Jena-Neuwollnitz. Anm.: Firma Carl Zeiß, Jena. Sextant mit Spiegeln. 2. 8. 38.

84 d, 2. G 100 730. Erf., zugl. Anm.: Robert Gluth, Nürnberg. Eimerketten-Naßbagger mit freihängender, gewichtsbelasteter Eimerkette zum Arbeiten in größerer Meerestiefe. 25. 9. 39. Protektorat Böhmen und Mähren.

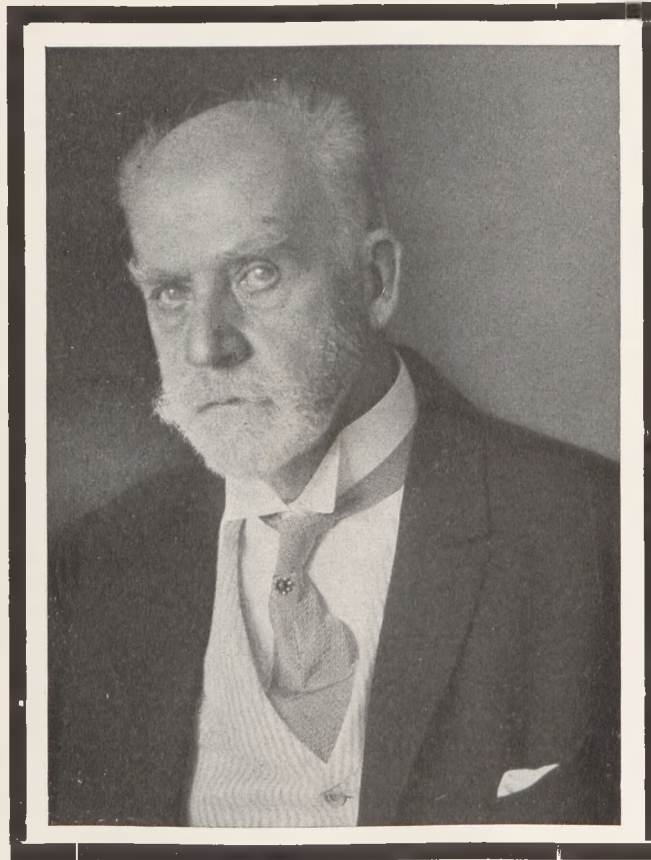
85 b, 1/05. P 78 872. Permutit AG., Berlin. Verfahren zur Steigerung des Wirkungsgrades von Wasserentsalzungsanlagen. 18. 3. 39. Protektorat Böhmen und Mähren.

85 b, 1/05. P 81 693. Erf.: Ray Riley, Jackson Heights, Neuyork. Anm.: Permutit AG., Berlin. Verfahren zur Behandlung von Wasser und wäßrigen Lösungen mit Ionenaustauschern und Vorrichtungen zur Durchführung dieses Verfahrens. 14. 12. 40. V. St. Amerika. 16. 12. 39.

Fachmitteilungen und Persönliches.

G. de Thierry †.

Am 1. Dezember ist der Geheime Baurat Professor Dr.-Ing. E. h. G. de Thierry dahingeschieden. Dieser große Ingenieur und Hochschullehrer wurde am 17. Dezember 1862 in Genua geboren. Er erwarb das Zeugnis der Reife in St. Gallen in der Schweiz und besuchte die Technischen Hochschulen in Zürich und Dresden. Die englische, italienische und französische Sprache beherrschte er wie die deutsche. Nach vollendetem Studium konnte er unter dem Altmeister der Wasserbaukunst Ludwig Franzius an dem bahnbrechenden Werk der Unterweser-Korrektion mitarbeiten. Durch seine vielseitigen Arbeiten in der technischen Welt schon damals bekannt, wurde er 1900 Mitglied der internationalen Kommission der Suez-Gesellschaft, der er bis zum Beginn des Weltkrieges angehörte. 1903 folgte er einem Ruf als Professor für Wasser- und Hafenbau an die Berliner Technische Hochschule. Studien- und Vortragsreisen sowie gutachtliche Arbeiten führten ihn im Laufe seiner überaus fruchtbaren Lehrtätigkeit nach zahlreichen Ländern der Welt, u. a. nach England, den Vereinigten Staaten, Portugal, Spanien, Marokko, Ägypten, der Türkei, nach Rußland und Rumänien. Von den vielen Ehrungen, die ihm zuteil wurden, seien nur die Ehrenmitgliedschaft des Königlichen Instituts der Ingenieure in Holland und die Telford-Medaille der Institution of Civil Engineers erwähnt. Sein internationaler Ruf und seine Vielsprachigkeit befähigten ihn, das Deutsche Reich auf den Tagungen des Verbandes der Schiffahrtskongresse regelmäßig zu vertreten. Geheimerat de Thierry war Mitbegründer der Hafenbautechnischen



Gesellschaft und von deren Gründung im Jahre 1914 bis zum Jahre 1934 ihr erster Vorsitzender. Die Geschichte der Gesellschaft ist auf das Engste mit seinem Namen verbunden. Seiner Tatkraft war es in erster Linie zu verdanken, daß die maßgebenden Kreise, die am Bau und Betrieb der Häfen und Wasserstraßen interessiert sind, sich in der Gesellschaft zusammenfanden. Er hat es verstanden, die Gesellschaft auch während der Weltkriegsjahre zusammenzuhalten. 1924 wurde de Thierry anlässlich des 10jährigen Bestehens der Hafenbautechnischen Gesellschaft in dankbarer Anerkennung seiner Verdienste zum Ehrenmitglied und im Jahre 1934 wegen seiner tatkräftigen und unermüdeten Unterstützung der Aufgaben der HTG., seiner vielfältigen Anregungen für die Ausgestaltung des Arbeitsprogramms und seiner wertvollen Veröffentlichungen in den Jahrbüchern der Gesellschaft zu ihrem Ehrenvorsitzenden ernannt. Seine wissenschaftlichen Arbeiten über die Entwicklung der Seehäfen, über Molenbauten, zukünftige Tiefen der Seewasserstraßen, über Grundseen u. a. m. im einzelnen aufzuzählen, würde zu weit führen. Ihre guten Beziehungen zum Ausland verdankt die Gesellschaft in der Hauptsache de Thierry, dessen weitreichende Verbindungen für die Gesellschaft von besonderem Wert waren.

Die Nachricht vom Tode des Geheimrats de Thierry wird in weiten Kreisen um so größere Anteilnahme erwecken, als der Verewigte, der sich bis vor kurzem noch voller Rüstigkeit erfreute, in wenigen Tagen sein achtzigstes Lebensjahr vollendet hätte.

Bunnies.

40jähriges Dienstjubiläum des Direktors Carl Schiebeler, Dipl.-Ing.

Am 1. Januar 1943 begeht Herr Dipl.-Ing. Carl Schiebeler, Abteilungsdirektor und langjähriger Leiter der Abteilung für Hebezeuge bei der AEG, sein 40jähriges Dienstjubiläum. Alle seine Freunde gedenken seiner an diesem Tage als des erfolgreichen Pioniers auf dem Gebiete der elektrischen Hebezeugantriebe und wünschen dem Jubilar noch recht lange Jahre frohen Schaffens.

Am 17. Juni 1876 zu Kassel geboren, besuchte Carl Schiebeler dort das Realgymnasium. Nach einer 1½-jährigen praktischen Lehrzeit bei der Maschinenbau A. G. vorm. Beck & Henkel empfing der Jubilar seine theoretische Ausbildung an den Technischen Hochschulen Darmstadt und Berlin-Charlottenburg. Nach dem Examen trat er am 1. Juli 1899 bei der Union-Elektricitäts-Gesellschaft ein, die 4 Jahre danach von der AEG übernommen wurde. Nach einer Unterbrechung seiner AEG-Tätigkeit von 3½ Jahren, während der Schiebeler Leiter der elektrischen Abteilung der Benrather Maschinenfabrik war, trat er am 1. August 1909 erneut zur AEG über und übernahm die Abteilung für Hebezeuge, der er als Leiter heute noch vorsteht. — Seit seinem Eintritt in die Praxis hat Carl Schiebeler einen großen Teil seiner Arbeitskraft der Erforschung der Arbeits-



bedingungen aussetzend betriebener Elektromotoren gewidmet und unermüdet an der Vervollkommnung ihrer Steuerungen gearbeitet. Mit besonderem Interesse widmete er sich zusammen mit Wilhelm Geyer, dem damaligen Leiter der Industrie-Abteilungen, der Schaffung eines leistungsfähigen, elektrisch betriebenen Kaikranes für Seehäfen mit dem heute verwendeten Einzelantrieb. Seine grundlegenden Arbeiten hierüber sind in dem im Jahre 1926 erschienenen Buche „Elektromotoren für aussetzenden Betrieb und Planung von Hebezeugantrieben“ niedergelegt. Neben seiner reichen schöpferischen Tätigkeit hat er sein hohes fachmännisches Können stets den Ausschüssen der verschiedenen Fachverbände, meist in führenden Stellungen, bereitwilligst zur Verfügung gestellt und widmet noch heute einen großen Teil seiner ungebrochenen Schaffenskraft der Klärung der Arbeitsbedingungen der Hebezeugantriebe und der Rationalisierung ihrer Ausrüstungen.

Seit jeher schon waren der Blick und das Wirken Schieblers über die unmittelbaren Belange seiner engeren Arbeitsstätte hinaus bewußt auf das Ganze des deutschen Kranbaues und der deutschen Technik gerichtet; das ist gewiß das schönste Lob, das man unter ein 40jähriges Ingenieurschaffen schreiben kann.

Ministerialrat Pfarr 60 Jahre.

Ministerialrat Dipl.-Ing. Adolf Pfarr wurde am 2. Dezember 1882 in Heidenheim a. Brenz als Sohn des damaligen Direktors der Turbinenfabrik J. M. Voith und späteren Darmstädter Hochschulprofessors geboren. Als Neunzehnjähriger trat er bei der I. Matrosen-Division, Kiel, als Baueleve ein und studierte dann von 1903 bis 1908 an der Technischen Hochschule in Charlottenburg Schiffsmaschinenbau. Am 15. August 1908 trat Dipl.-Ing. Pfarr bei der Marine als Marinebauführer ein und wurde mit Wirkung vom 1. Juli 1911 zum Marine-Maschinenbaumeister ernannt. Nach einer vielseitigen und vielfach verantwortlichen Tätigkeit bei der Marinewerft in Kiel sowie in verschiedenen Kommandos in Bremen, Pola (wo Pfarr Betriebsdirektor der Maschinenbauwerkstätten des U-Boots-Stützpunktes war) und Emden wurde Pfarr 1920 vom Reichsausschuß für den Wiederaufbau der Handelsflotte als Baurat übernommen und leitete nach kurzer Tätigkeit in Emden vom 27. Januar 1922 ab die Geschäftsstelle des Reichsausschusses für den Wiederaufbau der Handelsflotte in Duisburg, wo er neben dem Neu-



bau von an die Entente ablieferungspflichtigen Fahrzeugen die Abgabe dieser und anderer Fahrzeuge an die Entente zu bewerkstelligen hatte. Am 15. Juli 1925 wurde er in das Reichsverkehrsministerium, Abteilung Wasserstraßen, einberufen, wo er am 1. August 1929 zum Oberregierungsbaurat und am 1. Oktober 1935 zum Ministerialrat befördert wurde.

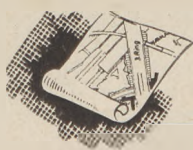
In seiner vielseitigen Berufsarbeit hat sich Ministerialrat Pfarr für seine Aufgaben im Reichsverkehrsministerium eine breite Grundlage geschaffen, die seinen Maßnahmen zur weiteren Ausgestaltung der deutschen Wasserstraßen und ihres schwimmenden technischen Materials zugute kommt. Ministerialrat Pfarr gehört im Arbeitsgebiet der deutschen Wasserstraßen zu den Persönlichkeiten, deren Erfahrung, Können und Wirken im ganzen Reiche Anerkennung und Achtung gefunden haben. Dem in voller Frische und Tatkraft wirkenden Jubilar wünschen auch wir eine lange Fortsetzung seines Schaffens in dem lebenswichtigen Bereich der deutschen Binnenschifffahrt.

INHALT: Zur Jahreswende 1942/43. S. 325*. — Die größte Schwimmkran-Anlage der Welt. S. 326*. — Stampfbewegungen in Abhängigkeit von der Schiffsform aus Fahrtbeobachtungen. Von W. M ö c k e l, Sammelstelle für Fahrtergebnisse der Hamburgischen Schiffbau-Versuchsanstalt. S. 327*. — Der Maßstabeinfluß beim Voith-Schneider-Propeller. Von Dr.-Ing. Hans Mueller, Heidenheim/Brenz, und Oberingenieur Kurt Helm, Hamburg. S. 334*. — Bücherschau. S. 338. — Gewerbliche Schutzrechte. S. 338. — Fachmitteilungen und Persönliches. S. 339.* — G. de Thierry †. — 40jähriges Dienstjubiläum des Direktors Carl Schiebeler, Dipl.-Ing. — Ministerialrat Pfarr 60 Jahre. * bedeutet Abbildungen im Text.

Was versteht man unter

lichtpausreif?

„Reinzeichnung“ war der fachliche Ausdruck für die überarbeitete Bleistiftzeichnung des Konstrukteurs. Erst die Reinzeichnung kam zur Pausanstalt. Heute arbeitet man schneller und praktischer. Man zeichnet sofort lichtpausreif, d. h. die Bleistiftzeichnung wird scharf und genau und damit beim letzten Strich bereits fertig für das Lichtpausen. Die Pausen werden linientreu und klar, denn die **CASTELL**-Mine ist „grafitgesättigt.“



CASTELL
Für Kenner und Könner

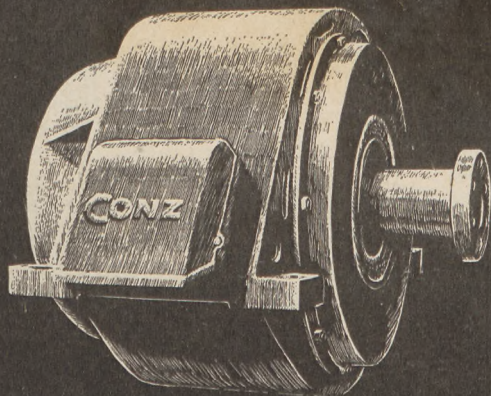


Stromag

Schlitzabdeckung DRP
für Schleifleitungskanäle

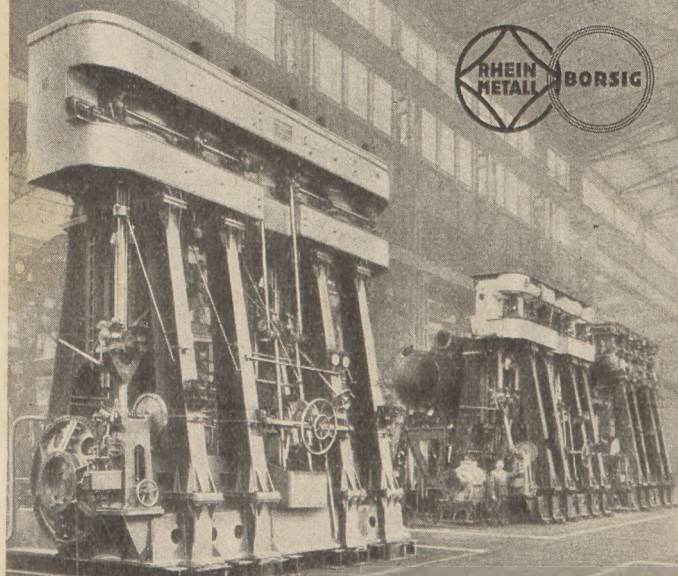
Stromag SCHLOTMANN & CIE.
MASCHINENFABRIK UNNA i. W.

CONZ ELEKTRO
MASCHINEN
für den gesamten Schiffbau



CONZ ELEKTRICITÄTS-GESELLSCHAFT M. B. H.
HAMBURG - BAHRENFELD

BORSIG-
SCHIFFSMASCHINEN
MIT VENTIL- UND SCHIEBERSTEUERUNG



Borsig-Schiffsmaschinen in bewährter Konstruktion für Hochdruck, Mitteldruck und Normaldruck-Anlagen haben ihre Zuverlässigkeit in der Praxis bewiesen.

RHEINMETALL-BORSIG
AKTIENGESELLSCHAFT WERK BORSIG BERLIN-TEGEL



H&B

Vollständige elektrische u. wärmetechnische
BORD-MESSANLAGEN

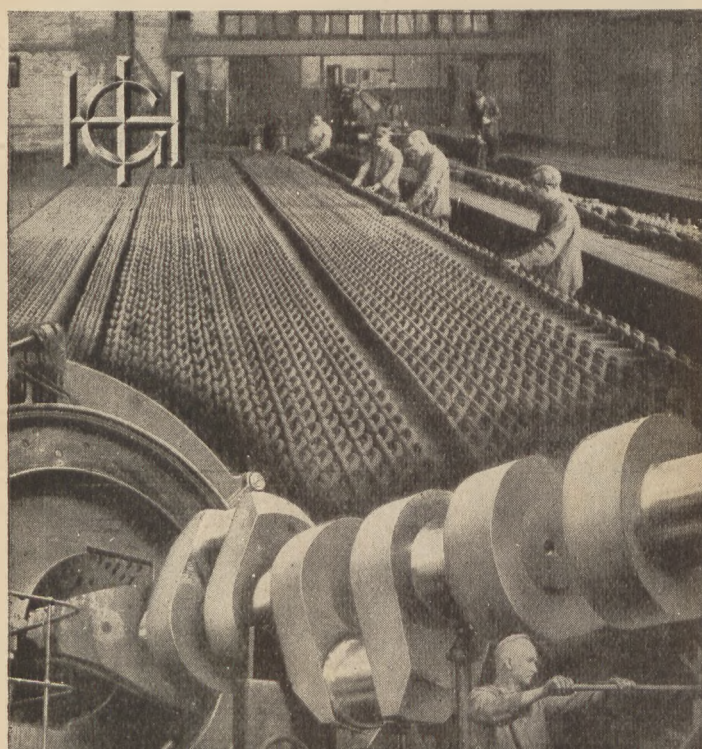
Elektrische Meßgeräte für E-, FT- und
Kreisel-Anlagen.
Wärmetechn. Meßgeräte für Kessel-, Tur-
binen- und Diesel-Überwachungsanlagen.
Elektrische Temperatur-Meßanlagen
für Passagier-, Lade- und Kühlräume.
Elektr. Umdrehungs-Fernzeigeranlagen.
Fahrt-Fernanzeiger HSVA-Stevenlog.

HARTMANN & BRAUN
A-G FRANKFURT/MAIN



LENTZ
EINHEITS-
SCHIFFS-DAMPFMASCHINEN
MIT VENTILSTEUERUNG

WILLY SALGE & CO
TECHNISCHE GESELLSCHAFT BERLIN W62



GHH

Für den Schiffbau:
STAHLGUSS- U. SCHMIEDESTÜCKE
SCHIFFS- UND ANKERKETTEN

GHH
GUTEHOFFNUNGSHÜTTE OBERHAUSEN - RHLD.

SCHIFFSKABEL



KABELWERK
REINSHAGEN

WUPPERTAL-RONSDORF



SENKINGWERK HILDESHEIM
Zweigfabrik: Senking-Ges. m. b. H., Wien III, Rennweg 64

ALFOL
D. R. P.

Wärme in kalte Schutz

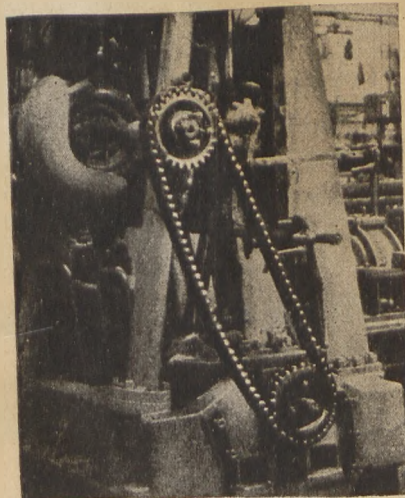
Millionen Quadratmeter, in der ganzen Welt verlegt, beweisen die hervorragenden Eigenschaften unseres Isolier-Verfahrens. Wir stehen Ihnen in allen wärmeschutztechnischen Fragen gern mit unseren langjährigen Erfahrungen zur Verfügung.

ALFOL-Dyckerhoff · Hannover

*Leistungssteigerung!
Erhöhung der Werkskapazität!*

- durch vermehrtes und verbessertes Schweißen
- durch erhöhten Einsatz der autogenen Metallbearbeitung
- durch neuzeitliche Maschinen für Lichtbogen- u. Widerstandsschweißung

Messer & Co. G. M. B. H. **Frankfurt/Main**
Maschinenfabrik und Apparatebauanstalt für Schweißtechnik und Gasgemischerlegung



Für See- und Binnenschifffahrt

bieten die „geräuschlos“

Westinghouse-Zahnkettentriebe nach Patent Morse

erhöhte Sicherheit.

Sie sind zuverlässig, einfach in der Wartung und von langer Lebensdauer

Fordern Sie bitte unseren **Katalog W 41** an; wir beraten Sie gern und unverbindlich!

WESTINGHOUSE-BREMSEN-GESELLSCHAFT
Abteilung für Kettentriebe, Gronau in Hannover



PREA- Spritzpistolen

verbürgen höchste Wirtschaftlichkeit
und sind
auch in **Schiffahrtskreisen**
erfolgreich eingeführt.

Enorme Mehrleistung gegenüber der Pinselarbeit,
sauberer, gleichmäßiger Ausfall.

Verlangen Sie bitte kostenlose fachm. Beratung.

PREA-Gesellschaft Müller & Neumann, JENA 51
Spezialfabrik für Farbspritzanlagen mit annähernd 30 jährigen Erfahrungen.



Näheres durch

JOHANNES ERHARD
HEIDENHEIM-BRENZ

Pebeta

Schiffslaternen
Handfeuerlöscher
Kaffeemaschinen
Blechwaren
für den *Schiffsbedarf* fertigen

J. H. Peters & Bey
Hamburg 11

Gegr. 1881.

Schiffsgebläse

in erprobter und bewährter Ausführung.
Hoher Wirkungsgrad, große Leistung,
kleine Abmessungen, geringes Gewicht,
kräftige Bauart.
Angeb. Gbl. 232 auf Wunsch.

J. A. JOHN A. G. / ERFURT

Statt
~~+ 1400°~~
Autogene Verbindung
bei nur ca. + 850°
durch das

Gullolit-Verfahren

DRP 679380

Technisch einwandfreie Verbindung von
Stahl-, Grau- und Tempergußteilen. Feilen-
weichheit. Farbgleichheit. Höchste Zug- und
Druckfestigkeit. Größte Wirtschaftlichkeit.

Auf dem gleichen Prinzip aufgebaut:

Spezial-Zusatzstoffe für sämtliche
Schwer- und Leichtmetalle
durch

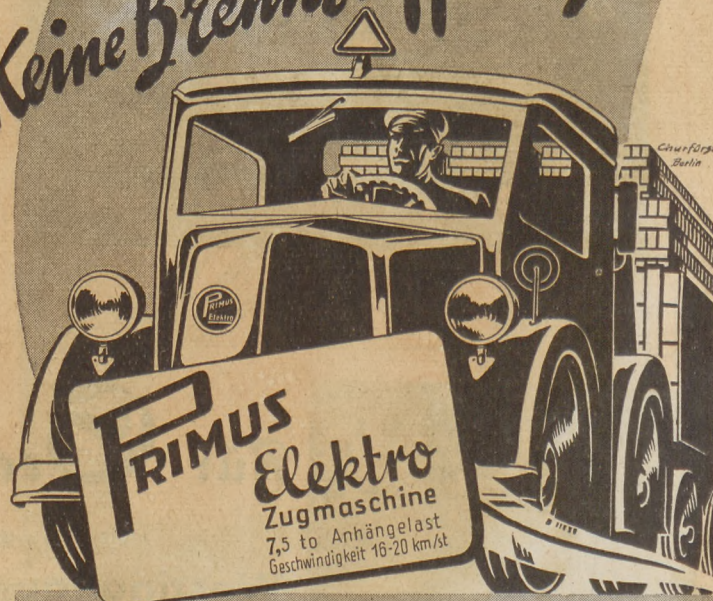


Gullolit-Gesellschaft

HAJEK & CO.

früher Aktiengesellschaft für metallurgische und chemische Erzeugnisse
BERLIN Charlottenburg Wien 89
Leibnizstr. 32 Wallersberggasse 3 WIEN
Fernspr.: 31 2032, 31 7070 Fernspr.: U 31 000

Keine Brennstoffsorgen!



PRIMUS TRAKTOREN
BERLIN-LICHTENBERG