

Zur Frage der Festigkeit von Luken und Schotten.

Von Dr. W. Dahlmann, Hamburg.

Vorgänge der letzten Zeit legen nahe, verschiedene konstruktive Fragen des Schiffbaues einer noch befriedigenderen Lösung entgegenzuführen. In erster Linie betrifft dies die Ladeluken und die wasserdichten Querschotte.

Die Konstruktionspraxis entwirft Luken und Schotte nach den Vorschriften und Tabellen der Klassifikationsgesellschaften. Das ist bequem und löst die Frage der Verantwortung eindeutig. Hierzu wäre auch nichts zu bemerken, wenn diese Vorschriften für jede Konstruktion die baulich und wirtschaftlich beste Lösung sicherstellen würden. Das ist nicht der Fall. Damit soll den Klassifikationsgesellschaften keineswegs ein Vorwurf gemacht werden. Sie entwickeln ihre Tabellen auf Grund umfangreicher Erfahrungen meist im Zusammenhang mit Theorie und Versuch. Die Tabellen können aber nur allgemeine Mittelwerte geben, und außerdem ist die Frage berechtigt, ob die in den Vorschriften niedergelegte Auswertung der Erfahrungen immer das erforderliche Höchstmaß von Sicherheit in sich schließt und sich allen Konstruktionsbedingungen individuell mit größtmöglichem Wirkungsgrad anpaßt. Dies ist beides zu verneinen.

Der bestmögliche Wirkungsgrad kann zweifellos nur auf Grund einer individuellen Festigkeitsrechnung erreicht werden, wobei die vorliegenden Erfahrungen in der Wahl der zulässigen Belastung und Materialanstrengung zu verwerthen sind. Warum geben die Klassifikationsgesellschaften dem konstruierenden Ingenieur nicht ihre Erfahrungen ausgewertet als Grundlagen für Festigkeitsrechnungen? Zwei Gründe könnten dagegen sprechen. Einmal sind allgemeingültige Rechnungsunterlagen aus den Erfahrungen nicht ableitbar, und dann kann die hinreichend genaue Rechnung festigkeitstheoretisch so schwierig werden, daß sie von der Konstruktionspraxis nicht verlangt werden kann. Für Luken und Schotte treffen beide Argumente nicht zu. Für beide können die Beanspruchungen hinreichend genau berechnet werden, wenn die Belastung gegeben ist.

Die lose aufliegenden Lukendeckel sind Träger auf zwei oder, wenn sie über zwei Schiebebalkenabstände reichen, auf drei Stützen. In der Reichsverordnung vom 22. Dezember 1932, die den internationalen Abmachungen entspricht, heißt es in den Vorschriften über die Bestimmung der Freiborde der Kauffahrteischiffe in § 10:

„Die Lukendeckel für freiliegende Luken müssen genügend stark sein. Wenn sie aus Holz sind, muß ihre Dicke bei einer freitragenden Länge von nicht mehr als 1,5 m mindestens 60 mm betragen.“

Diese Bestimmung ist insofern widerspruchsvoll, als sie zwar genügende Stärke fordert, aber in ihrem zweiten Satz ungenügende Mindeststärke vorschreibt.

Die Vorschriften des Germanischen Lloyd verlangen für 1,5 m freitragende Länge die ebenfalls ungenügende Dicke von 65 mm. Die häufigen Unfälle durch Einschlagen von Ladeluken haben gezeigt, daß diese Stärken nicht immer ausreichen. Warum traut man dem Schiffbauingenieur nicht zu, Festigkeitsberechnungen von Ladeluken zu machen? Oder will man sich nicht an eine bestimmte zulässige Beanspruchung binden?

Für die oben angeführten Daten der internationalen Vorschrift wird für einen langen Lukendeckel entsprechend Abb. 1:

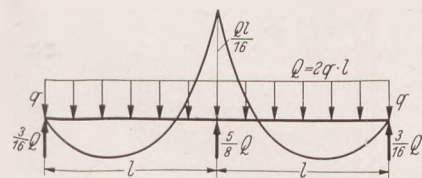


Abb. 1.

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{Q \cdot l}{16 W}$$

Für den Streifen von 1 cm Breite und δ cm Dicke folgt

$$\sigma = \frac{2 q \cdot l^2}{16 \cdot \frac{1}{6} \cdot \delta^2} = \frac{3 \cdot q \cdot l^2}{4 \cdot \delta^2}$$

Mit einem Stoßfaktor 2 folgt für 5fache Sicherheit gegen Bruch (Kiefernholz 450 kg/cm^2) mit $l = 150 \text{ cm}$ und $\delta = 6 \text{ cm}$

$$q = \frac{4 \sigma \delta^2}{3 l^2} = \frac{4 \cdot 45 \cdot 6^2}{3 \cdot 150^2} = 0,1 \text{ kg/cm}^2$$

d. h. die Deckel wären mit 10facher Sicherheit gegen Bruch berechnet für eine statische Wasserlast von nur 1 m Höhe auf der Luke. Es ist außer Zweifel, daß eine Rechnungsbelastung in dieser Höhe für wenig über der Schwimmlinie liegende Luken nicht ausreicht. Die 5fache Sicherheit gegenüber der Bruchspannung ist schon wegen der starken Abnutzung der Deckel im Schiffsbetrieb eher zu niedrig als zu hoch, und der wegen des Seeschlages erforderliche Stoßfaktor kann erheblich höher als 2 werden. Genaue Werte können nur aus Versuchsdaten gewonnen werden. Vor allem ist aber m. E. bei der Rechnung der Fall zugrunde zu legen, daß das durch Wassereintrich tiefer und getrimmt liegende, aber noch schwimmfähige Schiff von Brechseen stark angegriffen wird. Die Sicherheit des Schiffes hängt dann nur von dem Dichthalten der Luke ab.

Grundsätzlich muß die Forderung gestellt werden, daß die exponierten Luken angenähert die Festigkeit des neben ihnen liegenden Decks haben, was bei den heutigen hölzernen Luken niemals vorkommt.

Liegen für die Lukendeckel mit σ_{zul} und q die Rechnungsgrundlagen vor, so ergibt sich die zulässige Belastung der Schiebebalken ohne weiteres. Im Falle des über drei Schiebebalken durchlaufenden Deckels ist als Belastung des Schiebebalkens der mittlere Stützdruck anzunehmen. Entsprechend Abb. 2 folgt dann nach

$$\sigma = \frac{5 Q \cdot b}{8} \cdot \frac{b}{8 W}$$

mit

$$Q = 2 q \cdot l,$$

wonach

$$W_{\text{notwendig}} = \frac{5 q \cdot 2 \cdot l \cdot b^2}{64 \cdot \sigma_{zul}}$$

Für 10fache Sicherheit, also $\sigma_{zul} = 400 \text{ kg/cm}^2$, folgt

$$W = \frac{q \cdot l \cdot b^2}{2 \cdot 560}$$

Mit $q = 0,1 \text{ kg/cm}^2$, $l = 150 \text{ cm}$ und $b = 520 \text{ cm}$ wird

$$W_{\text{notwendig}} = \frac{0,1 \cdot 150 \cdot 520^2}{2 \cdot 560} = 1600 \text{ cm}^3$$

Die Vorschrift des Germanischen Lloyd verlangt in diesem Fall ein Widerstandsmoment von etwa 1300 cm^3 .

Die Rechnung zeigt, daß für exponierte Luken die Abmessungen von Lukendeckel und Schiebebalken nicht ausreichen. Es wird folgende Vorschrift vorgeschlagen:

„Lukendeckel und Schiebebalken sind mit 10facher Sicherheit auf Biegung zu berechnen bei einer statischen Wasserdruckbelastung von 2,5 m Höhe bei tiefliegenden Luken des Wetterdecks und mit $2 \div 1,5 \text{ m}$ bei höherliegenden Luken und den Luken des Hinterschiffes.“

Für die oben verwendeten Daten ergibt sich alsdann eine notwendige Stärke des Lukendeckels von 10,8 cm. Nach neueren Erfahrungen ist diese Stärke z. B. für tiefliegende Welldeckluken des Vorschiffes notwendig und auch ausgeführt.

Für eiserne Deckel würde die Rechnung natürlich auf der gleichen Grundlage erfolgen müssen. Für die Abdeckung des oben behandelten freitragenden Feldes zwischen zwei Schiebebalken von $1,5 \times 5,2 \text{ m}$ Abmessung ergibt sich dann bei einer ebenen Platte ohne Absteifungen eine Dicke von etwa 3 cm, die bei gewölbter Ausführung mit eingeschweißten Rippen erheblich verringert werden kann. Das Gewicht eines solchen eisernen Deckels wäre dann etwa 650 kg gegenüber etwa 600 kg der gleichen Fläche aus Kiefernholz.

Bei Querschotten ist die Belastung eindeutig durch das Schotten-deck gegeben. Es wird allgemein statisch gerechnet, wiewohl dynamische Belastungen bei flüssiger Ladung und nur teilweiser Füllung des Laderaumes vorkommen und zu gefährlichen Beanspruchungen führen können. Die Frage, ob die statische Wasserdruckbelastung bis Oberkante Schott für die Sicherheit des Schiffes genügt, soll in diesem

Zusammenhang nicht behandelt werden, sondern nur die Festigkeit bei gegebener Belastung.

Das Festigkeitsproblem der Querschotte ist eigentlich das einer dünnen eingespannten rechteckigen Platte. Die Ausführung ohne Steifen würde zu schwer werden, und so wird das Rechteckfeld durch Steifen in Richtung der kürzeren Rechtecksseite abgestützt. Damit zerfällt das Schott in einzelne Streifen von der Breite eines Steifenabstandes. Sieht man von dem gegenseitigen Einfluß dieser Streifen aufeinander im Rahmen der Plattenwirkung ab, so kann jeder Streifen für sich auf Biegung berechnet werden. Der Steifenträger wird gebildet von dem Steifenprofil und dem zugehörigen Plattenstreifen in einer mittragenden Breite gleich seiner 40fachen Dicke. Die Erfahrung hat diese Rechnungsgrundlagen als ausreichend bestätigt. Für die Rechnung bleibt somit nur die Frage der zulässigen Beanspruchung offen, sowie bei Einspannung der Steifen, wie weit vollkommene Einspannung der Steifenenden durch die in Frage kommenden Einspannkonstruktionen erreicht wird.

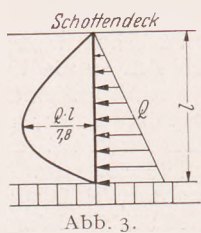


Abb. 3.

Für an den Enden frei gelagerte Steifen folgt für den Steifenabstand d , die Steifenlänge l und den spez. Wasserdruck Unterseite Schott q entsprechend Abb. 3

$$\sigma_{\max} = \frac{Q \cdot l}{7,8 \cdot W} = \frac{q \cdot d \cdot l^2}{15,6 \cdot W}$$

Werden für Eindecker die sich für das Widerstandsmoment W des Steifenträgers nach den Tabellen des Germanischen Lloyd er-

gebenden Werte eingesetzt, so ergeben sich für die verschiedenen Steifenlängen Maximalbeanspruchungen, die in Abb. 4 als Schaulinie dargestellt sind. Diese rechnungsgemäßen Biegungshöchstspannungen schwanken in den Grenzen 1900 und 3500 kg/cm², also um fast 80%. Bei eingespannten Steifen der gleichen Schiffe sind die entsprechenden Spannungen 1200 und 2500 kg/cm², entsprechend mehr als 100% Schwankung. Auch die resultierenden Spannungen in den auf Schub und Zug belasteten Nieten zwischen Knieblech und Tankdecke steigen entsprechend mit den Steifenlagen. Abgesehen von den unbedingt unzulässigen Höchstwerten folgt aus den Diagrammen, daß die Sicherheit der nach den Tabellen konstruierten Schotte sehr verschieden groß ist. Man kann daher verstehen, daß in Nautikerkreisen auf die Frage nach der Sicherheit der Querschotte die Antwort gegeben wird, daß sie manchmal halten und manchmal nicht. Bei der Beurteilung dieser Aussage muß natürlich auch Überbelastung insbesondere durch dynamische Zusatzkräfte in Betracht gezogen werden.

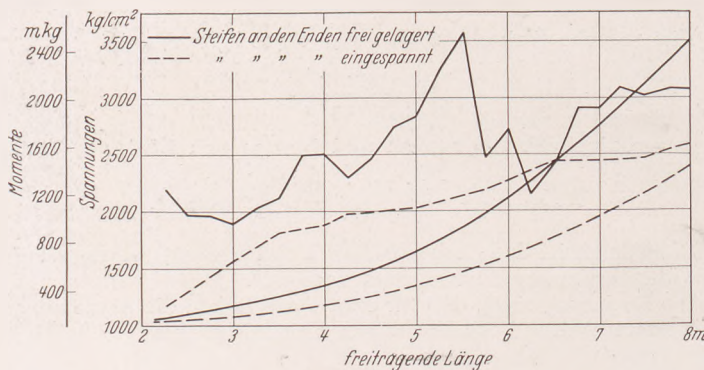


Abb. 4.

Diese schwerwiegende Unsicherheit kann restlos dadurch beseitigt werden, daß die Konstruktion der Schotte umgestellt wird von der Empirie der schematischen Vorschriften und Tabellen auf indivi-

duelle Festigkeitsrechnung, für welche Belastung und zulässige Beanspruchung vorgeschrieben ist. Letztere dürfte m. E. die Proportionalitätsgrenze des Materials nicht überschreiten. Der Einwand, daß eine einmalige — doch nur in Ausnahmefällen vorkommende — Höchstbelastung unbedenklich die Proportionalitätsgrenze des Materials überschreiten kann, da bis zur Bruchgrenze noch eine weite Spanne ist, ist grundsätzlich abzulehnen. Die Festigkeitslehre basiert auf dem Hooke'schen Gesetz und damit ergibt sich mit zwingender Logik die Notwendigkeit, die zulässigen Beanspruchungen auf die Proportionalitätsgrenze zu beziehen. Bei aller Anerkennung seiner Verdienste um die Entwicklung der Festigkeitsrechnungen im Schiffbau muß die seinerzeit von Pietzker als zulässig eingeführte Rechnung — von ihm als Vergleichsrechnung bezeichnet — jenseits der Proportionalitätsgrenze des Materials grundsätzlich abgelehnt werden. Warum gehen die Klassifikationsgesellschaften mit der zugelassenen Materialanstrengung so hoch? Selbst bei der statischen Beanspruchung, entsprechend Wasserstand bis Oberkante Schott, ist kaum Reserve für zusätzliche Belastung vorhanden. Eine erheblich höhere Tragfähigkeit der Steifen kann unter Beibehaltung der vorgeschriebenen Profile durch Gegenwinkel, die nicht auf jeder Steife angebracht zu werden brauchen, erreicht werden. Erhält beispielsweise das Bulbprofil 240 × 90 × 11,5 bei Gurtung durch 10 mm Beplattung einen Gegenwinkel 100 × 90 × 13, so steigt der Querschnitt und damit das Gewicht nur um 27%, dagegen das Widerstandsmoment um 110%.

Bezüglich der Konstruktion mit Einspannung der Steifen ist noch zu bemerken, daß gewöhnlich mit vollkommener Einspannung — wie oben — gerechnet wird. Tatsächlich sind nicht nur die Einspannbleche mit ihren Nieten, sondern auch die sich an diese anschließenden Teile des Schiffskörpers mehr oder weniger nachgiebig, so daß unvollkommene Einspannung vorliegt. Damit fallen die maximalen Biegemomente, wie folgende vereinfachte Betrachtung an einem Träger mit gleichmäßig verteilter Last zeigt (Abb. 5). Wird das Einspannmoment mit M_0 bezeichnet und ist α der Einspannungsgrad, so entspricht

$\alpha = 0$ freier Auflage mit

$$M = \frac{Q \cdot l}{8}$$

in der Mitte.

$\alpha = 1$ entspricht vollkommener Einspannung mit

$$M_{\max} = \frac{Q \cdot l}{12}$$

an den Enden und

$$M = \frac{Q \cdot l}{24}$$

in der Mitte. Dazwischen liegen alle Fälle der unvollkommenen Einspannung. Der für die Beanspruchung der Steifen und Kniebleche günstigste Fall tritt ein mit $\alpha = 0,75$. Dann wird sowohl das Einspannmoment als auch das Moment in Mitte der freitragenden Länge

$$\frac{Q \cdot l}{16}$$

Die Beanspruchung fällt damit, bzw. die Tragfähigkeit steigt gegenüber vollkommener Einspannung um 25%. Bei Dreieckslast treten analoge Reduktionen der Momente ein. Die tatsächliche Größe des Einspannungsgrades kann nur durch Aufstellung der tatsächlichen Biegelinie aus Versuchsdaten ermittelt werden. Zur Klarstellung der tatsächlichen Tragfähigkeit der eingespannten Schottsteifen sowie ihrer Einspannkonstruktion sind solche Versuche, wie sie der Verfasser mit Herrn Dr.-Ing. Maack bereits 1930 an Kofferdämmen von Tankschiffen durchgeführt hat, wünschenswert (vgl. Werft Reed. Hafen [1932], S. 315).

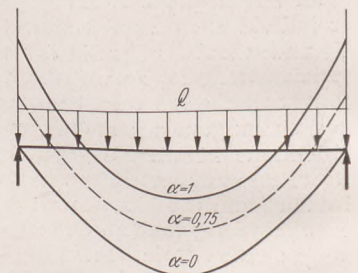


Abb. 5.

16. Hauptversammlung der Gesellschaft der Freunde und Förderer der Hamburgischen Schiffbau-Versuchsanstalt e. V.

(Am 16. und 17. Juni in Hamburg und Altona, am 18. in Kiel und am 19. und 20. Juni Tagungsfahrt nach Rügen.)

Die diesjährige Tagung fand im Ortsgebiet der Schiffbau-Versuchsanstalt in Gemeinschaft mit der Gauamtsleitung für Technik der NSDAP in Hamburg und mit der Brennkrafttechnischen Gesellschaft, Berlin, statt. Die Tagung hat in einer Zeit stärkster Häufung großer Zusammenkünfte der verschiedensten für den Aufbau Deutschlands wichtigen berufsständischen und Fachgruppen eine überraschend große Anteilnahme gefunden. Die Teilnehmerschaft bestand im ganzen aus rd. 420 Personen, wovon etwa 70 Damen waren.

Bei den Hamburger Veranstaltungen war der Oberbefehlshaber der Kriegsmarine durch Admiral Wolf, Kriegsmarinedienststelle Hamburg, vertreten. Der zur Tagung angemeldete Chef der Marinestation

der Nordsee, Admiral Schultze, mußte im letzten Augenblick seine Teilnahme absagen, da zur Tagungszeit die auf dem Panzerschiff „Deutschland“ gefallenen Matrosen in Wilhelmshaven eingeholt wurden. Anwesend waren ferner der Chefkonstrukteur der Marine, Ministerialdirektor Chr. Schulz, der dem Vorstand der Gesellschaft der Freunde angehört, und weitere hohe Beamte aus dem Bereich des Reichsverkehrsministeriums, des Reichspatentamtes, der Reichsbahndirektion und in Kiel ein Vertreter des Reichspropagandaministeriums. Für den Kieler Teil der Veranstaltung ernannte der Chef der Hochseeflotte, Admiral Carls, den Leitenden Flotteningenieur, Kapt. z. See Ing. Stiegel, zu seinem Vertreter, während Admiral Carls persönlich 200 Teilnehmer

auf seinem Flaggschiff „Admiral Graf Spee“ empfangen, wo ihnen eine unvergeßliche Stunde im Bereiche der Kriegsmarine bereitet wurde.

An den Hamburger Veranstaltungen nahm der Leiter der Reichsverkehrsgruppe Seeschiffahrt, Staatsrat Eßberger, der in Personalunion auch den Zentralverein für deutsche Seeschiffahrt führt, aktiven Anteil, ferner Dr. Gramcko von der Reichsverkehrsgruppe Seeschiffahrt, und ebenso war der Verbandsdirektor und Hauptgeschäftsführer der Reichsverkehrsgruppe Binnenschiffahrt und des Zentral-Vereins für deutsche Binnenschiffahrt, Erich Schreiber, anwesend.

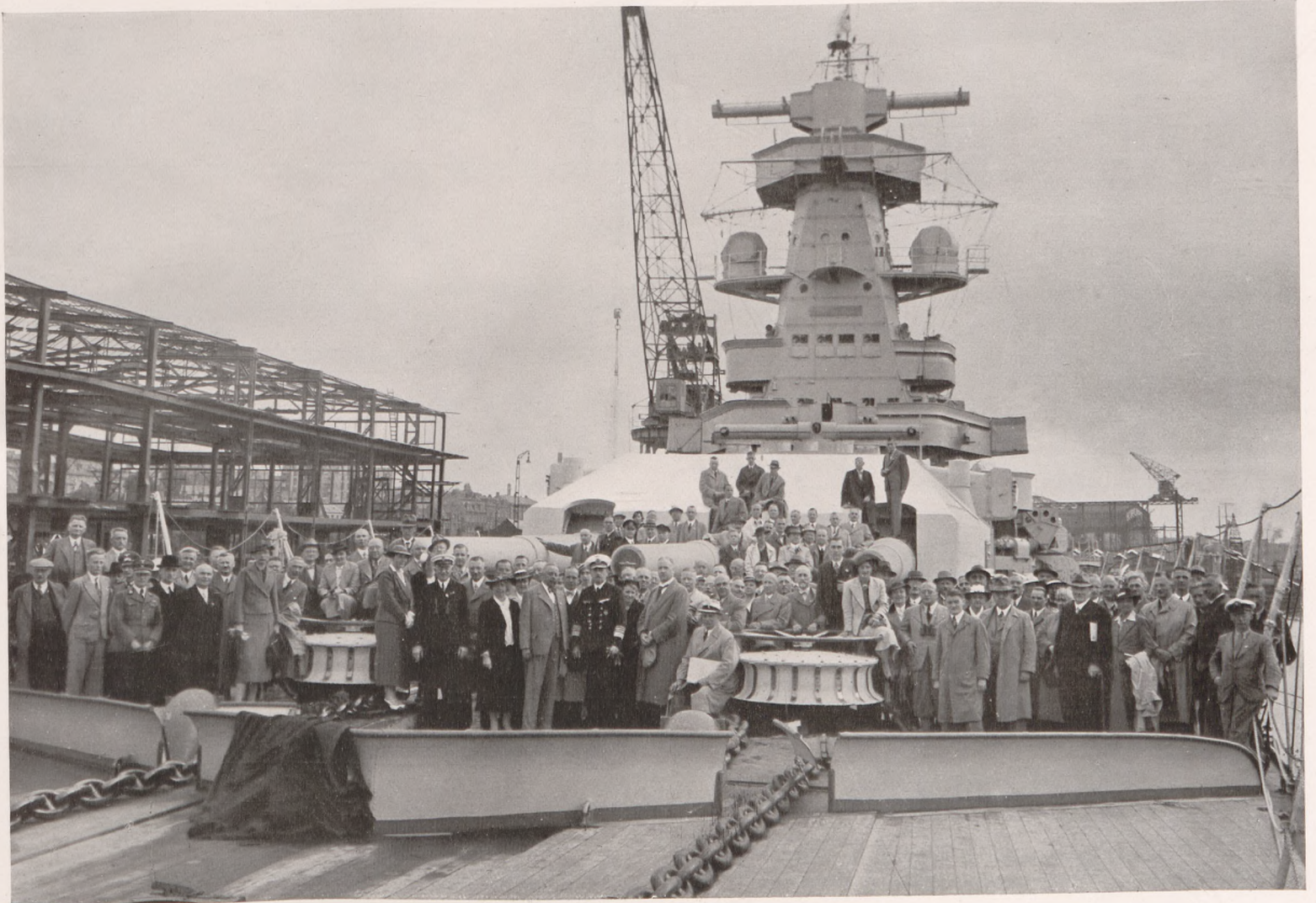
Die Tagung begann am Dienstag, 15. Juni, abends mit einem zwanglosen Treffen von etwa 150 auswärtigen und Hamburger Mitgliedern und Freunden der GFF im Reichshof.

Die Eröffnung der eigentlichen Fachtagung begann am Mittwoch, 16. Juni, in der Hamburgischen Schiffbau-Versuchsanstalt unter

aber selbst bei größten Werften in allen besonderen und neuen Fällen nicht überall vorliegt und bei schnell sich entwickelnden technischen Fortschritten auch nicht immer auf dem laufenden zu halten ist.

Dem Modellversuchswesen ist es nun in den letzten Jahren gelungen, diesen summarischen Erfahrungszuschlag in seine einzelnen physischen Bestandteile aufzuspalten und diese einzeln auf wissenschaftlicher Grundlage zu errechnen.

Diese Zuschläge umfassen alle durch das Froudesche Ähnlichkeitsgesetz nicht erfaßten Unähnlichkeiten zwischen dem Modellversuch und der Wirklichkeit. Solche Unähnlichkeiten entstehen durch die maßstäblich nicht zutreffende Zähigkeit der Flüssigkeit beim Modellversuch, der ja in gleichem Wasser vor sich geht wie die Fahrt des großen Schiffes (abgesehen vom Unterschied des Salzgehaltes). Diese Unähnlichkeit in der Zähigkeit der Flüssigkeit wirkt sich aus



Empfang der Kieler Tagungsgruppe der GFF. durch den Flottenchef Admiral Carls auf dem Flaggschiff „Admiral Graf Spee“.
(18. Juni 1937 am Ausrüstungskai der Deutsche Werke Kiel A.-G.)

einem selbst für diese Gelegenheit selten großen Andrang. Der Direktor und Geschäftsführer der Hamburgischen Schiffbau-Versuchsanstalt, Dr.-Ing. G. Kempf, begrüßte als Hausherr die Erschienenen im Hörsaal des Institutes in herzlicher Form unter Anerkennung des Lebenszweckes und Arbeitserfolges der Gesellschaft. Ihm antwortete der Vereinsführer, RA. Prof. Dr. W. Fischer, der die Bedeutung der Hamburgischen Schiffbau-Versuchsanstalt in ihren hervorragenden technischen Leistungen, aber auch weit darüber hinaus als eines Bindegliedes der schiffahrttreibenden Nationen hervorhob und die Anstalt als eine glückhafte Arbeitsstätte engster Vermählung von Wissenschaft und Praxis pries.

Danach nahm Dr.-Ing. Kempf das Wort zu seinem Vortrage über „Die absoluten Meßwerte in der Modell-Versuchstechnik und ihre Auswertung für eine zuverlässige Leistungs-Voraussage für Schiffe“.

Bis vor kurzem ist es üblich gewesen, zu den absoluten Meßwerten, wie sie durch den Schiffsmodell-Schleppversuch gewonnen werden, einen allgemeinen summarischen Erfahrungszuschlag zu machen, um den Leistungsbedarf des Schiffes zu ermitteln.

Dieses Verfahren setzt einen großen Erfahrungsschatz voraus, der

bei der Errechnung des Reibungswiderstandes der Oberfläche, bei der Umrechnung der Schraubenwirkung und des Widerstandes der Anhänge vom Modellversuch auf den Leistungsbedarf des Schiffes.

Weitere Unähnlichkeiten zwischen Modell und Schiff bestehen in der maßstäblich verschiedenen Rauigkeit ihrer Oberflächen sowie in dem durch die Aufbauten des Schiffes hervorgerufenen Windwiderstand und in den an der Schraube wirkenden Kavitationsvorgängen, welche sich infolge des maßstäblich geringeren Luftdruckes beim Schiff am Arbeitsort des Propellers stärker ausbilden als beim Modell.

Nachdem diese unvermeidlichen Verschiedenheiten erkannt und mit Hilfe der Versuchstechnik in ihrer Gesetzmäßigkeit untersucht worden sind, können jetzt zu den absoluten Meßwerten des Modellversuches zuverlässig errechnete Einzelzuschläge gemacht werden, um den Leistungsbedarf der Schiffe mit praktisch genügender Genauigkeit für jeden Fahrtzustand vorauszuberechnen.

Daß dieses wirklich erreicht ist, läßt sich an zahlreichen Beispielen bekannter großer Schiffe nachweisen, deren Geschwindigkeit, Tourenzahl und Leistungsbedarf der Vorausberechnung entsprochen hat.

Unmittelbar nach dem Abschluß des Vortrages Dr. Kempfs, dem der Vereinsführer für seine wertvollen Ausführungen dankte, sprach Ing. K. Helm der Schiffbau-Versuchsanstalt über

„Der Einfluß von Unebenheiten des Flußbodens bei der Fahrt auf flachem Wasser.“

Die wichtigste Aufgabe der Versuchstechnik neben den für die Ausbildung von Schiffsförmern und Antrieb äußerst wichtigen Relativversuchen ist, die Versuchsbedingungen den Verhältnissen der Wirklichkeit soweit wie irgend möglich anzupassen, so daß aus den mit dem Modell gemessenen Werten die mit der Großausführung zu erwartende Geschwindigkeit und Propellerdrehzahl bei gegebener Maschinenleistung möglichst genau festgestellt werden kann.

Diese Aufgabe ist für die Seeschifffahrt, sofern es sich um die Bestimmung der Probefahrtsgeschwindigkeit handelt, praktisch gelöst, wie aus dem oben behandelten Vortrag von Herrn Dr. Kempf hervorgeht.

Bei der Festlegung der mittleren Reisegeschwindigkeit müssen die auf den jeweiligen Fahrtrouten herrschenden mittleren Witterungseinflüsse, wie Seegang und Wind, berücksichtigt werden. Hierfür ausreichendes Erfahrungsmaterial zu sammeln, ist Aufgabe der Abteilung zur Sammlung und Auswertung von Fahrtergebnissen, die unter Mitwirkung der Hamburger Seewarte eingerichtet ist.

Wesentlich schwieriger liegen die Verhältnisse in der Binnenschifffahrt. Hier wird der Schiffswiderstand, bzw. der Leistungsbedarf durch folgende 4 Faktoren maßgebend beeinflusst:

1. Fahrwassertiefe,
2. Fahrwasserbreite, bzw. Profilform,
3. Stromgeschwindigkeit,
4. Oberflächengefälle.

Auf den künstlichen Wasserstraßen, den Kanälen, läßt sich mit einem bestimmten Kanalprofil, welches, von kurzen Ausweichstellen abgesehen, auf der gesamten Fahrstrecke nahezu gleich bleibt, rechnen. Ferner tritt hier praktisch keine Stromgeschwindigkeit und dementsprechend auch kein Oberflächengefälle auf.

Diese Art Versuche werden im Flachtank der HSVA ausgeführt, wo ein maßstäbliches Kanalprofil eingebaut werden kann. Zur Zeit ist das Profil des Mittelland-Kanals im Maßstab 1 : 12,5 eingebaut.

Wie der Vergleich der in diesem Tank für verschiedene Kanalprofile bereits ausgeführten Modellversuche mit den in der Praxis gemessenen Absolutwerten gezeigt hat, läßt sich für die Fahrverhältnisse in Kanälen eine gute Übereinstimmung zwischen Modellversuch und Großausführung erreichen.

Schwieriger wird die Aufgabe, wenn es sich darum handelt, die mittlere Reisegeschwindigkeit für ein Flußfahrzeug zu bestimmen. Wollte man hier ganz exakt vorgehen, so müßte genau so, wie im Wasserbau üblich, der gesamte Flußlauf im zu prüfenden Fahrgebiet modellähnlich hergestellt werden. Da nun der Wasserstand eines Stromes gewissen Schwankungen unterworfen ist, müssen diese Versuche für die Grenzwerte, bei denen eine Schifffahrt noch möglich ist, geprüft werden. Hierbei sind die diesen Wasserständen zugeordneten Stromgeschwindigkeiten und Oberflächengefälle entsprechend nachzubilden.

Für kurze Flußstrecken, z. B. im Gebiet einer für den Schiffsverkehr besonders ungünstigen Brückendurchfahrt, ist eine solche Nachbildung des Flußlaufs unter Berücksichtigung von Gefälle und Stromgeschwindigkeit bereits von der HSVA ausgeführt.

Für die allgemeinen Flachwasserversuche würde diese Methode einmal zu kostspielig und andererseits viel zu zeitraubend sein. Für diese sind einfachere Verfahren anzuwenden.

Diese Versuche werden nun allgemein so durchgeführt, daß das zu prüfende Modell in dem 8 m breiten Versuchstank der HSVA auf einer oder mehreren gleichmäßigen Wassertiefen gefahren wird. In diesem Tank befindet sich nämlich ein 80 m langer, aus 10 Teilen bestehender, der Höhe nach verstellbarer Boden, der wahlweise auf jede gewünschte Tiefe eingestellt werden kann. Ist außer der Wassertiefenbeschränkung noch eine seitliche Beschränkung vorhanden, so wird der Modellmaßstab so gewählt, daß die Tankbreite der mittleren Breite des Stromes entspricht. Ein die Messung beeinflussender Breiten einfluß ist bei den in der Binnenschifffahrt üblichen Schiffsabmessungen dann gegeben, wenn die mittlere Fahrwasserbreite unter 100 m liegt.

Bei stärkerer Breitenbeschränkung können die Versuche auch in dem rechteckigen Profil des Flachtanks bzw. in einem eingebauten Muldenprofil ausgeführt werden.

Für diese Versuchsmethode wird die mittlere Stromgeschwindigkeit allgemein so berücksichtigt, daß diese bei der Bergfahrt von der im Modellversuch erreichten Höchstgeschwindigkeit abgezogen und bei der Talfahrt der Höchstgeschwindigkeit zugefügt wird. Hierbei ist das der Stromgeschwindigkeit zugeordnete Oberflächengefälle durch ein entsprechendes Zuggewicht zu berücksichtigen. Dieses Zuggewicht entspricht der Schwerkraftskomponente, die aus der Neigung der Wasseroberfläche und dem Schiffsgewicht von Fall zu Fall errechnet werden kann.

Nach Strömungsversuchen, die in der HSVA ausgeführt wurden,

ist festgestellt, daß dieses Verfahren für geringe Stromgeschwindigkeiten von etwa 4—5 km/Std. bei genügend großen Wassertiefen von mehr als 3 m recht gut zutrifft, während bei höheren Strom- und Schiffsgeschwindigkeiten bei der Bergfahrt eine höhere und bei der Talfahrt eine geringere Geschwindigkeit gegen Land gemessen wird, als sich nach dem Rechenverfahren ergibt. Die Ergebnisse der hier angeführten Strömungsversuche sind in der Zeitschrift Werft Reed. Hafen im Jahre 1934 veröffentlicht¹. Es würde sich empfehlen, diese Versuche, die bisher nur für eine Wassertiefe und eine Stromgeschwindigkeit ausgeführt wurden, durch systematische Versuche bei verschiedenen Stromgeschwindigkeiten und Wassertiefen zu ergänzen, um aus diesen Korrekturwerte abzuleiten, die bei der Festlegung des Einflusses der Stromgeschwindigkeit berücksichtigt werden.

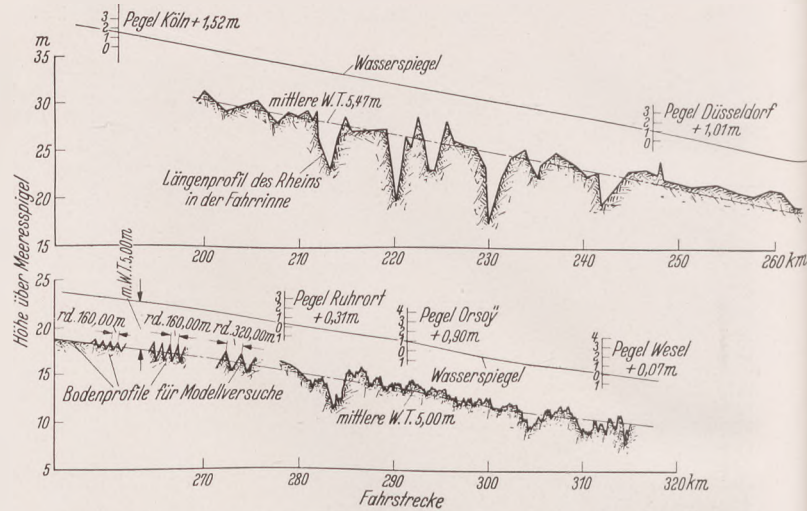


Abb. 1. Längenprofil des Rheins in der Fahrrinne km 200—320.

Die Bestimmung der Wassertiefe für die Einstellung des Flachwasserbodens geschieht so, daß ein Mittelwert aus dem Längenprofil der zu befahrenden Stromstrecke gebildet wird (Abb. 1). Auf diese mittlere Wassertiefe wird der Flachwasserboden parallel zur Wasseroberfläche eingestellt und hierauf der Versuch ausgeführt. Bei verschiedenen angestellten Vergleichen zwischen Modellversuchen und Fahrtergebnissen hat sich gezeigt, daß die für die Versuche zu wählende mittlere Wassertiefe etwas niedriger sein mußte, als dem Mittelwert aus dem Längenprofil des Stromes entspricht. Diese Abweichung wird um so größer, je stärker die Fahrwassertiefe beschränkt und je größer der Schiffstiefgang, d. h. je ungünstiger der Verhältniswert von Wassertiefe Schiffstiefgang ist.

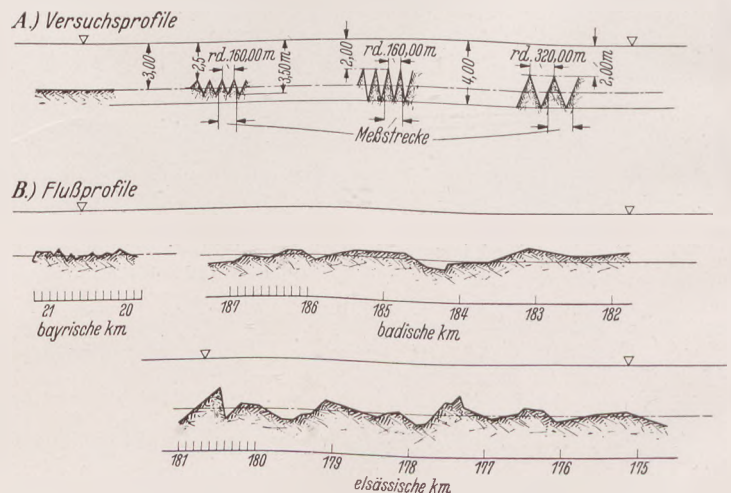


Abb. 2. Vergleich der für die Versuche gewählten Profile mit Flußprofilen.

Durch systematische Versuche, die durch Mittel der Gesellschaft der Freunde und Förderer der Hbg. Schiffbau-Versuchsanstalt ermöglicht wurden, ist nun für mehrere unebene Böden bei verschiedenen Verhältniswerten von Wassertiefe zu Schiffstiefgang der Einfluß der Bodenunebenheit im Vergleich zu einem ebenen Boden untersucht worden. Diese Versuche sind z. T. mit einem Motorgüterboot, d. h. einem Fahrzeug, welches unterhalb der Stauwellengeschwindigkeit fährt, und zum andern mit einem Schnellboot, welches in dem Gebiet oberhalb der Stauwellengeschwindigkeit läuft, ausgeführt.

¹ Helm, K.: Werft Reed. Hafen 15 (1934) S. 146—148.

Die geprüften Bodenunebenheiten sind auf der Abb. 2 im Vergleich zu einigen Profilaufmessungen, die vom Vortragenden bei Probe-fahrten aufgemessen wurden, gezeigt. Aus dieser ergibt sich, daß die für die Modellversuche gewählten Unebenheiten durchweg etwas steiler sind als die tatsächlichen Unebenheiten in einem Flußbett. Die Modellversuche werden daher etwas ungünstiger als in der Wirklichkeit ausfallen, d. h. man bleibt mit dem Korrekturwert auf der sicheren Seite.

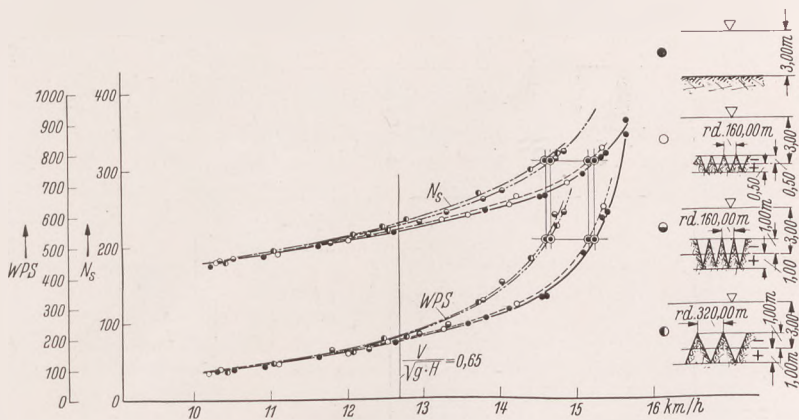


Abb. 3. Leistungsmessungen mit einem Güterboot auf unebenen Böden. Schiffsabmessungen: Länge pp = 66,6 m, Br. = 8,5 m, Tiefg. = 1,4 m, Verdrängung = 645 t.

Die untersuchten Bodenunebenheiten sind nun so hergestellt, daß die einzelnen je 8 m langen Flachwasserböden entsprechend geneigt eingebaut waren.

Da ein Modellmaßstab von $\alpha = 10$ gewählt war, entspricht eine Bodenlänge einer Flußlänge von 80 m.

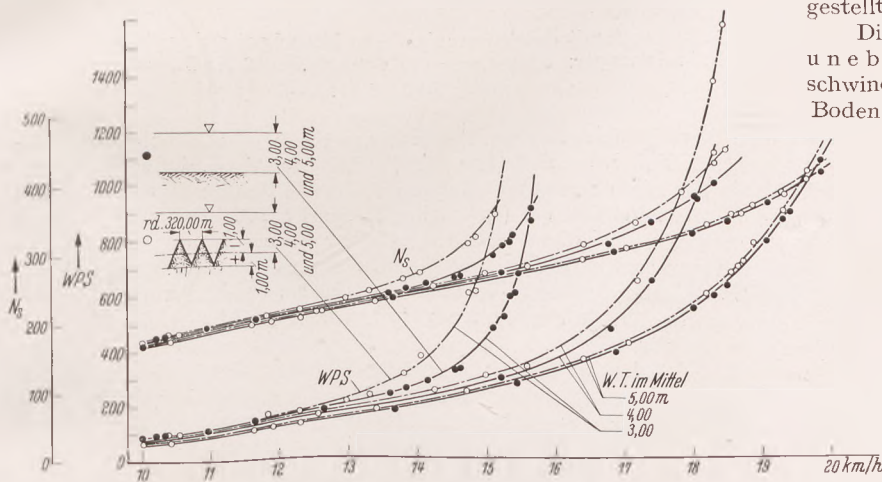


Abb. 4. Leistungsmessungen mit einem Güterboot auf unebenem Boden bei verschiedenen Fahrwassertiefen.

Bei den Versuchen wurde dem Modell entweder eine bestimmte Leistung oder ein konstantes Zuggewicht vorgegeben. Das Modell war unter dem mit gleichförmiger Geschwindigkeit fahrenden Schleppwagen der Länge nach frei beweglich eingebaut, so daß dasselbe je nach dem auftretenden Widerstand gegenüber dem Schleppwagen voreilen oder zurückbleiben konnte. Gemessen wurde außer der Leistung und Propellerdrehzahl oder dem Widerstand die Schleppwagen-geschwindigkeit sowie die Relativgeschwindigkeit des Modells zum Schleppwagen. Aus beiden Geschwindigkeiten wird die jeweilige Schiffsgeschwindigkeit errechnet.

Die auf den 3 verschiedenen unebenen Bodeneinstellungen im Vergleich zum ebenen Boden mit dem Motorgüterboot gemessenen Werte sind auf der Abb. 3 dargestellt. Bei diesen Versuchen war eine mittlere Fahrwassertiefe von 3 m gewählt. Der Schiffstiefgang betrug 1,4 m.

Die Ergebnisse zeigen, daß bis zu einer Geschwindigkeit von etwa 12,5 km/Std. kein wesentlicher Einfluß der Bodenunebenheit auf die Leistungsaufnahme feststellbar ist. Diese Geschwindigkeit entspricht einem Geschwindigkeitsverhältnis von $0,65 \sqrt{g \cdot H}$, d. h. die Geschwindigkeit ist gleich dem Wert $0,65 \cdot$ Quadratwurzel aus Erdbeschleunigung mal mittlere Fahrwassertiefe. Für höhere Geschwindigkeitsverhältnisse ist die größte Abweichung der Leistungskurve von derselben auf ebenem Boden bei den Bodenunebenheiten festgestellt, wo die Differenzen zwischen geringster und größter Wassertiefe am stärksten waren, nämlich 2 m. Während z. B. für eine Geschwindigkeit von 15 km/Std. bei einer Wassertiefenabweichung von $\pm 0,5$ m vom Mittelwert nur ein

Leistungsmehrbedarf von 6% gegenüber der Fahrt auf ebenem Boden benötigt wird, steigt dieser Mehrbedarf auf etwa 75% an, wenn die Wassertiefenabweichung vom Mittelwert ± 1 m beträgt. Die Ergebnisse zeigen weiter, daß diese um so günstiger werden, je häufiger ein Wassertiefenwechsel vorkommt, je steiler also die Bodenneigungen sind. Im Vergleich zu dem Einfluß, der durch die Größe der Wassertiefendifferenzen bedingt ist, ist dieser jedoch von untergeordneter Bedeutung.

Die Versuchsbeobachtung hat nun gezeigt, daß der Geschwindigkeitsabfall bei der Fahrt über eine flache Stelle größer ist als der erzielbare Geschwindigkeitsgewinn beim Überfahren eines Tiefwassergebietes. Aus Versuchsergebnissen für verschiedene gleichmäßige Wasser-

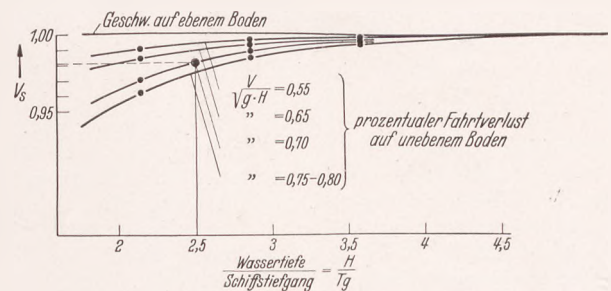


Abb. 5. Korrekturwerte für die im Modellversuch ermittelten Geschwindigkeiten.

tiefen läßt sich feststellen, daß z. B. bei gleicher Leistung die Schiffsgeschwindigkeit um etwa 12% zunimmt, wenn die Wassertiefe von 3 auf 4 m erhöht wird. Nimmt diese jedoch auf 2 m ab, so fällt die Geschwindigkeit um 17%. Der Mittelwert aus den auf 4 und 2 m Wassertiefe erzielbaren Geschwindigkeiten ergibt eine Geschwindigkeit, die 4% niedriger liegt als die bei Fahrt auf 3 m Wassertiefe festgestellte Geschwindigkeit.

Dieser Wert stimmt recht gut mit dem Ergebnis der Versuche auf unebenem Boden überein; auch hier liegt die gemessene Geschwindigkeit etwa 4% niedriger als mit gleicher Leistung auf ebenem Boden.

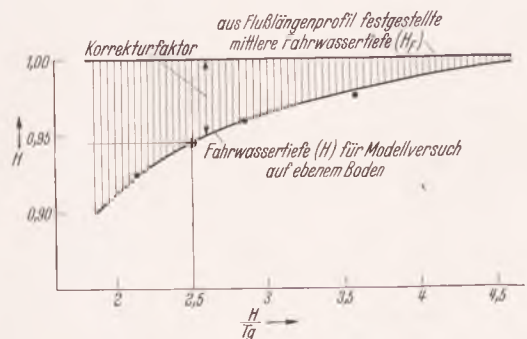


Abb. 6. Korrekturwerte für Fahrwassertiefe.

Weitere Versuche, die auf einer mittleren Wassertiefe von 4 und 5 m unternommen wurden, zeigen, wie sich der Einfluß der Bodenunebenheit in Abhängigkeit von der Wassertiefe auswirkt. Für diese ist der Boden mit den großen Wassertiefendifferenzen und der geringen Bodenneigung gewählt (Abb. 4). Die hierbei gemessenen Werte bestätigen unsere Erfahrungen zwischen Modellversuchen und Probe-fahrtsergebnissen, und zwar dahingehend, daß der Einfluß der Bodenunebenheiten mit zunehmender Fahrwassertiefe bzw. mit zunehmendem Wassertiefen-Tiefgangverhältnis abnimmt.

Ferner haben die Versuche gezeigt, daß die Propellerdrehzahlen im Mittelwert bei derselben Leistungsaufnahme annähernd gleich bleiben.

Unter Benutzung dieser Versuchsergebnisse sind Korrekturwerte für verschiedene Geschwindigkeitsverhältnisse $\frac{v}{\sqrt{g \cdot H}}$ errechnet und in

Abhängigkeit vom Wassertiefen-Tiefgangverhältnis H/Tg aufgetragen (Abb. 5).

Durch einen Modellversuch auf ebenem Boden sei beispielsweise für ein auf einer mittleren Wassertiefe von 2,5 m fahrendes Schiff festgestellt, daß mit der vorhandenen Maschinenleistung unter Berücksichtigung des örtlichen Stromgeschwindigkeit entsprechenden Oberflächengefälles eine Totwassergeschwindigkeit von 12,5 km/Std. erreicht wird. Der Tiefgang des Schiffes soll 1 m betragen. Für diesen Fall ergibt sich ein H/Tg -Wert von 2,5 und ein Geschwindigkeitsverhältnis von 0,70. Aus der Darstellung (Abb. 5) läßt sich für diese Werte der Korrekturfaktor für die Geschwindigkeit mit

0,983 abgreifen, so daß in der Praxis bei Fahrt auf unebenem Boden mit einer mittleren Totwassergeschwindigkeit von $12,5 \times 0,983$, also rd. 12,3 km/Std. zu rechnen ist. Von dieser Geschwindigkeit ist nun noch die mittlere Stromgeschwindigkeit, die im Beispiel 5,5 km/Std. betragen soll, abzusetzen. Die Bergfahrtgeschwindigkeit beträgt dann 6,8 km/Std.

Soll nun der Modellversuch so ausgeführt werden, daß die Versuchsergebnisse direkt auf die Wirklichkeit übertragbar sind, so muß die im Modellversuch zu wählende Wassertiefe aus der nächsten Darstellung ermittelt werden (Abb. 6).

Bei dem gewählten Beispiel war die aus dem Flußlängenprofil festgestellte mittlere Fahrwassertiefe 2,5 m, während das Wassertiefen-Tiefgangsverhältnis 2,5 betrug. Für diesen Wert ergibt sich aus dem Diagramm (Abb. 6) ein Wassertiefenfaktor von 0,945. Die für den Modellversuch zu wählende Wassertiefe ist dann $2,5 \times 0,945 = 2,36$ m. Auf dieser Fahrwassertiefe wird im Modellversuch bei Fahrt auf ebenem Boden das gleiche Resultat erzielt wie auf unebenem Boden mit einer mittleren Wassertiefe von 2,5 m.

Diese beiden Darstellungen ermöglichen es, für alle bereits ausgeführten wie für alle noch auszuführenden Flachwasserversuche die durch die Unebenheiten der Flußlängenprofile sich ergebenden Abweichungen von den auf ebenem Boden ermittelten Ergebnissen abzuschätzen oder von vornherein durch Wahl der entsprechenden Bodeneinstellung zu berücksichtigen. Diese Korrekturwerte gelten jedoch nur für solche Fahrzeuge, deren Geschwindigkeiten unterhalb der Stauwellengeschwindigkeit liegen, d. h. kleiner als $\sqrt{g \cdot H}$ ($g =$ Erdbeschleunigung, $H =$ Wassertiefe) sind, und deren Abmessungen annähernd mit dem untersuchten Schiffstyp übereinstimmen. Da die bei den Modellversuchen zugrundegelegten Unebenheiten eher ungünstiger sind als die in einem Flußprofil auftretenden Unebenheiten, kann damit gerechnet werden, daß die aus den Versuchen ermittelten Geschwindigkeiten in der Praxis noch etwas überboten werden.

Da mit schnellen Personenbooten, Zollkreuzern und Flußkanonenbooten die Stauwellengeschwindigkeit überschritten wird, wurde ein Teil der Versuche auch mit einem solchen Fahrzeug ausgeführt. Aus versuchstechnischen Gründen konnte in diesem Fall nur der Schiffswiderstand gemessen werden. Die Tendenz der Versuchsergebnisse wird hierdurch nicht beeinflusst, da sich die möglichen Veränderungen des Propellerwirkungsgrades gegenseitig ausgleichen und die vorhergehenden Versuche gezeigt haben, daß die Drehzahlaufnahme im Mittelwert unabhängig von den Bodenschwankungen ist.

Diese Versuche sind im Vergleich zur Fahrt auf ebenem Boden bei einem maximalen Tiefgang von 1,8 m für die 3 verschiedenen Bodenunebenheiten auf einer mittleren Wassertiefe von 4,1 m ausgeführt. Dieselben sollten ursprünglich auch wie bei dem Güterschiff für eine mittlere Tiefe von 3 m ausgeführt werden. Bei diesen Vorversuchen hat sich aber gezeigt, daß das Modell bei Fahrt über den Boden mit den großen Wassertiefenschwankungen von ± 1 m um den Mittelwert im Stauwellengebiet an den Stellen geringster Wassertiefe Grundberührungen erleidet. Hieraus folgt, daß bei einem mittleren Wassertiefen-Tiefgangsverhältnis von 1,665 ein Fahren oberhalb der Stauwellengeschwindigkeit nicht mehr möglich ist, wenn die hierbei zu überwindende niedrigste Wassertiefe einem Wassertiefen-Tiefgangswert von 1,11 entspricht.

Auf der Wassertiefe von 4,1 m, bei der ein Fahren oberhalb und im Stauwellengebiet möglich ist, beträgt dieser Verhältniswert für die niedrigste Wassertiefe 1,7, woraus geschlossen werden kann, daß zum Durchfahren des Stauwellengebiets an den ungünstigsten Stromstellen noch ein Wasserkissen unter dem Schiffsboden von etwa 70% des Schiffstiefgangs vorhanden sein muß.

Die Versuchsergebnisse für 4,1 m Wassertiefe (Abb. 7) zeigen nun, daß in dem Fahrgebiet unterhalb der Stauwellengeschwindigkeit keine meßbaren Beeinflussungen durch die Unebenheiten des Bodens feststellbar sind. Dieses Ergebnis, das scheinbar im Widerspruch zu den mit dem Motorgüterboot gemessenen Werten steht, ist wohl auf die geringere Länge dieses Fahrzeuges, die nur etwa 30% von derjenigen des Güterbootes beträgt, zurückzuführen.

Aus Versuchsergebnissen mit einem ähnlichen Fahrzeug wurde nämlich festgestellt (vgl. Abb. 8, Punkt I), daß im Gebiete der untersuchten Wassertiefen bei gleichem Widerstand die Geschwindigkeitsverminderung bei geringerem Wasser nahezu die gleiche ist wie die Zunahme bei entsprechend höherem Wasserstand. Bei niedrigeren Wassertiefen wird jedoch auch hier die Geschwindigkeitsverminderung größer sein, als die bei entsprechender Wassertiefenvergrößerung zu erwartende Geschwindigkeitserhöhung. Diese Gebiete sind aber, wie bereits mitgeteilt, für diesen Schiffstyp wegen der dann auftretenden Grundberührung nicht beherrschbar.

Im Gebiet der Stauwelle (Abb. 7) ist bei der geringen Bodenunebenheit, mit Wassertiefenschwankungen von $\pm 0,5$ m um den Mittelwert ein etwa 3% geringerer Widerstand gemessen. Derselbe ist für die große Unebenheit mit Wassertiefenabweichungen im Mittel-

wert von ± 1 m bei geringster Bodenuneigung etwa 12% und bei der starken Bodenuneigung etwa 8% geringer. Dieses Ergebnis läßt sich folgendermaßen erklären: Fahrt ein Schiff auf einer gegebenen konstanten Wassertiefe im Widerstandsmaximum — dieses ist im allgemeinen bei der kritischen Geschwindigkeit $v = \sqrt{g \cdot H}$ erreicht — so genügt nur ein geringes Mehr an Leistung oder Zugkraft, um eine beachtlich höhere Geschwindigkeit zu erreichen. Diese Geschwindigkeitserhöhung beträgt im vorliegenden Fall etwa 43%. Ist dieser Höchstbetrag noch nicht ganz erreicht und das Schiff kommt auf

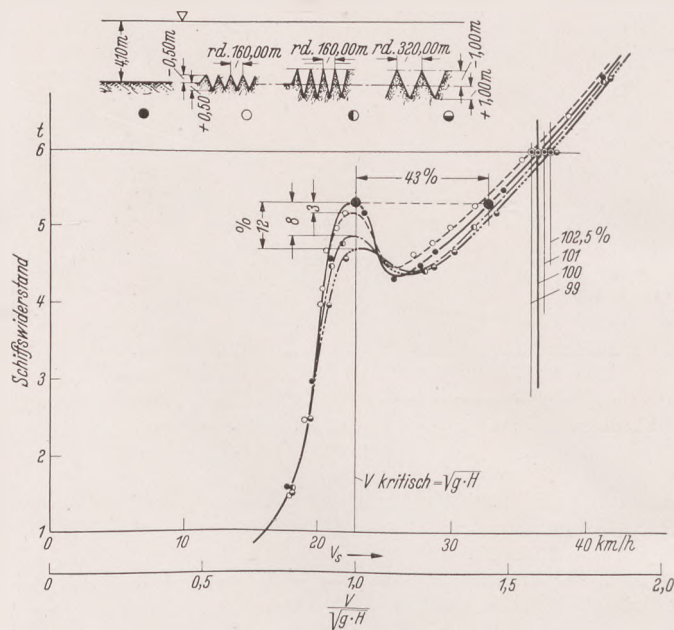


Abb. 7. Widerstandsmessungen mit einem Motorboot auf unebenen Böden. Schiffsabmessungen: Länge pp = 24,0 m, Br. = 4,8 m, Tiefgang = 1,8 m, Verdrängung = 53 t.

eine Stromstrecke mit geringerer Wassertiefe, so nimmt die Schiffsgeschwindigkeit bei Beibehaltung der Leistung, bzw. der Zugkraft zu, da ja für diese geringere Wassertiefe das Widerstandsmaximum bereits überschritten ist (vgl. Abb. 8, Punkt II). Bei zunehmender Wassertiefe wird die Geschwindigkeit aber auch größer, da hier das Widerstandsmaximum erst bei einer höheren Geschwindigkeit erreicht wird. Hieraus folgt, daß in allen den Fällen, bei denen auf mittlerer Wassertiefe das Widerstandsmaximum noch nicht erreicht ist, während es für die geringstmögliche Wassertiefe schon überschritten wird, bei fallender wie bei steigender Wassertiefe mit einer erhöhten Geschwindigkeit gerechnet werden kann. Das heißt aber, daß der Leistungsbedarf oder der Widerstand für die gleiche mittlere Geschwindigkeit bei Fahrt über einen unebenen Boden geringer wird als bei Fahrt auf ebenem Boden mit der gleichen mittleren Fahrwassertiefe.

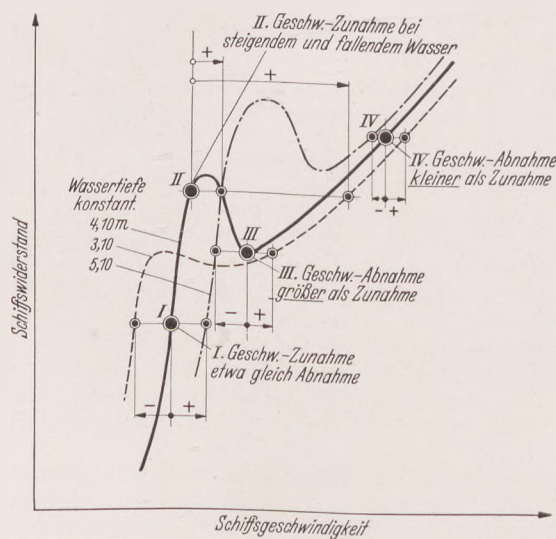


Abb. 8. Einfluß der Fahrwassertiefe auf den Schiffswiderstand im Stauwellengebiet.

Wird jetzt das Widerstandsmaximum auf der mittleren Wassertiefe überschritten und das Schiff fährt mit entsprechend verminderter Leistung in dem Tal im Widerstandsminimum (vgl. Abb. 8, Punkt III), so wird die Geschwindigkeit bei fallender Wassertiefe zu nehmen, während dieselbe mit steigender Wassertiefe abnimmt. Da

ferner die Geschwindigkeits-Abnahme durchweg größer als die -Zunahme ist, wird hier für die Fahrt auf unebenem Boden eine entsprechend größere Leistung benötigt (Abb. 7).

Fährt das Schiff nun im Geschwindigkeitsgebiet des 2. Widerstandsanstiegs (vgl. Abb. 8, Punkt IV) auf der mittleren Wassertiefe, so nimmt die Geschwindigkeit bei geringerer Wassertiefe zu und bei größerer Wassertiefe ab. Hier wird die Zunahme durchweg größer als die Abnahme sein, so daß die für die Fahrt auf unebenem Boden benötigte Leistung hier wieder niedriger ist als bei Fahrt auf ebenem Boden (Abb. 7).

Des weiteren folgt aus diesen Versuchen, daß auf einer Versuchsstrecke mit gleichen Wassertiefendifferenzen das Ergebnis um so günstiger wird, je weiter die Intervalle der Wassertiefendifferenzen voneinander entfernt liegen. Diese Tatsache ist dadurch zu erklären, daß zur Beschleunigung eines Fahrzeuges eine größere Zeit erforderlich ist als zur Verzögerung. Infolgedessen wird die mittlere Geschwindigkeit in unstationären Fahrgebieten stets niedriger liegen, als sich aus Versuchen für stationäre Fahrgebiete errechnen läßt.

Durch diese Überlegung ist das Ergebnis zu erklären, daß der Leistungsbedarf für das Fahren auf der Wassertiefe mit den geringen Wassertiefendifferenzen von $\pm 0,5$ m im Geschwindigkeitsgebiet oberhalb der Stauwelle höher liegt als auf konstanter Wassertiefe.

Aus den Resultaten dieser Versuche auf unebenen Fahrwassertiefen, die den tatsächlichen Fahrtverhältnissen auf einem Strom entsprechen, lassen sich für die Beurteilung von Versuchen, die auf gleichmäßigen Wassertiefen ausgeführt wurden, wie dieses in der Versuchstechnik allgemein üblich ist, folgende Schlußfolgerungen ziehen:

Die beim Fahren auf einer Versuchsstrecke mit gleichmäßiger Wassertiefe festgestellten Leistungswerte liegen allgemein etwas höher als beim Fahren über eine ungleichmäßige Flußstrecke gleicher mittlerer Fahrwassertiefe, sofern es sich um die Überwindung des Widerstandsmaximums im Bereich der Stauwelle handelt.

Die erreichbare Höchstgeschwindigkeit kann je nach der örtlichen Flußbodenbeschaffenheit etwas niedriger oder aber etwas höher liegen, als im Modellversuche beim Fahren über eine gleichmäßige Wassertiefe festgestellt wurde, und zwar in der Größenordnung von $1 \div 2,5$ %. Im Mittel kann deshalb in der Praxis für die Höchstgeschwindigkeit mit dem gleichen Resultat beim Modell- und Großversuch gerechnet werden.

Wird beispielsweise mit einem solchen Fahrzeug durch einen Modellversuch auf ebenem Boden entsprechend der mittleren Fahrwassertiefe festgestellt, daß die projektierte Leistung zur Überwindung des Widerstandsmaximums ausreicht, so können diese Versuche abgeschlossen werden, es sei denn, daß auch die bei niedrigeren und höheren Wasserständen zu erwartenden Geschwindigkeiten durch den Modellversuch bestimmt werden sollen.

Die bisherigen Erfahrungswerte der HSVA mit Fahrzeugen dieser Art, die auf dem Vergleich von Modell- und Probefahrtsmessungen basieren, stimmen mit diesen Schlußfolgerungen gut überein. Nach den gewonnenen Erkenntnissen wird sich in Zukunft für viele Versuchsaufgaben der Umfang der auszuführenden Modellversuche weitestgehend beschränken lassen, so daß nun auch für kleinere Objekte Versuche ausgeführt werden können, die früher wegen zu hoher Versuchskosten unterbleiben mußten.

Auch diesem Vortragenden dankte der Vereinsführer für seine für die Praxis der Binnenschifffahrt unmittelbar verwendbaren Ausführungen. Dann wurden die etwa 200 Besucher in Gruppen von den Herren des wissenschaftlichen Stabes des Institutes in der Anstalt geführt, wobei auch die Technik der Schlepp- und Schrauberversuche am Objekt gezeigt wurde. Gleichzeitig tagte der Gesamtvorstand der GFF, dem Dr.-Ing. E. Foerster einen Bericht über die Arbeit der Gesellschaft vortrug und die Mittel bezifferte, welche der HSVA für wichtige Untersuchungen und Apparaturen letztthin zugewendet werden konnten.

Im Kalenderjahr 1936 sind dem Institut von der GFF RM 21 520 in bar, außerdem RM 6500 als Amortisationsquoten des seinerzeit für den Bau des Flugtanks aufgenommenen Darlehns, zusammen RM 28 020 gezahlt. Im Laufe des Jahres 1937 hat der Vereinsführer unter eigener Verantwortung einige den Etat dieses Jahres betreffende Zahlungen an das Institut angeordnet, die erst unter die Bewilligung dieser Tagung fallen, aber wegen Dringlichkeit der betreffenden Arbeiten und Beschaffungen schon während der letzten Monate ausgekehrt wurden. Es handelt sich hier um einen Gesamtbetrag von RM 9350. Außer diesen Maßnahmen wurden noch weitere für die Auszahlung bis zur nächsten Hauptversammlung bestimmte Beträge in Höhe von RM 3700 bewilligt, wozu dann weiter die RM 6500 für Amortisation kommen. Von diesen letzteren sind schon RM 3250 überwiesen. 1937 werden daher insgesamt RM 19 550 gezahlt.

(4 Fortsetzungen folgen.)

Bericht über die neuere Entwicklung des Sulzer-Dieselmotors.

Von Dipl.-Ing. C. Züblin, Berlin.

Die Entwicklung des Dieselmotors ist durch drei Forderungen: Preisverminderung, Gewichts- und Raumverminderung und Verbesserung des mechanischen und des wirtschaftlichen Wirkungsgrades geleitet worden; hinzu kommen technische Forderungen der Besteller, ihrer Betriebe und der Betriebe der Baufirma.

Diese Forderungen wurden größtenteils erfüllt durch die Verwendung der Aufladung bei Zweitaktmotoren und der sog. Compoundfüllung bei Viertaktmotoren. Letzteres Verfahren bewirkt auch die Erhöhung der üblichen spezifischen Zylinderleistung um 20—25%, ohne daß die Temperaturen wesentlich über die gewöhnlichen steigen, denn bei der höheren Leistung ist das gleiche Luft-Brennstoffverhältnis vorhanden wie beim gewöhnlichen Motor.

Hervorzuheben ist, daß infolge der Einfachheit diese Verfahren keine Sonderkenntnisse bei der Herstellung oder bei der Überholung erfordern.

Die Verbesserung des mechanischen und wirtschaftlichen Wirkungsgrades wird in erster Linie durch die Anwendung der unmittelbaren Einspritzung bewirkt, wobei infolge des Fortfalls des Kompressors eine Gewichtsverminderung entsteht und infolge des höheren mechanischen Wirkungsgrades eine Verminderung des Brennstoffverbrauches, also eine Verbesserung des wirtschaftlichen Wirkungsgrades, und schließlich eine bedeutende Vereinfachung des Motors erzielt wird. Die Entwicklung war aber abhängig von den verfügbaren Baustoffen und der hochwertigen Werkstättenarbeit, die für die Brennstoffpumpen und Einspritzventile erforderlich sind. Es ist schließlich gelungen, bei den neuesten Zweitaktmotoren den geringen Brennstoffverbrauch von nur 150 g/PSe zu erreichen. Die unmittelbare Einspritzung ist im Gegensatz zur früheren Lufteinspritzung infolge bestimmter technischer Grenzen beim Zerstäubungsvorgang an eine verhältnismäßig hohe Güte des Brennstoffes gebunden. Der Brennstoff sollte keinen höheren Hartasphaltgehalt als 1,5% haben. Ist er höher, dann bilden sich um die Einspritzdüsen herum koksartige Trompeten, welche schließlich den Zerstäubungsvorgang hemmen und dadurch eine Verschlechterung bewirken. Es sind aber auch die billigeren Brennstoffe mit höherem Asphaltgehalt zu berücksichtigen. Die

neuen Sulzer-Motoren sind heute imstande, Brennstoffe bis zu 8% Hartasphaltgehalt anstandslos zu verbrennen. Vergleicht man die Preise der Brennstoffe erster und zweiter Güte, so ist der Betrieb mit den letzteren oft billiger trotz der notwendigen öfteren Reinigung der Kolben und Verbrennungsräume. Bei der unmittelbaren Einspritzung mit Drücken von 300—500 at ist der Brennstoff nicht mehr als nicht verdichtbar anzusehen. Sulzer rechnet die Verdichtbarkeit des Öles mit einem mittleren Wert von 0,8% vom Volumen auf je 100 at. Infolge der außerordentlich kurzen Zeitspanne während des Einspritzvorganges mußten für Forschungen auf diesem Gebiete besondere Geräte gebaut werden, denn die Druckverhältnisse in den Leitungen und

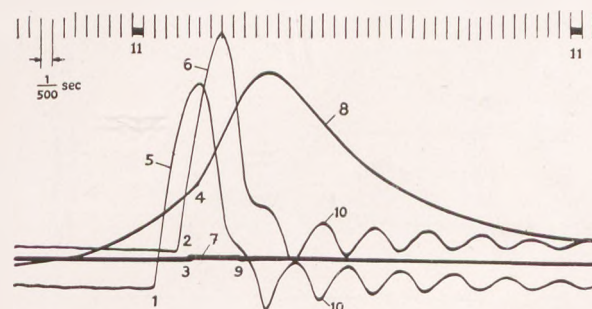


Abb. 1. Diagramm der Druckwellenverzögerung zwischen Brennstoffpumpe und Brennstoffventil.

- 1 = Beginn der Pumpenförderung.
- 2 = Druckwelle kommt im Brennstoffventil an. Verspätung infolge endlicher Schallgeschwindigkeit, Verdichtbarkeit des Brennstoffes.
- 3 = Brennstoffventil öffnet.
- 4 = Zündung.
- 5 = Verlauf des Brennstoffdruckes in der Pumpe.
- 6 = Verlauf des Brennstoffdruckes im Ventil.
- 7 = Kurve der Nadelbewegung.
- 8 = Verlauf des Gasdruckes.
- 9 = Brennstoffventil schließt.
- 10 = Druckschwingungen in der Brennstoffleitung nach der Einspritzung. Die Brennstoffleitung ist jetzt an beiden Enden angeschlossen und der Brennstoff schwingt infolge der Verdichtbarkeit und Elastizität der Leitung hin und her wie eine Feder.
- 11 = Kontakt am Umfang des Schwungrades zur Bestimmung des Zeitmaßstabes und des Totpunktes.

in den Pumpen- und Ventilräumen lassen sich mit den üblichen Druckanzeigergeräten nicht mehr aufzeichnen. Sulzer verwendete hierfür einen Oszillographen in Verbindung mit Quarz-Piezometern. Abb. 1 zeigt ein in dieser Weise aufgenommenes Diagramm des Druckverlaufes im Einspritzsystem eines 900 PSe-Schiffsmotors bei 250 Umdr./min. Das Bild zeigt deutlich die Druckschwankungen, hervorgerufen durch die Bewegung des Brennstoffpumpenplungers, die Verdichtbarkeit des Brennstoffes und die Bewegung der Brennstoffventilnadel. Linie 1 und 2 sind auf gleicher Höhe zu denken, weil diese den Ausgangspunkt des Druckanstieges in der Pumpe, bzw. im Ventil geben, der in beiden Fällen 0 at beträgt. Die senkrechte Versetzung erfolgte nur aus Gründen der besseren Klarheit des Bildes. Aus der zeitlichen Verschiebung von Punkt 1 und 2 sieht man, daß die Druckwelle einige Zeit braucht, etwa $1/300$ s, um von der Pumpe zum Brennstoffventil zu gelangen. Kennzeichnend für die Elastizität des ganzen Brennstoffsystems sind die Druckschwankungen 10 in der Leitung zwischen Brennstoffpumpe und Brennstoffventil, die nur langsam abklingen. Bei einer Schwingung entspricht einem Druckanstieg beim Ventil zeitlich ein Druckabfall bei der Pumpe, und umgekehrt (Diagramm). Die Kurve 8 stellt, von links kommend, bis zum Punkt 4 die Verdichtung dar; hier erfolgt die Zündung, die ebenfalls gegenüber der Ventilöffnung, Punkt 3, seitlich etwas versetzt ist. Die Teilstriche oben im Diagramm geben die Zeit an. Hiernach dauert der Druckverlauf in der Brennstoffleitung ungefähr $7/500$ s und die Ventilöffnung nur $1/100$ s. Diese kurzen Zeiten geben erst einen Begriff von den Schwierigkeiten, die einer genauen Einsicht in die sich abspielenden Vorgänge entgegenstehen. Das erwähnte Meßverfahren mit dem Oszillographen ist auch für die Untersuchung von Feder- und anderen Baustoffschwingungen sehr zu empfehlen.

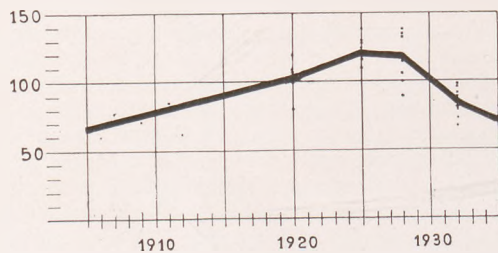


Abb. 2. Veränderungen des Einheitsgewichtes seit 1905.

Durch Einführung höherer spezifischer Leistungen und Anwendung der unmittelbaren Einspritzung wurde das Gewicht und damit der Preis gesenkt. Abb. 2 gibt die Verhältnisse für Sulzer-Schiffsmotoren wieder. Bei den großen Motoren für die Handelsmarine ist man jetzt zu einem Einheitsgewicht von etwa 50 kg/PSe gelangt. Für leichte Motoren verwendet man Stahlguß oder Stahlguß mit Stahlprofilteilen zusammenschweißend, wodurch das Gewicht, aber nicht der Preis herabgesetzt werden kann. Für schnellere Schiffe mit größtmöglichem Frachtraum eignet sich vorerst das von Sulzer bevorzugte zweitakt- einfach- wie auch das doppeltwirkende Verfahren. Der Bau von doppeltwirkenden Viertaktmotoren ist ganz aufgegeben worden.

Einer der Hauptvorteile des bekannten Sulzer-Spülsystems liegt in der Nachladung, die durch die hohe Lage der Einlaß-Spülschlitze ermöglicht wird. Der Spülwirkungsgrad ist an laufenden Maschinen mit über 95% ermittelt worden.

Da neuerdings infolge der Verbesserungen an den Schiffsschrauben ihre Umdrehungen bis zu 140 min gewählt werden können, wird hierdurch die spezifische Zylinderleistung gesteigert und die Bauart des Motors gedrängter, weil kürzere Hübe zulässig sind. Abb. 3 zeigt, wie die Drehzahlen in den letzten 15 Jahren gestiegen sind, nämlich um 25–30% bei üblichem Antrieb.

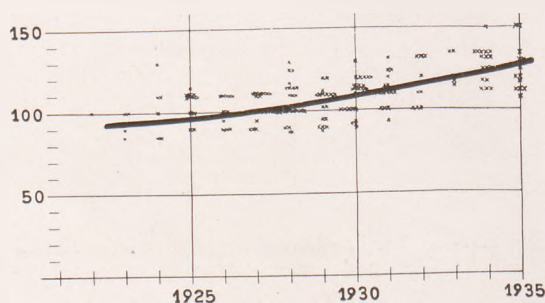


Abb. 3. Erhöhung der Drehzahlen seit 1921.

Die geschilderte Entwicklung ist den Umbauten von Schiffsanlagen zum Zwecke der Erhöhung der Schiffsgeschwindigkeit sehr zu statten gekommen. Es handelt sich in den meisten Fällen um Umänderungen von älteren Anlagen mit Motoren oder Turbinen. Durch den

Fortfall des Kompressors ergibt sich eine bedeutende Verkürzung der Maschine, so daß in den vorhandenen Räumen ohne weiteres höhere Leistungen durch Einbau von Motoren mit unmittelbarer Einspritzung untergebracht werden können.

Für große Leistungen auf einer Propellerwelle eignet sich entweder der dieselelektrische Antrieb oder die Kupplung der Motoren mit Getrieben. Bei beiden Antrieben können hochtourige Motoren verwendet werden, deren Geschwindigkeit durch Untersetzung entweder mechanisch oder elektrisch herabgesetzt wird. Abb. 4 zeigt eine solche Anlage auf dem Prüfstand der Firma Werkspoor. Sie besteht aus zwei siebenzylinderigen Sulzer-Zweitaktmotoren von 560 mm Bohrung, die bei 215 Umdr./min je 3400 PSe leisten. Die angekuppelten Untersetzungsgetriebe vermindern die Drehzahl auf 87 Umdr./min. Die Elemente wirken dabei auch als Dämpfer der Ungleichheiten im Drehmoment der Motoren. Drei solche Anlagen sind in holländische Schiffe, die früher Dampfmaschinen bzw. Dampfturbinen hatten, eingebaut worden, wobei gleichzeitig die Schiffsgeschwindigkeit infolge der größeren eingebauten Maschinenleistung erhöht werden konnte. Eine ähnliche Anlage für das holländische Schiff M. S. „Siantar“ erhielt doppeltwirkende Sulzer-Zweitaktmotoren von 215 Umdr./min. Die 6-zylinderigen Motoren leisten zusammen 7200 PSe. Sie ersetzen eine Dampfmaschine. Die erwähnten Umbauten wurden aus Gründen der Wirtschaftlichkeit ausgeführt, weil der Motorenbetrieb billiger ausfällt.

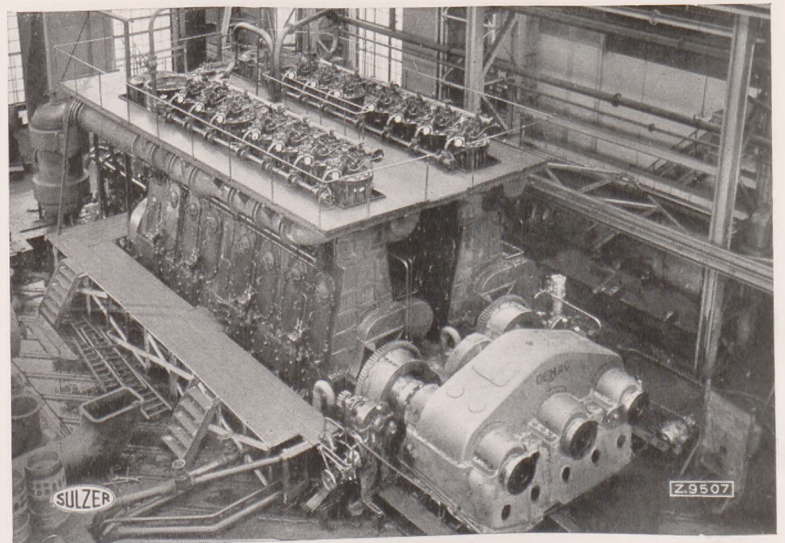


Abb. 4. Zwei Werkspoor-Sulzer-Schiffsmotoren mit luftloser Einspritzung von je 3400 PS bei 215 Umdr./min, ausgerüstet mit Schwingungsdämpfer, elastischer Kupplung und Demag-Untersetzungsgetriebe auf 87 Umdr./min. für ein holländisches Einschrauben-Frachtschiff.

Die unmittelbare Einspritzung hat ferner eine bessere und elastischere Manövrierfähigkeit zur Folge. Die Maschine springt viel besser an und läuft bei kleineren Drehzahlen ruhiger als mit Luftspritzung. Letztere bewirkt während der Anlaßperiode eine beträchtliche Abkühlung des Zylinders und damit gewisse Schwierigkeiten in der Zündung. Der Umsteuervorgang wird neuerdings schon dadurch ausgeführt, daß der Rückantworthebel des Maschinentelegraphen in die dem Befehl entsprechende Lage gebracht wird. Dieser Antworthebel steuert dabei einen Hilfsmotor, der die Anlaßsteuerventile in die Vorwärts- oder Rückwärtsfahrtstellung bringt. Gleichzeitig wird die Förderung der Brennstoffpumpe selbsttätig während des Manöviervorganges abgestellt und erst wieder eingeschaltet, wenn der Motor durch die Anlaßluft den gewünschten Drehsinn erhält. Eine Sicherheitsvorrichtung macht es unmöglich, daß der Motor Brennstoff erhält, bevor die bewirkte Drehrichtung begonnen hat. Eine weitere Vorrichtung am Manövrierstand verhindert ein Drehen des Motors, wenn der Schaltmechanismus am Schwungrad eingeschaltet ist. Falls die Kühlwasser- oder Schmierölzirkulation aussetzt, ist der Motor sofort abstellbar durch eine besondere Vorrichtung in der Nähe des Manövrierstandes. Die Umsteuerung von „voll vorwärts“ auf „voll rückwärts“ kann bei einem solchen Motor in 4–5 s erfolgen.

Der auf dem Versuchsstand bei 8- und 9-zylinderigen Motoren festgestellte Brennstoffverbrauch von 150 g/PSe ist auch im Betriebe aufrechterhalten worden; er beruht u. a. auf der guten Mischung von Brennstoff und Luft während der Einspritzung. Untersuchungen von Prof. Dr. Eichelberger ergaben, daß diese Motoren einen thermischen Wirkungsgrad von über 41% haben, mit Abwärmeverwertung sogar über 50%, — Werte, die von keiner Wärmekraftmaschine überhaupt erreicht worden sind.

Der kleine Brennstoffverbrauch schont die Motoren und beeinflusst am stärksten die Wirtschaftlichkeit des Betriebes, wobei z. B.

ein geringer Mehrverbrauch von nur 10% bei einem 6000 PS-Schiffsmotor eine jährliche Mehrausgabe von RM 21 600 verursacht.

Für sehr schnelle Fahrzeuge steht die Gewichts- und Raumverminderung an erster Stelle, wie auch die Vergrößerung der spezifischen Leistung. Hierfür sind besonders leichte Bauarten der Triebwerkstelle entstanden. Leichte schnelllaufende Dieselmotoren, die in verhältnismäßig leichte Schiffskörper eingebaut werden, müssen, um Schwingungen zu vermeiden, schwingungsfrei laufen. Besondere Rechenungsverfahren in Verbindung mit den langjährigen Erfahrungen setzen die Firma instand, diese Verhältnisse schon vor dem Bau der Anlage mit großer Genauigkeit festzulegen.

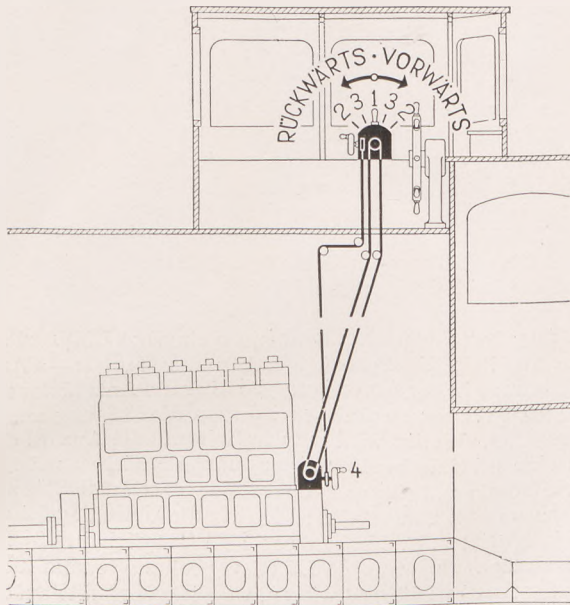


Abb. 5. Unmittelbar umsteuerbarer Zweitakt-Motor mit Fernsteuerung vom Steuerstand aus.

1 = Stop, 2 = Anlassen, 3 = Betrieb, 4 = Ändern der Drehzahl.

Für die Binnenschiffahrt stellt sich das Bild wie folgt: Größere Schiffe auf Seen und Flüssen besitzen Motoren von 400 bis 600 PS. Diese Motoren haben bei oft recht schweren Betriebsbedingungen eine nicht so fachmännische Wartung, wie z. B. die großen Seeschiffsmotoren. Die Binnenschiffsmotoren müssen daher kräftig, unempfindlich und einfach gebaut sein. Motoren bis zu 300—400 PS können mit einem mechanischen Wendegetriebe versehen werden, während sie bei Leistungen über 400 PS unmittelbar umsteuerbar ausgeführt werden. Unter 400 PS wird die Bedienung von Deck aus verlangt, um an Bedienungsmannschaft zu sparen. Der Brennstoff wird unmittelbar in den Verbrennungsraum eingeführt. Das Wendegetriebe wird hydraulisch durch den Öldruck des allgemeinen Preß-Systems gesteuert und besteht aus einem Rad, das bei Verschiebung nach vorn eine Verbindung der Motorwelle mit der Propellerwelle herstellt. Wird das Rad nach rückwärts verschoben, dann erfolgt die Übertragung auf die Propellerwelle über ein Planetengetriebe, woraus die Rückwärtsbewegung des Propellers entsteht. Diese Verschiebung des Rades wird durch einen Hilfsmotor bewirkt, der durch den Öldruck der allgemeinen Preßschmierung betätigt wird. Die Umsteuerbewegung beschränkt sich dadurch auf das einfache Drehen eines Hahnes, bzw. Schiebers (vgl. Abb. 5 u. 6), der ohne Schwierigkeit in das Deckhaus verlegt werden kann. Größere Einheiten der gleichen Motorbauart werden unmittelbar umsteuerbar ausgeführt und ohne Umsteuerung als Hilfsmaschinen vielfach auf großen Motorschiffen verwendet. Für Binnen- und Küstenschiffe, Fährboote, Baggerschiffe usw. hat die Firma Sulzer eine besondere Motorbauart entwickelt (s. Abb. 5). Die hauptsächlichsten Eigenschaften dieses Motors sind: einfaches und fehlgriffsicheres Manövrieren von Deck aus, große Betriebssicherheit, hohe Wirtschaftlichkeit und vorteilhafter Brennstoff- und Schmierölverbrauch. Der Motor ist ein Zweitaktmotor ohne

Ansaug- und Auspuffventile; er ist mit der Sulzer-Spülung und Einrichtung zum Aufladen des Zylinders versehen. Die bewegten Teile werden mit Preßöl geschmiert. Alle Pumpen einschließlich des Anlaßluft-Kompressors sind an den Motor angebaut und werden von diesem angetrieben. Unmittelbar neben dem Brennstoffpumpenblock am Stirnende des Motors sitzt ein Regler, der ein Überschreiten der Höchstdrehzahl verhütet. Die Kurbelwelle ist an der Stirnseite verlängert, um sie zum Antriebe von Hilfsmaschinen, wie Dynamos, Netzwinden, Pumpen usw. benutzen zu können.

Dieses Wellenende ist so bemessen, daß es die volle Motorleistung übertragen kann. Das Anlassen und Umsteuern wird bei direkter

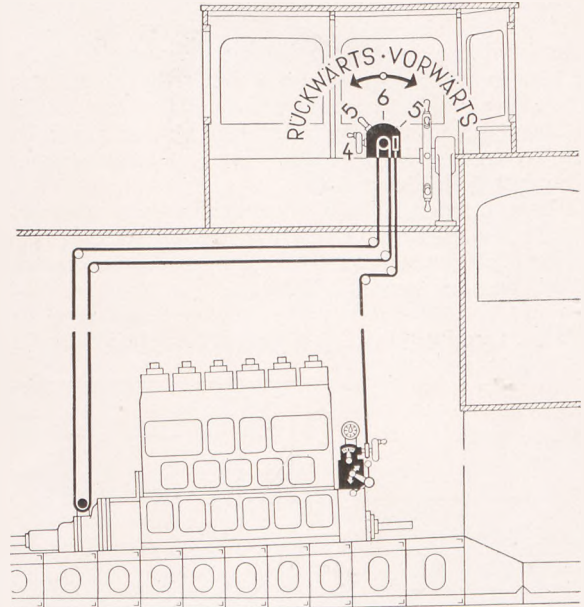


Abb. 6. Zweitaktmotor mit hydraulisch gesteuertem Wendegetriebe, mit Betätigung der Umsteuerung vom Steuerstand aus.

1 = Stop, 2 = Anlassen, 3 = Betrieb, 4 = Ändern der Drehzahl, 5 = Getriebe eingerückt, 6 = Getriebe ausgerückt.

Umsteuerung durch ein und denselben Hebel bewirkt. Ein Handrad gestattet durch beliebige Einstellung der Brennstoffpumpe bzw. der Brennstoffmenge jede gewünschte Änderung der Motordrehzahl und damit der Schiffsgeschwindigkeit. Die Umsteuervorrichtung ist mit dem Brennstoffpumpen-Antrieb und dem Anlaßmechanismus derart verblockt, daß keine Fehlmanöver möglich sind. Beim direkt umsteuerbaren Motor erfolgt die Übertragung der Umsteuer- und Regelbewegung vom Steuerstand zum Motor mittels Drahtseilzügen mit zwischengeschalteten Flachkettenstücken (s. Abb. 5). Da für die Manövrierbewegung nur kleine Kräfte erforderlich sind, ist diese einfache Anordnung durchaus betriebssicher. Bei den Motoren mit Wendegetriebe ist der Manövrierstand ebenfalls einfach und übersichtlich. Das in jahrelangem Betriebe erprobte Konus-Wendegetriebe mit Sonderreibbelag ist in einer Verlängerung der Grundplatte untergebracht und bleibt deshalb mit der Motorachse stets genau ausgerichtet. Beim hydraulisch gesteuerten Wendegetriebe wird die zum Umsteuern nötige Kraft von einem Hilfsmotorkolben geleistet, der im Wendegetriebe-Gehäuse untergebracht ist und vom Öldruck der Motorpreßschmierung beaufschlagt wird. Beim Umsteuermanöver handelt es sich infolgedessen lediglich darum, den Ölfuß zu diesem Kolben zu steuern, was durch einen kleinen Drehschieber erfolgt. Die Betätigung dieses Schiebers kann auch in diesem Falle, wie in Abb. 6 dargestellt, ohne jede Kraftanstrengung vom Steuerstand aus erfolgen.

Die vorstehenden Mitteilungen über die Entwicklung des Sulzer-Motors geben ein Bild von der großen geistigen und Werkstatt-Arbeit, die nötig war, um den Dieselmotor auf die heutige überragende Höhe zu bringen. Verglichen mit der Entwicklung anderer Maschinenarten, muß darauf hingewiesen werden, daß die Entwicklung des Dieselmotors in verhältnismäßig sehr kurzer Zeit vor sich gegangen ist.

Zur Frage der Lastkraftwagenabfertigung in den Häfen.

Nach einem Bericht des Ausschusses für Hafenumschlagstechnik in der Hafenbautechnischen Gesellschaft, erstattet vom Ausschuß-Vorsitzenden Oberbaurat Wundram bei der Hauptversammlung der HTG in Wilhelmshaven.

Als Zubringer und Verteiler der Schiffsladungen in den See- und Binnenhäfen ist in den Nachkriegsjahren in beschleunigt steigendem Maße der Lastkraftwagen in Erscheinung getreten. Er hat dabei nicht nur das früher benutzte Pferdefuhrwerk, das allerdings nur

den Ortsverkehr der Hafenplätze und ihrer allernächsten Umgebung bediente, ersetzt, sondern er hat sich darüber hinaus weitergehende Verkehrsbeziehungen, zum Teil bis zu vielen hundert Kilometern, geschaffen; nicht immer ist das ohne Frachtverlust für Eisenbahn und

Binnenschiff abgegangen. Bei dem immer weiter steigenden Verkehr werden sich die Häfen fragen müssen, wie sie sich dazu zu verhalten haben; neben verkehrspolitischen und wirtschaftlichen Fragen sind auch technische Gegebenheiten und Notwendigkeiten zu prüfen, wie etwa die Zuwegungen und Bahnhöfe für Lastkraftwagen (LKW), ihre Abfertigung u. a. m. In dieser Zeitschrift geht uns die umschlagstechnische Seite des Lastkraftwagenverkehrs in den Häfen an. Es ist richtig, daß jeder Hafen von jeher auf die Abfertigung von Straßenfuhrwerk Rücksicht nehmen mußte; es ist aber ein großer Unterschied, ob mit Pferdefuhrwerk bei 1—3 t Last oder mit LKW von 3—10 t Tragfähigkeit, teilweise mit 1—2 Anhängern gleicher Tragkraft gerechnet wurde, ganz abgesehen davon, daß der LKW als Schnellverkehrsmittel auf eine schnellere Abfertigung als Pferdefuhrwerk drängt. Es ist daher für den Hafenbetriebsmann wichtig, zu wissen, wieviel LKW in seinem Hafen, an welcher Stelle und mit welchen Hilfsmitteln sie abgefertigt werden, welches Gut und welche Mengen dabei in Frage kommen, damit der Hafenbauer unter Umständen aus diesen Ergebnissen seine Schlüsse für Neueinrichtungen oder notwendige Änderungen ziehen kann.

Die Plätze, auf denen LKW abgefertigt werden können, sind fast immer die Ladestraßen, die sich entweder unmittelbar an der Uferkante der Schiffs Liegeplätze erstrecken, oder welche die wasser- und landseitigen Umsäumungen der Schuppen und Speicher bilden. Ähnlich liegen die Verhältnisse bei den offenen Umschlags- und Lagerplätzen. Abb. 1 und 2 geben in skizzenhaft angedeuteten Beispielen I

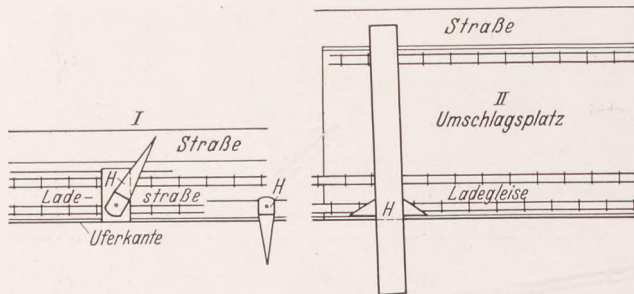


Abb. 1. Umschlagsplätze an freien Uferstrecken und auf Lagerflächen.

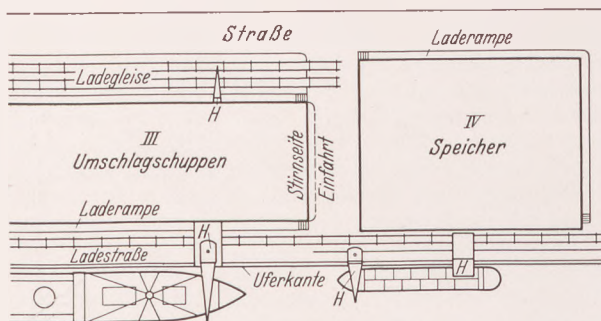


Abb. 2. Umschlagsplätze an Kaischuppen und Speichern.

bis IV die Lage an; mit H sind dabei die einzelnen Vertreter verschiedener Hebezeuge bezeichnet. Da wo Speicher, Lagerhäuser, Kaischuppen, Werfthallen unmittelbar ans Wasser herangebaut sind, kommen natürlich nur die Landseiten dieser Gebäude in Frage. In einigen ausländischen Häfen ist es möglich, in die ebenerdigen Flure der Schuppen und Speicher unmittelbar von der Straße hineinzufahren, ja, bei gewissen Schuppen sogar in das Obergeschoß, was für die Abfertigung der LKW eine Erleichterung bedeuten mag. Für deutsche Verhältnisse können diese Einrichtungen einstweilen außer Betracht bleiben.

Die vorerwähnten Ladestraßen an der Uferkante, an Schuppen und Speichern, an und auf den offenen Umschlagsplätzen sind meistens mit Eisenbahngleisen besetzt, weil die Eisenbahnverladung die größte Rolle auf dem Landwege spielt; sehr oft auch bestehen die Ladestraßen aus Gleisen und einem Pflasterstreifen für Straßenfuhrwerk; in vielen Fällen ist dabei die Gleisanlage eingepflastert, so daß auch Straßenfuhrwerk darauf verkehren kann. Der Fall, daß die Ladestraße gänzlich ohne Gleise nur dem Straßenfuhrwerk (LKW) zur Verfügung steht, kommt seltener vor. Meist werden die Ladestraßen von Hebezeugen zur Erleichterung des Umschlags bestrichen, immer dann, wenn Eisenbahngleise in Frage kommen. Man sieht schon aus dieser rohen Übersicht der Umschlagsörtlichkeiten, daß in den Häfen sich Eisenbahn und LKW öfter gegenseitig in das Gehege kommen; auch in anderen Beziehungen sind gegenseitige Beeinflussungen zu vermuten, so daß eine Prüfung der Sachlage angebracht erschien.

Gelegentlich der Hauptversammlung der Hafenbautechnischen Gesellschaft 1936 in Duisburg wurde daher beschlossen, durch die Aus-

schüsse der Gesellschaft die Fragen des Lastkraftwagenverkehrs in den Häfen prüfen zu lassen. Auf den Ausschuß für Hafenumschlagstechnik entfielen dabei die Untersuchungen über die Abfertigung der LKW in den See- und Binnenhäfen. Zur Gewinnung von Unterlagen erwies sich eine Rundfrage an Hafenverwaltungen und Umschlagsbetriebe als notwendig und praktisch. Diese Rundfrage wurde Ende 1936 nach Abstimmung mit den anderen Ausschüssen der Gesellschaft festgestellt; sie bezog sich hauptsächlich auf Angaben über Art, Gut, Ort und Leistung des LKW-Umschlags in den Häfen, auf die Ermittlung von Unzuträglichkeiten, Abhilfemöglichkeiten und sonstigen lösungsbedürftigen Fragen im Abfertigungsbetrieb der LKW. Die Anzahl der eingegangenen Antworten ist zwar nur gering, etwa ein Drittel der angefragten Stellen hat geantwortet, darunter nur zur Hälfte mit brauchbaren Angaben; doch lassen die Angaben der Antworten wenigstens einiges Grundsätzliche erkennen, das für die Weiterbehandlung der Fragen wichtig ist. Zunächst sind die meisten Häfen auf die Zählung von LKW nicht eingerichtet, einige geben geschätzte Werte an, nur sehr wenige sichere Zahlenangaben. Es müßten Richtlinien zur Erfassung des LKW-Verkehrs ausgearbeitet werden, damit die Häfen ebenso bestimmte Angaben über Anzahl und Ladung der LKW machen können wie über die bei ihnen verkehrenden Schiffe und Eisenbahnwagen bzw. ihre Ladungen. Diese Anregung ist auch an die beiden anderen bei der HTG bestehenden Ausschüsse für die Verkehrswege der Häfen weitergegeben worden. Vielfach ist in den Angaben nicht zu erkennen, ob einzelne LKW oder LKW-Züge gemeint sind; die Fernzüge haben durchweg 1—2 Anhänger. Für die Platzfrage in der Abfertigung ist aber die Anzahl der einzelnen Fahrzeuge maßgebend; zukünftig wird man die Zählung auch darauf abstellen müssen. Weiter wird man in Zukunft die Anzahl der Fahrzeuge auf eine bestimmte Abfertigungslänge beziehen müssen, etwa auf 100 m Uferanlage, Schuppen- oder Lagerplatzlänge. Die absoluten Zahlen besagen unter Umständen nichts für die Umschlagsleistung und ihre Schwierigkeit; z. B. können 600 LKW täglich in einem Hafen weniger bedeuten als etwa 20 LKW täglich an einem Schuppen. Weiter ist durchaus wichtig zu wissen, wie viele der LKW auf den Orts- und Nahverkehr und wie viele auf den Fernverkehr entfallen. Auch müßte unterschieden werden zwischen industriellem Werksverkehr und echtem Frachtengeschäft, weil abfertigungstechnisch hier Verschiedenheiten bestehen. Diese Anregungen mögen bei einer zukünftig vereinheitlichten Zählung des LKW-Verkehrs in den Häfen berücksichtigt werden, natürlich in Zusammenarbeit mit den Hafenverwaltungen, den Umschlagsfirmen, den LKW-Betriebsverbänden usw.

Überraschend ist das Ergebnis, daß mit wenigen Ausnahmen ausgesprochene Unzuträglichkeiten in der LKW-Abfertigung nirgends empfunden werden; hin und wieder werden kleine Schwierigkeiten, auf die noch später zurückzukommen sein wird, erwähnt. Dieser Zustand darf allerdings nicht dazu verführen, nun die ganze Frage der LKW-Abfertigung in den Häfen als unerheblich zu bezeichnen; denn die starke Zunahme des LKW-Verkehrs, die sich mit der fortschreitenden Inbetriebnahme der Reichsautobahnen entwickeln wird, kann in wenigen Jahren in den Häfen Schwierigkeiten bringen, auch wenn sie heute davon noch nichts spüren. Dabei kann es zu neuen Formen der Annahme und Abgabe von LKW-Gütern in den Häfen führen.

Die rein statistischen Angaben zeigen folgendes Bild: die jährlichen Verkehrszahlen liegen zwischen 1000 und 300000 LKW in den verschiedenen Häfen oder etwa 3 bis 1500 LKW als Höchstleistung je Tag. Sind bei den Wagenzahlen auch Beladungsgewichte angegeben, so findet man sie zwischen 3 bis 10 t je Wagen schwanken; im großen Durchschnitt liegen sie etwa bei 5 t/LKW. Die von einigen Häfen gemachte Annahme, daß etwa 10 t Ladung durchschnittlich auf den LKW entfielen, ist demnach zu hoch; es sei denn, daß LKW und Anhänger zusammengerechnet sind.

Soweit Flußhäfen Zahlen gebracht haben, überwiegt bei ihrem LKW-Umschlag das Schüttgut, bei den Seehäfen das Stückgut. Es wäre hier aufschlußreich, zu erfahren, wie weit die LKW-Verfrachtung der Stückgüter oder Schüttgüter reicht. Augenscheinlich wird Schüttgut auf weitere Strecken nur mit der Eisenbahn verfrachtet. Das wertvollere Stückgut verträgt weitere Entfernungen mit dem LKW; bei einem Hafen konnte eine mittlere Reichweite von 400 km festgestellt werden. Der Umschlag der Güter auf den LKW findet fast nirgends unmittelbar vom Schiff bzw. umgekehrt statt, in 90% aller Fälle wird der Umschlag unter Zwischenschaltung von Kaischuppen, Speicher, Lagerplatz u. ä. bewerkstelligt, wobei dann die dort vorhandenen Umschlagsgeräte wie Kräne, Aufzüge, Verladebrücken, Elevatoren, Rutschen, Förderbänder, Hand- und Kraftkarren mitbenutzt werden; doch scheint sich die LKW-Bedienung meist allein zu helfen, jedenfalls beim Stückgut. In einem Binnenhafen, wo der LKW als Zubringer dient, herrscht der unmittelbare Umschlag auf den Kahn vor, und zwar mittels Rutschen. Ein Binnenhafen bemängelt die umschlagstechnischen Unzulänglichkeiten an den LKW selbst, weil sie zu wenig Ladepersonal hätten, keine Schrottleitern u. ä. mit

sich führten und durch feste Verdecke die Verladung durch Kräne hinderten. In einem anderen Hafen werden Fuhrwerkswaagen für die LKW vermisst. Im übrigen beziehen sich die Bemerkungen der Hafenbetriebe über Schwierigkeiten in der LKW-Abfertigung durchweg auf die Störung durch die Eisenbahnabfertigung, gelegentlich werden zu schmale Straßen, fehlende Wendepunkte und Parkplätze beklagt. Diesetwegen wird in einem Hafen ein Autobahnhof geplant. Die gegenseitigen Störungen zwischen Eisenbahn- und LKW-Abfertigung, wobei die letztere immer der schwächere Teil ist, beruhen fast nur darauf, daß an den wasser- und landseitigen Laderampen der Schuppen und Speicher beide Verkehrsmittel nicht gleichzeitig arbeiten können. Während der Verschiebezeiten der Bahnwagen ist eine LKW-Abfertigung ganz ausgeschlossen; stehen aber die Eisenbahnwagen an den Rampen, so ist es zeitraubend, den LKW ladegerecht zu stellen. Die wasserseitige Laderampe ist ebenso unbefriedigend, wenn sie ebenfalls zum Bearbeiten von Eisenbahnwagen bestimmt ist und dazu noch niedrigfahrende Kräne den Platz vor den Rampen in Anspruch nehmen. Mehrfach wird die Stirnseite des Schuppens zur LKW-Abfertigung empfohlen. Hier muß natürlich gute Zufahrt und genügend Rampenlänge für die LKW vorhanden sein. Für die seltenen Fälle, in denen unmittelbar vom LKW auf das Schiff oder umgekehrt umgeschlagen werden soll, stören meist die auch an der Uferkante verlegten Gleise. Entweder müssen diese für die Anfahrt der LKW eingepflastert werden oder aber noch besser, es wird landeinwärts von den Gleisen eine gepflasterte Ladestraße verlegt, auf der die LKW noch von den Uferkränen bedient werden können. Dann wird an dieser Stelle jede Kreuzung mit der Eisenbahn vermieden. Im übrigen müssen die LKW bei der Zufahrt zu den Umschlagsstellen in einem Hafen ja stets die Gleise überqueren; hier ist einfach Vorsicht und Geduld beim Warten auf rangierende Züge geboten. Alle vorgenannten Schwierigkeiten werden einstweilen noch nicht für unerträglich gehalten, hin und wieder werden kleine Abhilfen empfohlen. Nach grundlegenden Änderungen wird nicht gestrebt. Nur ein Seehafen gibt an, keine LKW mehr aufnehmen zu können und durch einen neuen Verteilungsschuppen Abhilfe schaffen zu müssen. Ein anderer Seehafen hat einen solchen Schuppen für die LKW-Abfertigung im großen Stile eingerichtet; Abb. 3 zeigt die Erweiterung der Verteilungsschuppenanlage am Togokai in Hamburg; die Stirnseite des neu erbauten Schuppenteiles ist ausschließlich zur Abfertigung der LKW

eingerichtet worden, und zwar hat man die Abfertigungslänge durch Einbau von Rampenbuchten um ein Vielfaches der einfachen Schuppenbreite verlängert; reichlich Platz zum Aufstellen und Wenden der Wagen ist außerdem vorgesehen. In vielen Fällen wird die Sammlung

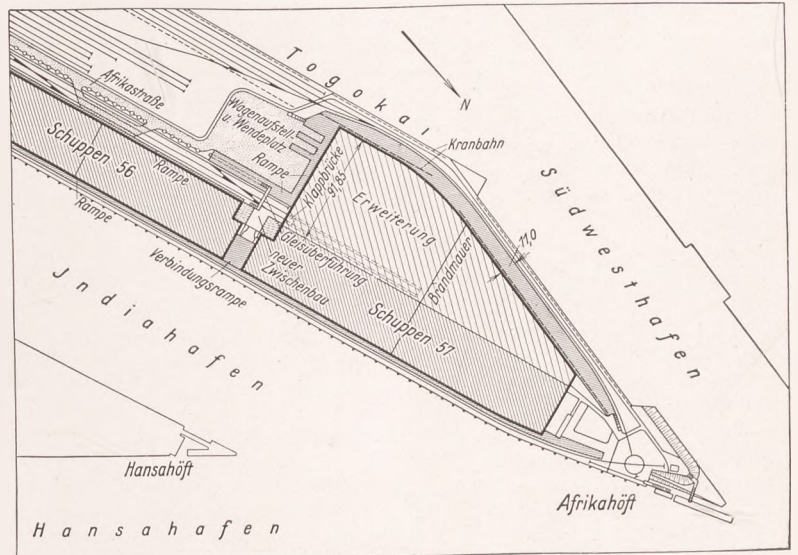


Abb. 3. Verteilungsschuppen (Togokai, Hamburg) mit besonderer Lastkraftwagen-Rampe.

und Verteilung der LKW-Güter von gemeinschaftlicher Stelle aus die beste Lösung sein. Aber auch hier gilt der Satz: Eines schickt sich nicht für alle. Von Fall zu Fall wird man auf Grund der Erfahrung etwa nötige Abhilfe suchen müssen.

Es ist klar, daß mit dieser ersten Studie nur ein Anfang, allerdings ein notwendiger, gemacht wurde. Die ganze Frage der LKW-Abfertigung muß noch weiter vertieft werden, um zu allgemein gültigen Ergebnissen zu kommen, wozu unter Umständen die Mitarbeit der beteiligten Kreise auch außerhalb der HTG gewonnen werden muß.

Berichtigung zum Aufsatz Dr. Kempf/Helm über „Vergleichsversuche mit einem Zweischrauben-Motorgüterboot mit Löffelheckform“ in Heft 12, 1937.

Die Hamburgische Schiffbau-Versuchsanstalt bittet uns bezüglich der Abb. 8 um Berichtigung eines dem Zeichner des Diagramms

unterlaufenen Fehlers dahingehend, daß die gestrichelte Kurve den Zweischraubenantrieb mit Schirmblechen und die ausgezogene Kurve die Werte des Dreischraubenantriebs (Mittelschraube mit Schirmblechen) betreffe. — Wir bitten die Bezieher der Zeitschrift, die Änderung im obersten Teil des Diagramms vornehmen zu wollen.

Chefredaktion.

Wichtige Fachliteratur.

Auszüge.

SB Festigkeit.

Fa 88. Die Schüttelschwingungen auf der „Normandie“ und die Maßnahmen zu ihrer Beseitigung. Auszug aus dem Vortrag von F. Coqueret (Penhoët-Werft St. Nazaire) und P. Romano (Compagnie Générale Transatlantique) vor der Internationalen Tagung der Society of Naval Architects and Marine Engineers in New York, 14.—19. September 1936 (Shipbuild. Shipp. Rec., 17. September 1936, S. 332—337).

Beim Bau der „Normandie“, bei dem in konstruktiver, architektonischer und antriebstechnischer Hinsicht mancherlei neue Wege beschritten sind, waren besondere Untersuchungen über die Möglichkeit des Auftretens elastischer Schwingungen nicht gemacht worden. Dies schien nach den guten Erfahrungen mit den bisherigen Schnelldampfern „France“, „Paris“ und „Ile de France“ und angesichts des fast völligen Fehlens hin- und hergehender Maschinenteile unbedenklich. Die seinerzeit bei den ersten Fahrten der „Mauretania“ mit 3flügeligen Schrauben in Erscheinung getretenen Schwingungen waren durch Austausch der 3flügeligen gegen 4flügelige Schrauben verhältnismäßig leicht auf ein erträgliches Maß herabgesetzt worden.

Bereits bei den ersten Erprobungen der „Normandie“ im Mai 1935 zeigten sich jedoch bei Geschwindigkeiten oberhalb 25—26 kn beträchtliche Schwingungen der oberen Decks im Hinterschiff, die man durch den Einbau von Stützen und Verstärkungen in der Zeit bis zum Antritt der ersten Reise zu beheben suchte. Die ergriffenen Maßnahmen erwiesen sich jedoch als nicht ausreichend, so daß während der ersten neun Rundreisen vom Mai bis Oktober 1935 und auf einer besonderen Versuchsfahrt zwischen dem 15. und 18. November 1935 die Schwingungen genauer untersucht und wirksamere Mittel zu ihrer Beseitigung erforscht werden mußten.

Die Schwingungen zeigten im wesentlichen folgendes Bild¹: Auf etwa ein Drittel der Länge von hinten, d. h. auf rd. 100 m, traten, besonders an den hinteren Enden der oberen Decks, die stärksten Erschütterungen auf. Mit dem Schwingungsmesser von Geiger wurden oberhalb des B-Decks, also im A-Deck, Haupt-, Promenaden-, Boots- und Sonnendeck, Ausschläge bis zu 2—3 mm gemessen. Ein weiterer Größtausschlag von 1,5—2 mm wurde im Haupt-, A- und B-Deck in einem Querschnitt im Bereich der Seitenschrauben festgestellt. Unterhalb des B-Decks betrug die Schwingungsweite nur wenige Zehntel Millimeter, aber es war hier ein von den Schiffsseiten herkommendes, donnerndes Geräusch zu hören. In einem Bereich von 100—125 m vom Heck zeigten einige Teile des Promenadendecks, des Haupt- und des C-Decks ebenfalls leichte Schwingungen von einigen Zehntel Millimetern. Nur in der Gegend des Turbinenschachtes, etwa Spt. 115, wurden noch größere Ausschläge von 2 mm im Sonnendeck und rd. 1 mm im Promenadendeck und im C-Deck gemessen. Mittelschiff und Vorschiff waren ruhig.

Die Aufzeichnungen des Geiger-Messers ließen das bekannte Bild der elastischen Schwingungen von Schiffsverbänden erkennen: Zeiten verhältnismäßiger Ruhe, wechselnd mit Zeiten großer Ausschläge. Die Zahl der Schwingungen i. d. Min. war = Drehzahl der Schrauben × Flügelzahl. Die Stärke der Schwingungen änderte sich mit zunehmender Geschwindigkeit des Schiffes nur unwesentlich. Oberhalb einer bestimmten Geschwindigkeit gingen die Ausschläge scheinbar wieder etwas zurück.

Als Ursache der Schwingungen wurde die Ungleich-

¹ Vgl. hierzu die Pläne der „Normandie“ in „Werft Reed. Hafen“ vom 1. Juli 1935, S. 218.

förmigkeit der Zuströmung des Wassers zum Propeller erkannt. Den periodischen Stößen auf die Propeller beim Durchgang durch die Gebiete starken Nachstroms entsprechen auf das Schiff, die Wellenhosen, die Drucklager und die Außenhaut im Propellerkreis wirkende Gegenkräfte von gleicher Periode. Da eine vollständige Beseitigung der von diesen Kräften ausgeübten Wirkungen allein auf dem Wege einer Verstärkung der Verbände nicht möglich ist, ergab sich als wichtigste Aufgabe die Bekämpfung der Ursache, d. h. die Herstellung eines möglichst gleichmäßigen Wasserzustroms zu den Schrauben und ihre Anordnung in möglichst großer Entfernung von allen Teilen des Schiffskörpers.

eingebaute Druckmeßgeräte zeigten um einen Mittelwert pendelnde Druckschwankungen. Die Messungen bewiesen, daß eine beträchtliche Ungleichförmigkeit der Wasserzuströmung zum Propeller vorhanden sein mußte. Sie konnten allerdings keinen Aufschluß darüber geben, ob die Schwingungen ausschließlich von den Erschütterungen des Propellers oder auch von den unmittelbar auf das Schiff durch das Wasser ausgeübten Druckkräften herührten oder durch ein Zusammenwirken beider Ursachen entstanden waren.

Eine unmittelbare Bestimmung der Größe der Ungleichförmigkeit im Wasserzustrom lieferten Nachstrommessungen, die in der Hamburgischen Schiffbau-Versuchsanstalt an einem Modell mit laufenden Schrauben ausgeführt wurden. Die Meßebene des Staugeräts lag hierbei 1 cm vor der eintretenden Kante der Propellerflügel. Die Ergebnisse zeigen die Abb. 1 und 2. Besonders bei der Außenschraube sind im Bereich des Wellenbockarms plötzliche Geschwindigkeitsänderungen von 40 bis 90% der Schiffsgeschwindigkeit innerhalb eines schmalen Sektors vorhanden, so daß der durchschlagende Flügel jeweils starke Stoßbeanspruchungen erfährt. Die Geschwindigkeitsverteilung bei der Innenschraube zeigt ein etwas gleichmäßigeres Bild. Im Modellversuch wurde dann eine Nachstrommessung mit entgegengesetztem Drehsinn der Außenschrauben durchgeführt, deren Ergebnisse die Abb. 3 und 4 zeigen. Ohne sonstige Änderungen am Modell ergab dieser Versuch eine erheblich gleichmäßigere Nachstromverteilung. Der höchste Nachstromwert der Außenschrauben betrug nur noch 60%; zugleich war der Übergang zu den Nachbargebieten gemildert. An der Drehrichtung der Innenschrauben wurde hierbei nichts geändert. Dennoch zeigt auch das Nachstrombild der Innenschrauben Veränderungen gegenüber der ersten Messung, obwohl der Längsabstand zwischen Innen- und Außenschrauben rd. 23,5 m beträgt.

Eine Nachprüfung dieser am Modell festgestellten Erscheinungen am Schiff ließ sich im Falle der „Normandie“ leicht durchführen, da nur die beiden Außenpropeller miteinander vertauscht und die Pole der Propellermotoren umgelegt zu werden brauchten. Diese Messung wurde daher gleichzeitig mit einer Reihe weiterer Untersuchungen zur Verringerung der Schwingungen gelegentlich der schon erwähnten Versuchsfahrt ausgeführt. Die weiteren Untersuchungen betrafen: 1. Die Wirkung einer zusätzlichen Trennfuge im Aufbau oberhalb des Promenadendecks zwischen Spt. 62 und 63; 2. die Wirkung einer Synchronisierung der 4 Propeller und 3. die Dämpfungswirkung besonderer Bremsstützen. Außerdem wurden weitere Schubmessungen an den Drucklagern und Druckmessungen an verschiedenen Stellen der Außenhaut gemacht.

Die Änderung des Drehsinns der dreiflügeligen Außenpropeller brachte bei dieser Fahrt eine Verringerung der Schwingungen um 20%, aber keine merkliche Änderung in den Bewegungen der Drucklager und der Wellenhosen.

Das Einschneiden der Trennfuge sollte den Zweck haben, die Schwingungen des Boots- und Sonnendecks vor Spt. 60, die an dieser Stelle stärker als in den unteren Decks waren, zu verringern. Der Versuch ergab eine Verringerung der Schwingungen in diesem Bereich um 60%, woraus zu entnehmen ist, daß die Erregung der oberen Decks an diesen Stellen weniger unmittelbar von unten als von hinten her in sie hineingeleitet worden war.

Der Versuch einer Synchronisierung der Propeller erwies sich im wesentlichen als Fehlschlag. Die Stb.-Innenturbine wurde als Leitturbine gewählt und der Versuch gemacht, ihre Umdrehungen mit Hilfe von drei Differentialgetrieben mit den Reglern der anderen Maschinen zu koppeln. Es sollten verschiedene Stellungen der Propeller zueinander innerhalb der Flügelstellung von 120° untersucht und die jeweils erreichte Synchronisierung stroboskopisch aufgezeichnet werden. Trotz Anwendung von Druckunterschieden im Zudampf von 6—10 at war eine längere Synchronhaltung aber nicht möglich. Während des Synchronlaufs traten die Schwingungen verstärkt auf.

Die Bremsstützen waren zweiteilig ausgebildet und als Energieverzehrer gedacht. Die zwischen beiden Teilen angeordneten Reibflächen bestanden aus Pockholz und Stahl und konnten durch einstellbare Federn mehr oder weniger stark gegeneinander gedrückt werden. Man fand, daß, wenn an einer Stelle eine Verbesserung erzielt war, diese wieder verschwand, wenn in den Decks darüber und darunter die Stützen gleichfalls auf Spannung gesetzt wurden. Dieser Versuch war ergebnislos. Die hydraulischen Druckmessungen wurden an der Bb.-Außenwelle durchgeführt und auf photographischem Wege mit Hilfe eines Labarthe-Gerätes² aufgezeichnet. Abb. 5 zeigt die Druckschwankungen.

² Mémoires de la Société des Ingénieurs Civils de France, Bulletins September und Oktober 1934.

Außenpropeller

Innenpropeller

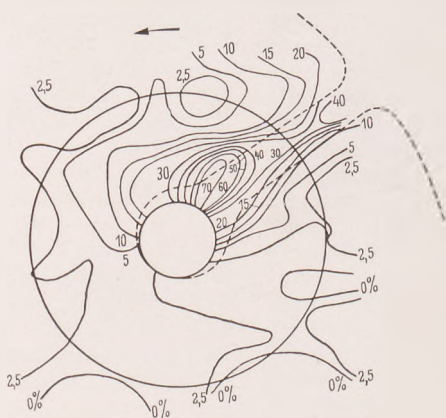
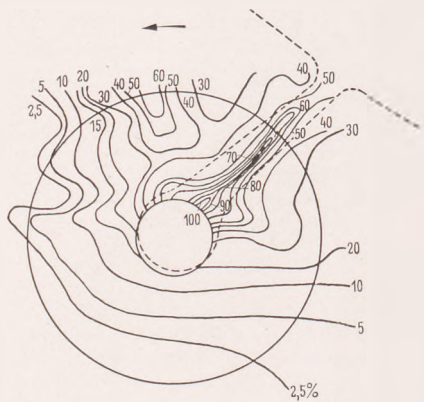


Abb. 1.

Abb. 2.

Ursprüngliche Wellenhosen. — Beide Propeller nach außen schlagend.

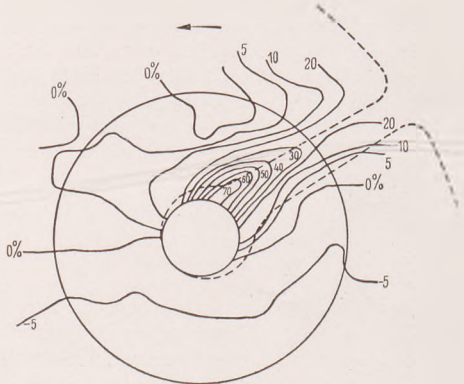
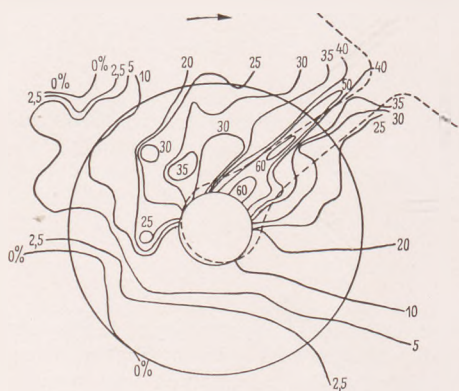


Abb. 3.

Abb. 4.

Ursprüngliche Wellenhosen. — Außenpropeller nach innen, Innenpropeller nach außen schlagend.

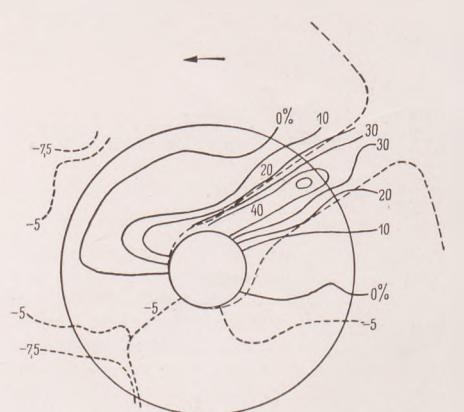
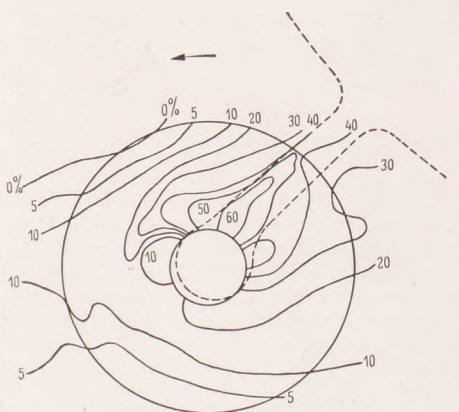


Abb. 8.

Abb. 9.

Geänderte Wellenhosen (Oberseiten ausgefüllt). — Beide Propeller nach außen schlagend.

Abb. 1—4 und 8—9. Schnelldampfer „Normandie“ — Modellversuche: Nachstromverteilung im Bereich der Schraubenkreise bei laufenden Propellern.

Um über die Vorgänge im Bereich der Propeller und die Größe der auf das Schiff ausgeübten Kräfte Aufschluß zu erhalten, wurden Messungen am Schiff und am Modell ausgeführt.

Messungen am Schiff. Nach Einbau von Schubmessern in die Drucklager zeigte sich, daß, besonders bei den Außenwellen, ziemlich starke Änderungen des Schubes während einer Umdrehung auftraten. In ihrem oberen Teil führten die Drucklager Längsbewegungen von 1,5 mm bei den Seitenwellen und von 1,2 mm bei den Innenwellen aus. Weitere Messungen an den Wellenböcken ergaben, daß diese an den Enden Bewegungen von 2—3 mm ausführten, sowohl an den Außenwellen wie an den Innenwellen. An der Oberfläche der Wellenböcke an verschiedenen Stellen

kungen am Drucklager während $1\frac{1}{3}$ Umdrehungen. Die Abb. 6 und 7 geben Messungen wieder, die in zwei Anbohrungen in der Außenhaut gemacht wurden, und zwar lag der Meßpunkt für Abb. 6 auf einem Lot, das von der Mitte des Bb.-Außenpropellers auf die Außenhaut gefällt war, und der Meßpunkt für Abb. 7 auf der gleichen Wasserlinie 12 m weiter nach hinten. Beim vorderen Meßpunkt — Abb. 6 — zeigten sich abwechselnd ruhige Perioden und solche mit Druckschwankungen von rd. 2 kg/cm^2 . Diese Schwankungen traten in Zeiträumen von 20—22 s auf und waren anscheinend durch die Schlingerbewegungen beeinflusst, da sie beim Überneigen des Schiffes nach Bb. an Stärke zunahmen. Im übrigen zeigen die oberen Kurven in Abb. 6 in Abständen von etwa $\frac{1}{20}$ s wiederkehrende periodische Schwingungen, die unteren gleichfalls, aber überlagert von einer Periode von rd. $\frac{1}{80}$ s. Da diese Frequenzen von denen der Schüttelschwingungen weit entfernt liegen, kann aus diesen Aufzeichnungen der Schluß gezogen

Abb. 5. Am Drucklager der Bb.-Außenwelle gemessene Druckschwankungen (die Zeitdauer von $9,8/100$ sec entspricht etwa der Zeit zwischen der Einnahme einer bestimmten Stellung eines Propellerflügels durch den folgenden Flügel).

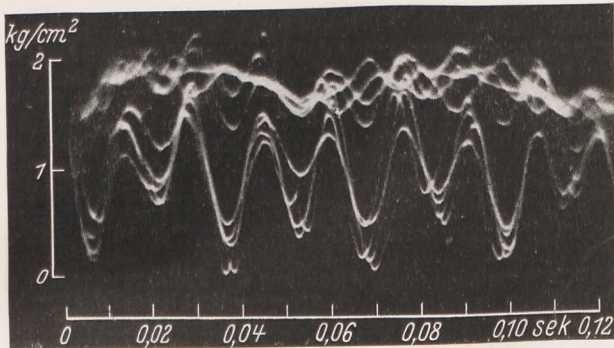
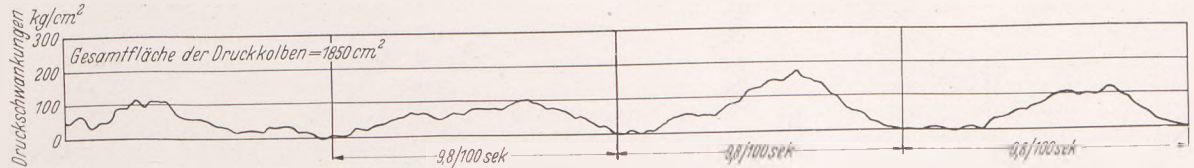


Abb. 6. Druckschwankungen an der Außenhaut im Bereich des Propellerkreises des Bb.-Außenpropellers.

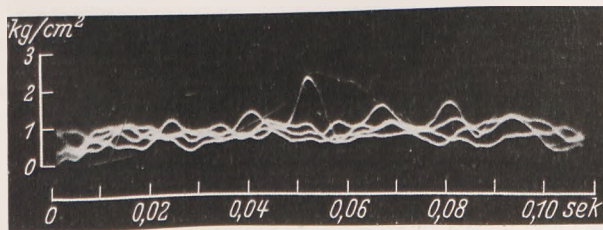


Abb. 7. Druckschwankungen an der Außenhaut in gleicher Höhe, aber 12 m hinter der Meßstelle von Abb. 6.

werden, daß die Druckänderungen auf die Außenhaut des Schiffskörpers im Bereich des Schraubenkreises für die Erregung von Schwingungen höchstens untergeordnete Bedeutung haben.

Modellversuche mit geänderten Wellenhosen: Obwohl die Änderung des Drehsinns der Außenschrauben eine merkbare Verringerung der Schwingungen ergeben hatte, wurde diese Änderung nicht zur Ausführung bestimmt, weil man hiervon eine Beeinträchtigung der Manöviereigenschaften des Schiffes befürchtete ("a very adverse effect on the handling qualities of the ship")³. Es wurden aber in der Hamburgischen Versuchsanstalt weitere Untersuchungen über die Möglich-

³ Der Schnelldampfer „Europa“ fährt seit seiner Indienststellung mit nach innen drehenden Außen- und nach außen drehenden Innenschrauben.

keit einer gleichmäßigeren Verteilung der Wasserströmung durch Änderungen an den Wellenhosen angestellt, unter Beibehaltung der nach außen drehenden Schrauben. Bei diesen Versuchen wurde nur eine Seite der Wellenhosen geändert. Es gelang, auf diese Weise eine merkbare Beruhigung der Nachstromverteilung zu erzielen (Abb. 8 u. 9).

Ausgeführte Änderungen. Die so ermittelte Wellenhosenform wurde der Ausführung zugrundegelegt. Wie Abbildungen der umgebauten und der ursprünglichen Wellenhosen in der Zeitschrift „Shipbuilder and Marine Engine Builder“ vom Juni 1936, S. 368, erkennen lassen, ist die Oberseite der Wellenhosen mehr ausgefüllt worden; die Abschlussskante ist mehr nach oben gelegt und weiter nach hinten geführt, so daß trotz dickerer Wellenhosen ein schlanker Wasserabfluß erreicht wurde. Die Wellenhosen sind auf diese Weise verstärkt und fester im Schiff eingespannt worden.

Die weiteren Änderungen erstreckten sich auf den Einbau zusätzlicher Träger und Verstärkungen von Spanten und Deckbalken in den unteren Decks zur Aussteifung der Längs- und Querverbände des Hecks, auf eine Verstärkung der Deckbalken und Stützen in den oberen Decks, wo immer es erforderlich schien, eine Verstärkung der Drucklagerfundamente und Beibehaltung der Trennfuge Spt. 62/63.

Statt der dreiflügeligen Schrauben, die Anfänge von Kavitation zeigten, wurden vierflügelige eingebaut. Die Flügel erhielten eine Neigung von 15° nach hinten, um Platz für die Änderung der Wellenhosen zu schaffen und den Abstand von den Wellenböcken möglichst groß zu machen. Die Mittellinie der Flügel ist eine in Richtung der Schraubenumdrehung gebogene Spirale, die eintretende Kante hat die Gestalt einer „scimitar“-Schraube, wodurch die Stoßwirkung beim Eintritt in Wasser mit großer Nachstromgeschwindigkeit verringert werden soll. Zugleich wurde die Drehzahl der Schrauben von 200 auf 180 i. d. Min. bei 28 kn Geschwindigkeit herabgesetzt.

Diese Änderungen wurden in der Zeit von November 1935 bis April 1936 ausgeführt. Das Ergebnis der Umbauten war sehr günstig. Auf einer neuen Erprobungsfahrt am 29. April 1936 zeigte sich, daß die Schwingungen im Durchschnitt auf 20% zurückgegangen waren. In einem Bereich von 25 m vom Heck wurden keine Ausschläge über 1 mm, weitere 15 m davor keine über $\frac{1}{2}$ mm gemessen. Die Bewegungen der Wellenhosen waren so weit verringert, daß die Abdichtung der Stevenrohre und Stopfbüchsen, die vorher bereits Schwierigkeiten bereitet hatte, sichergestellt war. Kl.

Ergänzung zum Auszug über die „Schüttelschwingungen auf der Normandie“.

Inzwischen hat die „Normandie“ neue Propeller mit geringerer Steigung erhalten, da mit den bisherigen infolge der niedrigen Drehzahl die volle Maschinenleistung nicht erreicht wurde. Die neuen Schrauben haben gleichfalls 4 Flügel und eine ähnliche Form wie die oben beschriebenen; ihr Durchmesser ist 4,84 m. Mit ihnen erreichte das Schiff Anfang dieses Jahres auf einer West-Ost-Reise 30,99 kn Durchschnittsgeschwindigkeit und gelangte damit wieder in den Besitz des „blauen Bandes“, das vorübergehend von der „Queen Mary“ gewonnen war.

Der erste Propellerentwurf mit 3 Flügeln stammte nach Angaben von Shipbuild. & Shipp. Rec. vom 22. April 1937, S. 493, von dem Schiffbauingenieur Brard der französischen Marine. Der Durchmesser dieser Schrauben war 4,78 m. Hiermit wurde auf den Probefahrten eine Geschwindigkeit von 32 kn erreicht und auf den ersten Reisen eine Maschinenleistung von rd. 150 000 PSe bei einer Drehzahl von 220 Umdr./min erzielt.

Den im April 1936 eingebauten vierflügeligen Schrauben lag ein Entwurf des Ingenieurs der Reederei Merot du Barre zugrunde. Mit diesen Schrauben, die eine erhebliche Verringerung der Schwingungen brachten, konnten die Maschinen jedoch nicht auf die volle Leistung von 160 000 PSe gebracht werden. Kl.

Bücherschau.

Verkehrsstatistik. Von Dr.-Ing. Hans Kellerer. 264 Seiten, 44 Abb. im Text. Berlin: Otto Elsner Verlagsgesellschaft 1936. Preis RM 18,—.

Der Verfasser hat sich das Ziel gesetzt, eine nüchtern erscheinende und zu wenig beachtete Materie so lebendig darzustellen, daß auch der am Verkehr interessierte Leser, der der Verkehrsstatistik ferner steht, einen Anreiz empfängt, sich mit diesem Fachgebiet näher zu befassen, und dafür leicht Verständnis gewinnen kann.

Das Gebiet der Abhandlung ist daher nicht schulmäßig-systematisch nach Zweck und Methoden gegliedert, sondern nach den „Fragestellungen“, worunter der Verfasser die verschiedenen Ansatzpunkte einer Statistik im Verkehr versteht, d. h. Verkehrsanlagen, Verkehrsumfang, Verkehrsleistungen, Belastungs- und Ausnutzungsprobleme und Verkehrsstörungen; ferner die Verkehrseinnahmen und die Beziehungen zwischen Verkehr und Wirtschaft. Der Verkehrsstatistik fällt die Aufgabe zu, die Wege zu zeigen, wie Zahlenmaterial über Verkehrsvorgänge gewonnen, aufbereitet, dargestellt und gedeutet werden kann für einen Überblick über den Stand des Verkehrswesens, für Anregungen zu Betriebs- und Verkehrsmaß-

nahmen, zur Feststellung von deren Auswirkung und zur Erkenntnis der Zusammenhänge.

Wie diese Aufgaben im einzelnen in der Praxis des Verkehrswesens gestellt und auf welche Weise und mit welchem Ergebnis sie gelöst werden, zeigt der Verfasser dadurch besonders anschaulich, daß er seine Erkenntnisse von interessanten bezeichnenden Beispielen ableitet, die die Problematik der Statistik aus der Verkehrspraxis heraus verständlich machen. Auf längere theoretische Erörterungen wird verzichtet; der absoluten Statistik ist nur am Anfang in einer kurzen Übersicht über die statistischen Grundbegriffe und am Schluß in einem methodischen Rückblick Raum gewidmet. Immerhin werden bei der Erläuterung der Beispiele die theoretischen Fragen ausreichend berücksichtigt und die Grenzen und Fehlerquellen der Statistik mit der gleichen Offenheit dargestellt wie die positiven Resultate.

Die besondere Art der Gliederung und der Darstellung in dieser Abhandlung wirkt namentlich in Anbetracht der geschickten Auswahl der Beispiele, sehr lebendig; die Gefahr, daß öfters Wiederholungen nötig sind, die dem Leser die Gesamtübersicht erschweren, ist aber nicht ganz vermieden worden.

Eine straffere Gliederung der einzelnen Kapitel im Druck, namentlich in dem interessanten Abschnitt über Belastung der Verkehrswege, und eine Entlastung des Textes von längeren Zitaten und Zahlenbeispielen durch Fußnoten (z. B. im methodischen Rückblick) würden die Lektüre sicher erleichtern.

Das zugrunde liegende Material ist sehr reichhaltig und bietet viel Anregung; auch hier hat sich der Verfasser bemüht, durch Mannigfaltigkeit die Materie zu beleben. Es sind in erster Linie Unterlagen von der Deutschen Reichsbahn ausgewertet, aber auch eine Reihe ausländischer Verkehrsstatistiken werden neben inländischen anderer Verkehrsbetriebe herange-

zogen. Die Hafen- und Schifffahrts-Statistiken nehmen allerdings nicht den Raum ein, der ihnen in einer allgemeinen „Verkehrsstatistik“ zukommen sollte.

Die Abhandlung ist aber jedenfalls der dankenswerte und gutgelungene Versuch, für einen Wissenschaftszweig, dessen praktische Bedeutung vielfach unterschätzt wird, Freunde zu werben, und es ist dieser lohnenden Lektüre eine weite Verbreitung, nicht nur in Fachkreisen, zu wünschen; auch als Nachschlagewerk wird sich das Buch dank eines sehr ausführlichen Stichwortverzeichnisses bewähren.
Dr. H a n s T z s c h u c k e.

Nachrichten über den Kriegsschiffbau.

NK 37—14. Schlachtschiff und Luftwaffe.

(Folge I.)

In seinem hier vorher erwähnten¹ Aufsatz über Schlachtschiffe hat der Generalinspekteur des italienischen Marinebauwesens P u g l i e s e darauf hingewiesen, daß die Inbaugabe zahlreicher 35000 ts-Schiffe durch die verschiedenen Marinen allen Erörterungen über den Wert des großen Kampfschiffes an sich, wie sie sich seit dem Ende des Weltkrieges insonderheit unter dem Eindruck der mächtigen Entwicklung der Luftwaffe entsponnen haben, die praktische Unterlage entzogen hat.

Der hohe geistige Stand der Führerschicht der italienischen Marine und ihr reges militärwissenschaftliches und militärtechnisches Interesse dokumentiert sich u. a. in einer größeren Zahl bedeutsamer Veröffentlichungen²⁻⁹, welche in den letzten Jahren von Angehörigen der verschiedenen beteiligten Offizierkorps verfaßt wurden und sich sowohl mit den grundsätzlichen Fragen des Kräfteverhältnisses zwischen Marine und Luftwaffe wie mit waffen- und schiffstechnischen Einzelheiten befassen; sie sind sämtlich in der Zeitschrift „Rivista Marittima“ erschienen. Einige dieser Veröffentlichungen, so die umfangreiche Preisarbeit von Spinelli, sind früher an dieser Stelle schon erwähnt bzw. besprochen worden.

Auch entsprechende Veröffentlichungen aus anderen Marinen haben in der „Rivista Marittima“ eine teilweise eingehende Besprechung gefunden. Hierzu gehört u. a. der hier ebenfalls schon erwähnte Bericht des englischen Untersuchungsausschusses¹⁰ zur Prüfung der Frage der Verletzlichkeit des Schlachtschiffes gegen Luftangriffe an das Parlament. Er ist ebenfalls von Pugliese erwähnt und im Anschluß daran von dem Obersten des Marinebauwesens Leonardo Fea besprochen worden.

Fea macht eingangs seiner Erörterung darauf aufmerksam, daß sich bezüglich der Bedeutung des Schlachtschiffes als Hauptträger der Seemacht entwicklungsmäßig drei Phasen abzeichnen:

a) Die uneingeschränkte Herrschaft als einziger Kampfschiffstyp mit einzig dem Geschütz als Angriffswaffe und mit ausschließlicher Berücksichtigung des Geschützes bei der Ausbildung der Defensivmittel. Die alleinige Verwendung des Geschützes als Angriffsmittels gegen das Schlachtschiff setzte bei dem möglichen Gegner ebenfalls das dazu erforderliche große Displacement voraus. Diese Phase endet mit der Zeit um 1890 bis 1895.

b) Die Periode des Geschützes und des Torpedos als Angriffsmittel und die Erfordernis entsprechender Defensivmittel gegen beide Waffen. Sie endet etwa um 1920.

c) Die danach einsetzende, zur Zeit noch längst nicht abgeschlossene Periode des Geschützes, des Torpedos und des Flugzeuges als Angriffsmittel mit der Notwendigkeit der Verteidigungsmittel gegen die Wirkung dieser drei Kampfmittel.

Die beiden letzteren Perioden sind gegenüber der ersten dadurch gekennzeichnet, daß als Träger von dem Schlachtschiff gefährlichen Waffen kleine, leichte, billige und in entsprechender Vielheit herstellbare Fahrzeuge in Betracht kommen.

In Anbetracht der — vertraglichen oder sonstigen — Displacementsbeschränkungen stellt sich nach Fea das Problem des Schlachtschiffes insofern als schwierig für den Kriegsschiffbauer dar, als die Gefahr besteht, unter dem Gewicht der passiven Verteidigungsmittel jede adäquate Schlag-

kraft („ogni capacità offensiva adeguata“) zu verlieren. Man kann sogar im Zweifel sein, ob das Schlachtschiff bei der notwendigen Anhäufung der konstruktiven Verteidigungsmittel gegen die Flugzeugbombe noch eine genügende Daseinsberechtigung in seiner Funktion als „absolutes“ Kampfschiff („nave assoluta“) behält.

Das Problem der Lebensfähigkeit des Schlachtschiffes, das im übrigen durch die neuerliche Inbaugabe entsprechender Typen bei allen modernen Marinen bereits entschieden erscheine, kann nach Fea nur relativ betrachtet werden, relativ in dem Sinne, daß kein technisches, d. h. militärtechnisches Problem existiert, welches absolut gelöst werden kann. Der Begriff des „absoluten“ (nach der begrifflichen Prägung durch Bonamico) Kampfschiffes kann daher auch nur gemäß den jeweils vorliegenden Bedingungen interpretiert werden. Wie die Verletzlichkeit des Soldaten durch das Gewehrsgeschöß nicht den Soldaten zum Verschwinden gebracht und wie die Verletzlichkeit der überwiegenden Zahl aller Kriegsschiffe gegen den Unterwasserangriff diese nicht von der See vertrieben hat, so verliert auch das schwere gepanzerte Schiff gegenüber der Luftwaffe nicht seine Existenzberechtigung („ragione d'essere“). Die Frage ist dahingehend zu modifizieren, ob das Schlachtschiff unter sinngemäßen Kampfbedingungen („in ragionevoli condizioni di combattimento“) die ihm zugeordneten Funktionen erfüllen kann.

Insonderheit muß bei der Betrachtung des Problems das Zusammenwirken der passiven und der aktiven Abwehrmittel berücksichtigt werden. Erst die letzteren geben den passiven Abwehrmitteln Leben und Wirksamkeit. Artilleristische Abwehr, Panzerung, Unterteilung und Stabilität ergänzen sich gegenseitig zur gemeinsamen Behauptung des Schlachtschiffes gegenüber der Luftwaffe.

Die besondere Bedeutung gerade der aktiven Abwehrmittel stellt nebenbei die Frage der Zweckmäßigkeit besonderer Fliegerabwehrschiffe mit entsprechender Artilleriebewaffnung zur Erwägung.

Die Schlußfolgerungen und Bemerkungen, welche Fea zu dem englischen Kommissionsbericht macht, seien hier vorweggenommen, bevor auf die Besprechung des Berichtes selbst eingegangen wird. Die letztere gibt Gelegenheit, einige der in den angezogenen italienischen Veröffentlichungen geäußerten Ansichten zu den entsprechenden Bemerkungen des Berichtes anzuführen, um das Bild im Sinne einer allgemein zusammengefaßten Darstellung, für welche die Berichtsbesprechung den Rahmen gibt, abzurufen.

Fea sagt selbst abschließend zu dem englischen Bericht, daß er zwar an sich keine neuen Argumente bringt, daß aber sein Hauptwert darin liegt, daß er „con il buon senso britannico“ die wesentlichen, praktischen Grundlagen des Problems klarstellt, indem alle Abschweifungen und Erörterungen allzu theoretischen und allgemeinen Charakters vermieden werden, die für den Augenblick auch vollständig überflüssig seien.

Feas Schlußfolgerungen sind:

Das große Kampfschiff ist in der Lage, militärische Aufgaben zu erfüllen, welche weder die Luftwaffe noch andere Einheiten der Kriegsmarine lösen können; es ist deshalb für die nationale Verteidigung zur See unentbehrlich.

Das Schlachtschiff kann dem Luftangriff ebenso erfolgreich begegnen wie dem Angriff von torpedobewaffneten Schiffseinheiten. Es ist allerdings zuzugeben, daß unter besonders günstigen Bedingungen und bei genügender Massierung sowohl der Torpedoträger wie das Flugzeug folgenschwere Angriffe gegen das Schlachtschiff ausführen können.

Dagegen ist zu berücksichtigen, daß beispielsweise die Erstellung einer entsprechenden Zahl von Flugzeugen, welche dann auch nur unter besonders günstigen Umständen dem Schlachtschiff gefährlich werden können, größere Mittel in jeder Beziehung erfordert, als zur Herstellung eines gleichwertigen Schlachtschiffes erforderlich sind. Daher ist die Luftwaffe nicht das beste geeignete Mittel zur Bekämpfung des Schlachtschiffes.

Dieses Mittel wird im Gegenteil zweckmäßig wieder in einem Schlachtschiff von mindestens gleichwertiger, wenn nicht stärkerer Charakteristik bestehen.

Das große Kampfschiff ist gegenüber jedem anderen Kampfmittel des Seekrieges relativ am wenigsten verwundbar.

Eine Flotte wird stets aus Fahrzeugen verschiedenen Typs, vom Zerstörer bis zum Kreuzer, vom Flugzeug bis zum Schlachtschiff, also auch von verschiedener Verletzlichkeit zusammengesetzt sein müssen, da die verschiedenen Aufgaben des Seekrieges verschiedene Mittel zu ihrer Lösung erfordern.

Das Flugzeug bringt nicht das Schlachtschiff und das Schlachtschiff nicht das Flugzeug zum Verschwinden. Beide müssen nebeneinander bestehen und zusammenwirken.

H. E v e r s.

¹ Pugliese, Ispettore Generale del Genio Navale: Navi da battaglia. Riv. maritt., Januar 1937.

² Sadun, G., Capitano di Fregata: Aereo siluri e siluri da aerei. Riv. maritt., November 1934.

³ Rossi, G., Capitano A. A.: In tema di aereo siluranti. Riv. maritt. Januar 1935.

⁴ Spinelli, F., Capitano del Genio Navale: La difesa antiaerea, per vari tipi di navi. Riv. maritt., Juli-August 1935. Technisches Ergänzungsheft.

⁵ Imperiali, R.: Sintesi della funzione silurante. Riv. maritt., Juni 1936.

⁶ Caputi, G., Tenente di Vascello: Guerre sui mari o sotto i mari? Riv. maritt., September 1936.

⁷ Imperiali, R., Tenente di Vascello: Influenza del fattore bellico aereo sulla tecnica costruttiva delle navi. Riv. maritt., Dezember 1936.

⁸ Bianchi di San Secondo, E., Colonello Armii Navali: Influenza dei progressi aerei sulla difesa controaerea a bordo. Riv. maritt., Februar 1937.

⁹ Fea, L., Colonello del Genio Navale: Le grandi navi e l'offesa aerea. Riv. maritt., März 1937.

¹⁰ „On the vulnerability of capital ships to air attack“ vgl. auch United States Naval Institute Proceedings vom Januar 1937, S. 117.