

INTERNATIONAL CONFERENCE
OF
SUPERINTENDENTS OF EXPERIMENT TANKS.

Internationale Tagung
der
Leiter der Schleppversuchsanstalten
Berlin, 26.—28. Mai 1937

1937

Stow ITTC

1052997-1001

INFORMATION CENTRE
BUILDING 12
PORTSDOWN TECHNOLOGY PARK
SOUTHMOOR ROAD COSHAM
PORTSMOUTH PO6 3RU



~~Wm. W. W.~~
A.R.W. RECORD RM.

~~7451~~ (LIBRARY)

Mitteilungen
der Preußischen Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau
Berlin

HEFT 32

1937

Internationale Tagung
der
Leiter der Schleppversuchsanstalten

Berlin, 26.—28. Mai 1937

Berichte, Beiträge und Entschließungen

gesammelt von

Dr.-Ing. H. M. Weitbrecht

Oberregierungs- und -baurat

Leiter der Schiffbauabteilung der Preußischen Versuchsanstalt
für Wasserbau und Schiffbau, Berlin

BERLIN 1937

Erschienen im Eigenverlage
der Preußischen Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau, Berlin NW 87

**Berichte,
Beiträge und EntschlieÙungen
der Internationalen Tagung der Leiter
der Schleppversuchsanstalten**

Berlin, 26.—28. Mai 1937

INHALTSANGABE

	Seite
I. Vorbereitung der Tagung	7
II. Verzeichnis der Teilnehmer	9
III. Verhandlungen:	
A. Punkt 3:	
Lowest Limit of Reynolds Number for Propeller-Experiments:	
a) Vorbemerkungen und Fragen von Herrn J. F. Allan	11
b) Antwort von Herrn Dr. Baker	12
c) Antwort von Herrn Dr. Kempf	13
d) Antwort von Herrn Dr. Gutsche	13
e) Antwort von Herrn M. P. Payne	14
f) Antwort von Herrn Troost	15
g) Antwort von Herrn Dr. Horn	15
h) Antwort von Herrn Burkhardt	16
i) Antwort von Herrn Accame	16
k) Bericht von Herrn J. F. Allan	17
B. Punkt 4:	
Einfluß der Form auf den Reibungswiderstand:	
a) Vorbemerkungen von Herrn Dr. Horn	20
b) Beitrag von Herrn Dr. Wigley	20
c) Bericht von Herrn Dr. Horn	21
C. Punkt 5:	
Einfluß eines stark auflaufenden Vorstevens bei künstlicher Aufräuhung:	
a) Fragen von Herrn Dr. Kempf	26
b) Antwort von Herrn Dr. Weitbrecht	27
c) Antwort von Herrn Dr. Gebers	27
d) Antwort von Herrn Barrillon	27
e) Antwort von Herrn Troost	27
f) Antwort von Herrn M. P. Payne	27
g) Antwort von Herrn J. F. Allan	27
h) Antwort von Herrn General Rota	27
i) Antwort von Herrn Accame	28
j) Bericht von Herrn Dr. Kempf	28
D. Punkt 6:	
Zuschläge beim Übergang vom Modell zum Schiff:	
a) Fragen von Herrn Dr. Kempf	29
b) Antwort von Herrn Dr. Weitbrecht	30
c) Antwort von Herrn Dr. Gebers	30
d) Antwort von Herrn Barrillon	31
e) Antwort von Herrn Troost	31
f) Antwort von Herrn M. P. Payne	32
g) Antwort von Herrn J. F. Allan	33
h) Antwort von Herrn Yamagata	33
i) Antwort von Herrn General Rota	34
k) Antwort von Herrn Accame	34
l) Bericht von Herrn Dr. Kempf	35
m) Nachtrag der Versuchsanstalt Haslar	40
E. Punkt 7:	
Verwendung der Prandtl-Werte für rauhe Platten beim Übergang vom Modell zum Schiff:	
a) Vorbemerkungen und Fragen von Herrn Dr. Weitbrecht	42
b) Bemerkungen und Antwort von Herrn Yamagata	47
c) Antwort von Herrn M. P. Payne	49
d) Antwort von Herrn Troost	50

	Seite
e) Antwort von Herrn Dr. Kempf	50
f) Bemerkungen und Antwort von Herrn Burkhardt	51
g) Antwort von Herrn J. F. Allan	51
h) Antwort von Herrn General Rota	52
i) Antwort von Herrn Accame	52
k) Bericht von Herrn Dr. Weitbrecht	53
l) Schlußbemerkung von Herrn Gawn	54
F. Punkt 9:	
Bestimmung des Mitstroms durch Versuch „Modell mit Schraube“	
a) Vorbemerkungen von Herrn Dr. Horn	54
b) Bericht von Herrn Dr. Horn	55
G. Punkt 10:	
Vergleich von Modellschleppversuch und Hochseemeßfahrt für M.S. San Francisco:	
Bericht von Herrn Dr. Kempf	63
H. Punkt 11:	
Wake Measurement by a Working Propeller:	
Bericht von Herrn Yamagata	67
I. Punkt 13:	
Blade-Section Coefficients as Basis for Ship-Propeller-Design:	
a) Vorbemerkungen und Fragen von Herrn J. F. Allan	68
b) Antwort von Herrn Dr. Baker	69
c) Antwort von Herrn Dr. Gutsche	70
d) Antwort von Herrn Troost	70
e) Antwort von Herrn Dr. Horn	71
f) Antwort von Herrn M. P. Payne	72
g) Antwort von Herrn Dr. Kempf	73
h) Antwort von Herrn Yamagata	73
i) Antwort von Herrn General Rota	74
k) Bericht von Herrn J. F. Allan	74
l) Aus einem Brief von Herrn Dr. Gutsche an Herrn Allan	79
K. Punkt 14:	
Sur les Girations des Navires:	
a) Vorbemerkungen von Herrn Barrillon	79
b) 1. Stellungnahme von Herrn Dr. Weinblum	83
c) 1. Erwiderung von Herrn Barrillon	86
d) 2. Stellungnahme von Herrn Dr. Weinblum	86
e) 2. Erwiderung von Herrn Barrillon	86
f) 3. Stellungnahme von Herrn Dr. Weinblum	88
g) Bemerkung von Herrn Dr. Horn	89
h) Bemerkung von Herrn General Rota	90
i) Bemerkung von Herrn Gawn	91
k) Bericht von Herrn Barrillon	91
L. Punkt 15:	
Wie lang ist eine Seemeile?	
a) Bericht von Herrn Dr. Weitbrecht	97
b) Bemerkung von Herrn M. P. Payne	98
IV. Entscheidungen:	
A. in englischer Sprache	100
B. in französischer Sprache	102
C. in italienischer Sprache	104
D. in deutscher Sprache	107
V. Schlußwort	110
VI. Nachtrag:	
Mitteilung von Herrn Yamagata zu Punkt 11	110

I. Vorbereitung der Tagung

Nachdem in der Schlußsitzung der Pariser Tagung am 4. Oktober 1935 Berlin als Ort der nächsten Tagung festgelegt war, versandte die Preußische Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau im Dezember 1935 das nachstehende Schreiben:

Sehr geehrter Herr Direktor!

Die Erfolge, welche die Zusammenkunft der Leiter der Schleppversuchsanstalten im Oktober 1935 in Paris gezeitigt hat, ermutigen uns, Sie höflichst einzuladen, an der für Ende Mai 1937 in Aussicht genommenen nächsten Tagung in Berlin teilzunehmen. Dieser Zeitpunkt ist in Paris vereinbart worden. Die Dauer der Verhandlungen schätzen wir auf 3 Tage.

Die zur Erörterung gestellten Fragen sollen sich wie 1932 in Hamburg, 1933 im Haag, 1934 in London und 1935 in Paris auf folgende 3 Punkte beschränken:

1. Meßverfahren beim Modellversuch,
2. Rechnungsverfahren beim Übergang vom Modell zum Schiff,
3. Meßverfahren beim Versuch am Schiff.

Wir möchten vorschlagen, die Behandlung der einzelnen Fragen wie in Paris in drei Stufen vorzunehmen, nämlich durch:

- a) eine Berichterstattung,
- b) eine Erörterung,
- c) eine Entscheidung.

Die Berichterstattung übernimmt ein Teilnehmer im Einverständnis mit der einladenden Anstalt. Jeder Teilnehmer kann seine Ansicht als Beitrag zur Erörterung in einem kurzen Bericht, gegebenenfalls mit Hinweis auf das einschlägige Schrifttum, zusammenfassen und Vorschläge für eine Entscheidung machen. Diese Berichte werden von der einladenden Anstalt dem Berichterstatter und den sich dafür meldenden Teilnehmern zugänglich gemacht. Der Berichterstatter gibt seinen endgültigen Bericht einige Wochen vor der Zusammenkunft unmittelbar an sämtliche Teilnehmer.

Für Berlin stehen zunächst folgende Fragen zur Erörterung (die in Klammern beigefügten römischen Ziffern weisen auf die Ziffern der Pariser Entscheidungen hin):

1. (XII, 3) Ergebnis neuer Schleppversuche mit Modell Nr. 100 B.
Berichterstatter: Herr Troost.
2. (XII, 4) Wirkung eines Paraffinanzstrichs für das Modell.
Berichterstatter: Herr Castagneto.
3. (XIII, 2; XX) Kleinster Kennwert für Schraubenversuche.
Berichterstatter: Herr Allan.
4. (XIV) Einfluß der Form auf den Reibungswiderstand.
Berichterstatter: Herr Horn.
5. (XV) Einfluß eines stark auflaufenden Vorstevens bei künstlicher Aufrauung.
Berichterstatter:

6. (XVI) Zuschläge beim Übergang vom Modell zum Schiff.
Berichterstatter: Herr Kempf.
7. (XVII) Verwendung der Prandtl-Werte für rauhe Platten beim Übergang vom Modell zum Schiff.
Berichterstatter: Herr Weitbrecht.
8. (XVIII) Einfluß des Kondensator Kühlwassers auf den Schiffswiderstand.
Berichterstatter:
9. (XIX) Bestimmung des Mitstroms durch Versuch „Modell mit Schraube“.
Berichterstatter: Herr Horn.
10. (XIX) Vergleich von Schleppversuch und Hochseefahrt für M.S. San Franzisko.
Berichterstatter: Herr Kempf.
11. (XIX) Mitstrom bei einem vorwärts und rückwärts geschleppten Modell.
Berichterstatter: Herr Yamagata.
12. (XX) Maßstabeinfluß bei Modellschrauben, bestimmt aus Vergleich zwischen „Modell mit Schraube“ und Schiff.
Berichterstatter: Herr Yamagata.
13. (XXI) Beiwerte von Schraubenflügelschnitten als Grundlage für den Entwurf von Schiffsschrauben.
Berichterstatter: Herr Allan.
14. (XXIII) Über Ruderkräfte.
Berichterstatter:

Vorschläge über weitere Verhandlungspunkte nehmen wir gerne entgegen.
In der Hoffnung, Sie im Mai 1937 in Berlin begrüßen zu dürfen,

mit vorzüglicher Hochachtung

gez.: Seifert,
Leiter der Versuchsanstalt.

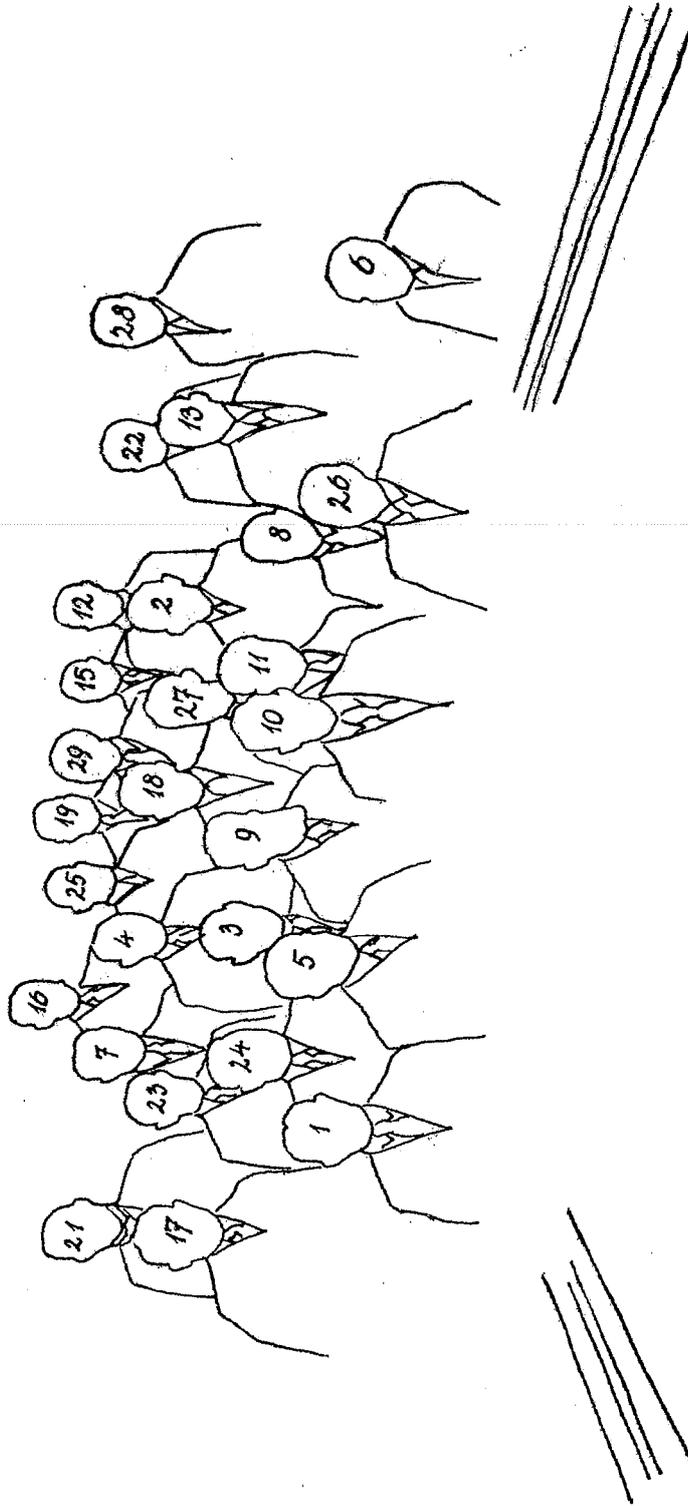
gez.: Weitbrecht,
Leiter der Schiffbauabteilung.

Entgegenkommenderweise übernahm später noch Herr Kempf die Berichterstattung für Punkt 5, Herr Rabbeno die für Punkt 8 und Herr Barrillon die für Punkt 14.

Auf Anregung von Herrn Barrillon kam die Frage: Wie lang ist eine Seemeile? als Punkt 15 noch hinzu, die Berichterstattung übernahm Herr Weitbrecht.

Bis zum Beginn der Tagung wurden die Punkte 2 und 8 zurückgezogen, die Punkte 1 und 5 wurden in einem gemeinsamen Bericht durch Herrn Kempf zusammengefaßt.





Die Zahlen sind die gleichen wie im Verzeichnis der Teilnehmer

II. Verzeichnis der Teilnehmer

- I. England: Admiralty Experiment Tank, Haslar:
1. Herr Gawn (R.C.N.C.).
William Froude Laboratory, London:
2. Dr. Todd,
3. Dr. Wigley.
Leven Ship Yard, Dumbarton:
4. Herr Allan.
- II. Frankreich: Bassin de la Marine, Paris:
5. Prof. Barrillon, Ingénieur Général du Génie Maritime.
- III. Holland: Nederland. Scheepsbouwkundig Proefstation, Wageningen:
6. Direktor Troost,
7. Herr van Lammeren.
Technische Hochschule, Delft:
8. Prof. Voßnack.
- IV. Italien: Vasca Nazionale per le Esperienze di Architettura Navale, Rom:
9. General Rota, Senator del Regno. Exz.,
10. Dr.-Ing. Castagneto,
11. Dr.-Ing. Iraci.
Comitato per i progetti delle Nave, Ministero della Marina, Rom:
12. Kpt. (Ing.) G. Accame (Spezzia).
- V. Japan: Japan. Marineministerium, Abt. Schleppversuchsanstalten:
13. Korv.-Kpt. (Schiffb.) R. Nishijima, Berlin,
14. (zeitweilig: Kapitän S. Makino, Kreuzer Ashigara).
- VI. Norwegen: Universität Trondhjem:
15. Prof. Mörch.
- VII. Österreich: Schiffbautechnische Versuchsanstalt in Wien:
16. Direktor Dr.-Ing. Gebers.
- VIII. Schweden: Kgl. Techn. Hochschule Stockholm:
17. Dozent Nordström.
Chalmers Techn. Inst. Göteborg:
18. Prof. Lindblad.
- IX. Vereinigte Staaten: U. S. Experimental Basin, Washington:
19. Lt. (C. C.) Schade, z. Zt. Berlin, T. H.

X. Deutschland:

Marinekonstruktionsamt, Berlin:

20. Ministerialrat Burkhardt,
21. Reg.-Rat Dr.-Ing. Schmidt,
22. Dr.-Ing. Amtsberg.

Technische Hochschule, Berlin:

23. Prof. Dr.-Ing. Horn.

Hamburg. Schiffbau-Versuchsanstalt:

24. Direktor Dr.-Ing. Kempf,
25. Dr.-Ing. Lerbs.

Preußische Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau, Berlin:

26. Direktor und Professor Seifert,
 27. Oberregierungs- und -baurat Dr.-Ing. Weitbrecht,
 28. Dr.-Ing. Gutsche,
 29. Prof. Dr.-Ing. Weinblum.
-

III. Verhandlungen

A. Punkt 3:

Lowest Limit of Reynolds Number for Propeller Experiments.

a) Vorbemerkungen und Fragen von Herrn J. F. Allan.

In accordance with the decisions at the Paris Conference in October, 1935, the above question will come up for discussion at the Berlin Conference in 1937. The members of the Paris Conference agreed to contribute all available data bearing on this question so that it could be analysed and reported on at the Berlin Conference.

The question should be considered as a strictly practical one because theoretically it is probably impossible to place any limit less than full scale on propeller experiments.

In discussing the question from the standpoint of the Reynolds Number it is taken for granted that the model screw is an exact geometrical reproduction of the full size screw. This ignores the relative difference that may arise in regard to smoothness of surface between model screws and ship screws. Some standard practice of blade finish must therefore be assumed.

We may take the ship standard as well finished (not highly polished) bronze and the model standard as polished propeller metal. Some model propellers in use to-day are cast in light alloys and not finished with a polished surface. It would be of interest to know if any influence arising from this has been noticed by the users of these propellers.

Propeller scale effect is influenced by many factors in addition to Reynolds Number. The most important are (1) camber ratio, (2) slip ratio, (3) blade section shape and (4) blade plan outline.

As regards (1), it is known that a major change of flow takes place at a critical Reynolds Number on the thicker root sections.

As regards (2), it is known that scale effect is most pronounced at low slips i. e. at small angles of incidence on blade sections.

As regards (3), it is known that the rate of scale effect varies with the section shape i. e. round-backed sections are more subject to scale effect than sections with maximum ordinate towards the leading edge.

As regards (4), a broad-rooted blade plan outline reduces scale effect because it reduces the camber ratio of the sensitive root sections.

Other influences that may be mentioned are the turbulence arising from a model in front of the screw and the cascade effect between adjacent blade sections especially at the root.

It must be considered if it is possible to fix a single value of Reynolds Number at a standard radius which will ensure the absence of major scale effects from model to ship in all cases.

If so, at what radius should it be measured and what is the minimum value?

There is also a suggestion that a minimum absolute diameter for model screws is necessary for safe prediction.

Questions:

1. Have you any experiments on model screws, either on the same screw at different speeds or on geometrically similar screws, which show the presence (or absence) of scale effect?

In submitting data please describe briefly the method of test and in particular state the distance of the propeller in front of the shaft supports and the size and nature of these.

2. Do you consider the Reynolds Number of a blade section (defined by blade width times blade speed through the water at a particular radius divided by kinematic viscosity) as an adequate and suitable criterion of propeller scale effect?

3. Do you agree with the statement that if a sufficiently high criterion is fixed in relation to open tests, taken at the corresponding speed for a model propulsion test, then the conditions of the propulsion test will be entirely safe for ship prediction?

4. Do you consider it necessary to fix a minimum absolute diameter for model screws? If so, what diameter do you suggest as a minimum?

5. Do you consider it best to state one limit value to the Reynolds Number or would it be preferable to state a range covering the variables, i. e. a higher value which must be reached in cases most liable to scale effects and a lower value which might be accepted with safety in favourable cases?

6. Are you of opinion that any useful purpose would be served by arranging for a special group of tests on large sized model screws?

b) Antwort von Herrn Dr. G. S. Baker.

Ad 1. See paper*) enclosed giving details of experiments carried out here on three screws. These were done on a Froude frame, the propeller being in front of the arms which supported the screws as below. Since these tests were published we have found reason to believe that the correction for the frame effect was a little wrong at small slips, the error was negligible at about 40 per cent slip. The front of the strut of the carrying frame came 9.5 inches aft of centre of boss for the smallest screw and 11.5 inches aft on 1 ft. diameter screw, taken at 0.7 diameter radius. It follows therefore that this data is only useful for close analysis as regards results given for high slips.

Ad 2. No. We use as a criterion the rough rule that ND^2 shall be 200 (N in revolutions per minute, D in feet). But we have some data which shows that this is not very sound, and points to the necessity of diameter exceeding a certain minimum value whatever the speed.

Ad 3. Propulsion tests behind a model are much less liable to scale effect but the above rule is used as a rough guide for such work.

Ad 4. It is desirable to have diameter above 0.5 foot for twins running at fair revolutions, and 0.7 foot (not very definite) for singles at low revolutions, and we prefer to work a little above these if hull model dimensions will allow.

Ad 5. It is agreed with Mr. Allan that scale effect is more likely to arise with small slips, and therefore a higher limit is desirable for these, but quite often the small slip screw is a small, high-revolution screw and a large diameter is impossible on the model.

Ad 6. No. I am inclined to think that it is better to pursue

- (a) the ship comparison with model screws as ordinarily used on 16 to 20 ft. models;
- (b) the estimation from theory of such effects, and of the allied problem of the effect of a variable wake on scale effect.

We have recently constructed two screws from the same drawing in a light aluminium alloy and in a lead/tin alloy, and tests of these have been made. These data will be sent shortly. In both cases the surfaces were finished as smooth as possible, but it is very difficult to secure as good a surface on a light alloy as on the usual lead/tin alloy.

*) The Effect of Immersion on Propellers by E M. Smith-Keary before the N.E.C.I. 30.10.31.

c) Antwort von Herrn Dr. Kempf.

Zu 1. Ich lasse augenblicklich die bei uns vorhandenen Versuchsergebnisse mit Modellschrauben über den Einfluß eines Maßstabeffektes zusammenstellen und werde diese Zusammenstellung im Laufe des Oktober übersenden.

Zu 2. Ich halte die Definition der Reynolds'schen Zahl durch das Produkt aus Flügelbreite und Flügelgeschwindigkeit durch das Wasser bei einem besonderen Radius, dividiert durch kinematische Zähigkeit, für ein zweckmäßiges Kriterium für den Maßstabeffekt von Propellern unter der Voraussetzung, daß die Dicke der Flügelschnitte gekennzeichnet oder durch Multiplikation eines Koeffizienten berücksichtigt wird.

Zu 3. Ich stimme zu, daß bei Festsetzung eines genügend hohen Kriteriums bei Freifahrt die Bedingungen der Propulsionsversuche bei der korrespondierenden Modellgeschwindigkeit eine zuverlässige Voraussage gewährleisten, sofern der Nachstrom kleiner als 30% ist.

Zu 4. Ich halte es für zweckmäßig, ein absolutes Minimum für den Durchmesser der Modellschraube festzusetzen, und zwar würde ich vorschlagen: 7' (175 mm) für ein Zweischraubenmodell und 8' (200 mm) für ein Einschraubenmodell.

Zu 5. Ich würde es für zweckmäßig halten, einen Grenzwert für die Reynolds'sche Zahl festzusetzen, wenn zur Bestimmung der Reynolds'schen Zahl nach Frage 2 der Einfluß des Dickenverhältnisses der Flügelschnitte in der Reynolds'schen Zahl durch einen Koeffizienten mit berücksichtigt worden ist. Eine andere Begrenzung der Anwendbarkeit der festgesetzten Grenzzahl liegt in der Beschränkung, welche ich zu Frage 3 gemacht habe dadurch, daß die Grenzzahl nur bis zu Nachstromwerten unter 30% zuverlässig anwendbar sein soll.

Zu 6. Ich würde es für zweckmäßig halten, wenn eine besondere Versuchsgruppe ausgeführt werden würde, und zwar würde ich vorschlagen, dieselbe Schiffs- und Schraubenform zu untersuchen mit einem Schiffsmodell von 4 m Länge und einem von 8 m Länge, und zwar für einen Einschrauber mit verhältnismäßig hohem Nachstrom, für welchen auch die Möglichkeit besteht, Fahrtergebnisse zu erhalten.

d) Antwort von Herrn Dr. Gutsche.

Allgemeines. Für die Erörterung der Frage nach dem Maßstabeinfluß auf Schiffsschrauben ist außer der gewünschten genauen Angabe der Lage der Schraube zum Versuchsgestänge auch die Angabe der Tauchtiefe wesentlich. Besonders bei der Beurteilung von Versuchsergebnissen mit ein und derselben Schraube in der gleichen Tauchtiefe und verschiedenen Drehgeschwindigkeiten ist auf den Einfluß der Tauchtiefe zu achten. Vgl. [1] A. 3.

Die vom Bericht angeedeutete Abhängigkeit des Maßstabeinflusses vom Slip — gleichbedeutend mit Belastungsgrad — ergibt sich zwanglos aus der Feststellung, daß der Maßstabeinfluß eine über den ganzen Slipbereich annähernd absolut gleichbleibende Änderung der Schub- und Momentbeiwerte hervorruft, die sich bei kleinem Slip — geringem Belastungsgrad — anteilmäßig stärker bemerkbar machen muß als bei großem Slip.

Antworten: Zu 1. Außer den bisher von unserer Anstalt veröffentlichten Versuchsergebnissen [1, 2] liegen noch weitere ähnliche Versuchsergebnisse vor, die aber aus Zeitmangel noch nicht völlig ausgewertet sind.

Zu 2. Wir halten die Benutzung einer Reynolds'schen Zahl, die nur aus Blattbreite, Blattgeschwindigkeit und dem Zähigkeitsbeiwert gebildet ist, im vorliegenden Fall für ungeeignet. Nur eine Kennzahl, die sich aus Schraubendurchmesser, Drehgeschwindigkeit und kinematischer Zähigkeit sowie der mittleren Blattbreite aufbaut, $\mathfrak{R} = \frac{n D^2}{\nu} \cdot \frac{l_m}{D}$, gibt ein brauchbares Kriterium, um die Grenzen der Anwendbarkeit von Schiffsschraubenmodellversuchen zu bezeichnen. Außerdem muß das Dickenverhältnis der Flügelblattschnitte hierbei gesondert berücksichtigt werden. Zweckmäßig erscheint uns eine Darstellung, wie sie von uns in [3] vorgeschlagen wurde.

Zu 3. Die Festlegung der geringsten Kennzahlen gilt gleicherweise für Schraubenversuche in Freifahrt sowie hinter dem Schiffsmodell. Bei Innehaltung der festgelegten Grenze halten wir die Übertragung der Modellwerte auf die naturgroße Ausführung für statthaft. Bei Unterschreitung der Grenze ändert sich die Größe des Maßstabeinflusses zwischen Versuch in Freifahrt und dem hinter dem Modell in Abhängigkeit von der Anordnung der Schraube am Schiff, sowie von der Art des Mitstroms. Ob für die Schraube hinter dem Modell niedrigere Kennziffern zulässig sind, ist heute noch stark umstritten.

Zu 4. Wenn auch die Festlegung eines Kleinstdurchmessers für praktische Zwecke empfehlenswert scheint, so widerspricht eine derartige Festlegung dem Aufbau der unter 2 angegebenen Kennzahl, da sich durch Steigerung der Drehzahl bei genügender Tauchtiefe die untere Grenze immer erreichen läßt. Innerhalb der Versuchsanstalten wird man im Hinblick darauf, daß sich die Höhe der Drehgeschwindigkeit für Ein- und Zweischauber in verhältnismäßig engen Grenzen bewegt, für die eine und die andere Schraubenart aus den unter 2 angegebenen Kennzahlen brauchbare Kleinstdurchmesser ableiten können.

Zu 5. Da die Wirkung des Maßstabeinflusses auf Blattsschnitte mit verschiedenem Dickenverhältnis verschieden groß ausfällt, erscheint uns eine Berücksichtigung gemäß dem in [3] gemachten Vorschlag für zweckmäßig.

Zu 6. Die Durchführung von einigen Versuchsreihen einer Modellfamilie mit größeren Modellschrauben freifahrend und hinter einem Modell ist sehr erwünscht, möglichst mit Ausdehnung auf Großversuche an dem entsprechenden Schiff. Alle diese Versuche versprechen aber erst dann eine Aussicht auf brauchbaren Erfolg, wenn die bei der Messung benutzten Geräte eine Genauigkeit von wenigstens $\pm 1/2\%$ aufweisen.

Schrifttum.

- [1] F. Horn: „Versuche mit Tragflügel-Schiffsschrauben.“
Jahrb. d. S.T.G. 1927, S. 342.
- [2] F. Gutsche: „Versuche über die Profileigenschaften der Blattsschnitte von Schiffsschrauben und ihr Einfluß auf deren Entwurf und Auswertung.“
Mitteilungen d. VWS., Heft 10.
- [3] F. Gutsche: „Kennwerteeinflüsse bei Schiffsschrauben-Modellversuchen.“
Jahrb. d. S.T.G. 1936, S. 277; desgl. Mitt. d. VWS., Heft 21.

e) Antwort von Herrn M. P. Payne.

Ad 1. A series of systematic experiments has not been carried out with the specific purpose of investigating scale-effect, but a considerable amount of information has been obtained from time to time in the course of routine testing different sizes of models over a large range of speed. A rough deduction from general experience at Haslar is that if the product of the speed in ft./sec. and the diameter of the propeller in feet is less than 2, the scale effect begins to become apparent. Fuller details could be supplied if required.

Ad 2. Pending further experience, the Reynolds number of a blade section is considered a practical criterion of propeller scale effect. In the present state of our knowledge, it is suggested that it is a presumption to regard such a criterion as adequate.

Ad 3. The difficulty in replying to this question lies in the consideration that the criterion is expected to be "entirely safe for ship prediction". If a sufficiently high criterion is postulated for guidance of experimenters, it would no doubt serve a most useful purpose, but whether it can be regarded as "entirely safe for ship prediction" at the corresponding speed for a model propulsion test can only be decided by a much more extended experience than that at present available. In such experiments, scale effect on the propellers is not the only source of prospective error. Apart from instrumental accuracy, the scale effect on the model is an important factor which reacts directly on the speed, revolutions, thrust and torque of the model propeller at self-propulsion. It is considered reasonable

to fix a high criterion provisionally, but consideration as to whether it is "entirely safe" must be qualified by the factors mentioned above.

Ad 4. It is not considered that sufficient information is available for the confident assessment of the minimum diameter, however desirable this may be. Admiralty experience suggests that if the model hulls conform to the requirements of a minimum Reynolds number of $3 \cdot 10^6$, then the propellers are of suitable size for the practical purpose of assessing the power, determining the speed, and designing the propellers of warships. For openscrew experiments, a diameter of not less than 0.8 ft. is preferred, but satisfactory results with no indication of important scale effect have been obtained with propellers of less than one-half this size.

Ad 5. A single criterion is considered sufficient for warships, and that quoted in § 4 above adequate.

Ad 6. It is considered that a most useful purpose would be served by arranging for tests on large size model screws. It is strongly recommended that the Conference give their urgent attention to the organisation of such tests.

f) Antwort von Herrn Troost.

Zu 1. Material wird zugesandt.

Zu 2. Für praktische Zwecke: Ja.

Zu 3. Ja, wegen der höheren Turbulenz im Nachstrom des Schiffmodells.

Zu 4. Für hochtourige Propeller gehen wir im allgemeinen nicht unter einen Durchmesser von 150 mm (6"). Für langsam laufende Propeller gebrauchen wir — je nach dem Meßbereich der Inborddynamometer — Propeller von 200 bis 280 mm. Die entsprechende Schiffmodellgröße spielt da natürlich eine Rolle; wir gehen im allgemeinen nicht über eine Länge von 7500 mm.

Hinsichtlich Maßstabeffekt sind unsere Erfahrungen im allgemeinen gut, wenn wir die Propeller so bemessen, daß bei der Probefahrtsgeschwindigkeit und Anwendung Froudescher Reibungsabzug Drehmomente von etwa 15 000 cm/g gemessen werden.

Wir schlagen vor, daß in Veröffentlichungen wissenschaftlicher Arbeiten besonders darauf hinzuweisen wäre, wenn Propeller von einem Durchmesser kleiner als 150 mm gebraucht worden sind.

Zu 5. Wir glauben, daß die Feststellung einer minimum Reynoldsschen Zahl für Propeller verschiedener Art theoretisch nicht haltbar ist.

Wir glauben, daß als praktische Grundlage die Arbeit von Herrn Dr. Gutsche (J.S.T.G. 1936) genommen werden kann und als Kennwert für einen Fall derjenige zu wählen ist, welcher das unterkritische Gebiet beschränkt auf 0,3 *D*.

Zu 6. Ja.

g) Antwort von Herrn Dr. Horn.

Zu 1. Meine einzigen Versuche über den Maßstabeffekt, zu denen ich Gelegenheit gehabt habe, sind in meiner Arbeit „Versuche mit Tragflügel-Schiffschrauben“, STG. 1927, S. 394 bis 397, veröffentlicht. Hierbei wurde der Maßstabeffekt an zwei Schnell dampferschrauben verschiedenen Typs, einer mit Tragflügel-, der andere mit Kreissegmentprofilen, durch möglichst weitgehende Veränderung der über die einzelne Versuchsreihe wie üblich konstant gehaltenen Drehzahl untersucht.

Das Versuchsgerät ist das für Freifahrversuche übliche der Berliner Versuchsanstalt. Abstand der Schraube von der vorderen Verkleidung des Gestänges 0,84 m.

Zu 2. Ja.

Zu 3. Ich bin nicht der Meinung, daß unter den angegebenen Voraussetzungen die Voraussage für das naturgroße Schiff vollständig gesichert ist. Erstens unterliegen sowohl der Mitstrom wie der Sog wegen der in ihnen enthaltenen Reibungsanteile, der beim Mitstrom sogar in der Regel vorherrscht, einem Maßstabeffekt, der bei dem vorausgesetzten Verfahren nicht berücksichtigt ist. Beide Einflüsse

wirken in der Richtung einer Verringerung der Belastung, also einer Verbesserung des Wirkungsgrades. Auf die Drehzahl wirkt der Maßstabeffekt des Mitstroms vergrößernd, der des Sogs verringernd. Da der Einfluß des ersteren den des letzteren überwiegen dürfte, resultiert eine gewisse Steigerung der Drehzahl, die auch durch den Vergleich von Probefahrts- und Modellversuchsergebnissen bestätigt wird. Die quantitative Größe dieses Einflusses läßt sich schwer genau voraussagen.

Zweitens habe ich in meiner Arbeit „Auswertung von Schraubenversuchen“ (Schiffbau 1935, S. 303ff.) an Hand konkreter Auswertungen darauf hingewiesen, daß in gewissen und anscheinend nicht seltenen Fällen bei Modellen noch eine gewisse Labilität der Strömung besteht, indem unter der Wirkung des Arbeitens der Schraube die Ablösungsstelle der Strömung am Hinterschiff wandert. Dies kommt darin zum Ausdruck, daß bei Belastungsänderungen, die unter Beibehaltung der Fortschrittsgeschwindigkeit vorgenommen werden, eine verhältnismäßig starke Änderung des Mitstroms eintritt. Es ist anzunehmen, daß diese Erscheinung nur bei Modellen, nicht bei naturgroßen Schiffen auftritt, da bei letzteren die Strömung infolge der hohen Reynoldsschen Zahl bereits genügend gefestigt sein und wahrscheinlich keine Wanderung der Ablösungsstelle durch das Arbeiten der Schraube mehr eintreten wird. Unter diesen Umständen würde also die große Schraube unter wesentlich anderen Strömungsverhältnissen arbeiten als die Modellschraube. Ich habe es zwecks weiterer Klärung dieser Frage übernommen (Punkt 9 des Programms), außer den Beispielen, die ich in meiner erwähnten Arbeit bereits gebracht habe, vor der Berliner Konferenz über das Ergebnis von Untersuchungen weiterer Fälle zu berichten. Da aber die von mir von den Versuchsanstalten hierfür erbetenen Unterlagen bisher erst sehr spärlich eingegangen sind, so verfüge ich zur Zeit noch über keine weiteren Ergebnisse.

Zu 4 und 5. Für die Wahl einer zur Vermeidung nennenswerter Maßstabeffekte jeweils ausreichend großen Reynolds-Ziffer empfehle ich die beiden bereits der Pariser Konferenz vorgelegten Diagramme von Dr. Gutsche. Aus diesen ist zu entnehmen, daß nicht ein einziger fester Grenzwert der Reynolds-Ziffer in Frage kommt, sondern daß die einzuhaltende Mindest-Reynolds-Ziffer von Fall zu Fall verschieden ausfällt.

Die hiernach sich ergebende Reynolds-Ziffer wird so groß ausfallen, daß auch bei Schrauben hoher Drehzahl und kleinen Durchmessers bei den praktisch in Frage kommenden Modellmaßstäben der Durchmesser nicht unter die Grenze (etwa 70 bis 80 mm) sinkt, unterhalb derer eine zu unvollkommene Herstellungsgenauigkeit zu befürchten wäre. Infolgedessen ist die Festsetzung eines Mindestdurchmessers wahrscheinlich überflüssig.

Zu 6. Unter der Voraussetzung, daß die Schwierigkeiten, die bei Versuchen mit außergewöhnlich großen Modellschrauben hinsichtlich der Versuchsgenauigkeit bestehen, mit ausreichender Sicherheit als überwindbar angesehen werden können, halte ich die Vornahme von Freifahrversuchen mit so großen Schrauben zwecks gelegentlicher Nachprüfung des Maßstabeinflusses für nützlich.

h) Antwort von Herrn Burkhardt.

Als Unterlage dienen die Arbeiten von Dr.-Ing. Gutsche.

Es liegen hier einige Modellversuche von Modellen mit Schrauben vor, die bei niedrigen Drehzahlen Verhältnisse zeigen, die möglicherweise auf einen Kennwerteinfluß zurückzuführen sind, die Frage ist jedoch noch nicht geklärt.

i) Antwort von Herrn Accame.

Ad 2. La questione dello effetto scala non sembra sufficientemente chiarita per esprimere un parere in merito.

Ad 3. Non si hanno elementi probatori al riguardo: comunque la considerazione di taluni risultati pratici indurrebbe piuttosto ad una risposta negativa.

Ad 4. Non sembra provato che esperienze eseguite con modelli di eliche di maggior diametro siano sempre le più corrispondenti alla realtà. Prove di auto-

propulsione con modelli del diametro di mm. 126 hanno dato ottimi risultati: la scala era 1:38.

Viene prospettata la proposta che sia esaminata e discussa la opportunità di eseguire le prove sulle eliche isolate procedendo a velocità costante e giri variabili oppure a giri costanti facendo variare la velocità.

La questione appare interessante, in quanto la preferenza per l'uno o per l'altro sistema presuppone fra l'altro, una differente concezione della natura dello effetto scale e delle sue conseguenze.

k) Bericht von Herrn J. F. Allan.

The replies received on this question indicate the importance of the subject, the large interest in it and also the difficulty of finding an adequate, simple criterion.

They constitute a mass of information on scale effect which is of great value for reference and may assist decisions in border line cases which will constantly arise no matter what conclusions the conference may agree to.

Ad 1. The following is a list of the scale effect data submitted and published as indicated.

- a) Smith-Keary. N.E.C. Transaction 1931. (See Dr. Baker's comments in reply to memorandum.)
- b) Horn. J.S.T.G. 1927.
- c) Gutsche. J.S.T.G. 1936.
- d) Allan. T.I.N.A. 1934.

In addition Dr. Kempf submitted data for four tests. Two of these were for screws identical except that in the first case circular-backed blade sections were used and in the other case aerofoil blade sections were used. These propellers were run at 10 revs./sec. and 20 revs./sec. in the open tank over a complete range of slip.

The third test was a design of low blade area and aerofoil section. Two screws were used, one in the open tank at constant R.P.M. and one in the cavitation tank at constant speed.

The fourth test was similar to the third except that the design had large blade area and the same screw was tested in the open tank and in the cavitation tank.

Mr. Troost also submitted a very comprehensive set of tests on four geometrically similar self-propelled models (11.5', 17', 20', 23' long) of a single screw vessel, with extensive open tests of the propeller models. These last results naturally include a great deal of information beyond propeller scale effect and no doubt they will be published and discussed elsewhere.

Ad 2. There is fairly general agreement that the Reynolds Number of a blade section is a suitable criterion of propeller scale effect provided some allowance is made for camber ratio and to a lesser extent slip ratio. It is also generally agreed that scale effect is less pronounced on aerofoil section blades than on circular-backed blades although this opinion is not supported by the efficiency curves in Dr. Kempf's tests 1 and 2. In these tests the net effect on efficiency is more pronounced with aerofoil sections than circular-backed ones at low slips and is just as pronounced with the one as with the other at higher slips. Dr. Horn's results do not permit of much deduction as the areas of the two designs vary so widely.

Ad 3. There is general agreement that if a sufficiently high Reynolds Number is reached for the open test, the test behind model will be amply safe but the Berlin Tank states that "there is no certainty that lower limits are permissible for the screw working behind the model". The practical view is that as wake is usually determined from open tests of the same propeller as used on the model the open test must be free from scale effect to give accurate wake and so the question of accepting a lower limit behind the model does not arise. In other words the open test is the criterion.

Dr. Kempf makes a reservation for cases where the wake exceeds 30%, and Dr. Horn also discusses cases where instability of flow may arise on the model.

It will be generally agreed that instability of flow may cause serious errors in prediction but maybe Dr. Kempf would explain if he has other reasons than fear of unstable wake for his reservation.

Ad 4. Opinion is divided on the question of minimum diameter. Theoretically it appears unnecessary to fix a minimum diameter, provided the Reynolds Number on the blades is high enough. Practically there is a limit to accuracy in making model propellers and measuring forces and so a limit, apart from scale effect, to minimum size for accurate ship prediction.

It is probably more the influence of accurate workmanship than that of genuine scale effect that has created the opinion in favour of a minimum absolute diameter. Be that as it may there does not appear any obvious grounds for accepting a lower minimum diameter for twin screws than for single screws provided a sufficient Reynolds Number is reached in all cases.

While a minimum of 0,5' may be desirable it is easy to find cases where model screws of 0,4' diameter give a Reynolds Number in the open test much greater than for single screw models 0,7' diameter in their open tests. It is probably this fact that suggests a separate minimum diameter for twins and singles but it is submitted that such a distinction is superfluous.

Ad 5 & 6. Various criteria have been used to judge the safe limit for propeller model scale. Dr. Baker mentions a minimum value of 200 for ND^2 where N is revs. per minute and D is diameter in feet. This expression is obviously correct fundamentally but takes no account of blade width, camber ratio, slip ratio or section shape and is consequently not a sufficient criterion for general use. Mr. Payne finds from general experience at Haslar that if VD is less than 2, scale effect becomes apparent, where V is the speed of advance in ft./sec. and D is diameter in feet.

For unity pitch ratio, if $ND^2 = 200$, then $VD = (1 - \text{slip ratio}) 200/60$, so that for 0,4 slip ratio the two criteria are identical and for lower slip ratios $ND^2 = 200$ is more severe than $VD = 2$.

For lower pitch ratios $VD = 2$ becomes a less severe criterion in relation to ND^2 and vice versa for higher pitch ratios.

The criterion VD suffers from all the shortcomings of ND^2 and in addition takes account of slip in the reverse way to which it should and as a function of rotary speed varies practically directly with pitch ratio.

Mr. Payne also suggests that if the model hull conforms to a Reynolds Number of $3 \cdot 10^6$, the model propellers will be of a suitable size for practical purposes and while this may well be the case for warship work it may not meet the wider variety of general work.

At Dumbarton we generally keep an eye on ND^2 and also on the simple Reynolds Number at 0,7 D , the limit value here being about $2 \cdot 10^5$.

The Berlin Tank considers that the Reynolds Number of a blade section is inadequate and recommends the use of diagrams given in a paper by Dr. Gutschke (Ref. C) based on section experiments and a factor $\mathcal{R} = \frac{nD^2}{\nu} \cdot \frac{l_m}{D}$ where n = revs./sec., D = diameter in m., ν = kinematic viscosity and l_m = Taylor's mean blade width.

This expression does not differ fundamentally from the Reynolds Number of a representative blade section and from another point of view it is simply Dr. Baker's ND^2 qualified for mean width ratio. However it is used in conjunction with two diagrams, one for circular backed sections and one for aerofoil sections, which take account of camber ratio and show under what conditions different parts of the radius are working.

The use of this method is recommended by Dr. Horn and Mr. Troost and is applied by Dr. Kempf to the results submitted by him. Without any intention of detailed criticism it may be said the method is quite simple in application, but (1) considerable doubts may be entertained as regards the validity of the conclusions in detail; (2) any amount of routine tank predictions are from experiments well within the critical range and (3) model results beyond the critical range still show some scale effect.

Regarding (1), the tests were for 5 aspect ratio and are corrected to infinite aspect ratio by the familiar Prandtl formulae but it does not follow that the change of flow would take place at the same Reynolds Number for infinite as for 5 aspect ratio; even a change in absolute size of test section may affect the point of change (ref. d); also if such a difference exists between circular and aerofoil sections the particular form of the blade sections becomes important and probably some intermediate forms should be considered.

Regarding (2) the reason for this is that if the change over is taking place in fairly thin sections its effect is quite unimportant (ref. C). $ND^2=200$ gives $\mathcal{R}=0,67 \cdot 10^5$ for 0,25 M.W.R. A quite unacceptable state of affairs for circular backed sections as judged by Gutsche's criterion.

Regarding (3) both Dr. Kempf's and Mr. Troost's results show some scale effect remaining at the highest limit reached, a limit sufficient to make the whole blade overcritical. This tendency is supported by results given in the references (a), (b) and (d). In addition the method assumes an elliptical blade outline and so fails to take cognisance of broad rooted blades.

Dr. Kempf is of opinion that Reynolds Number is a sufficient criterion provided camber ratio is allowed for and wake does not exceed 30%.

As it appears to me, good practical ship predictions have been obtained with model propellers, the blades of which may have been working in the under-critical region for a considerable way out from the roots. The scale required to bring these root sections above the critical region is in many cases impracticable and so a criterion should be adopted for safe working within this region.

The effect of slip ratio on this may be ignored (see Dr. Kempf's and Mr. Troost's results).

Apart from straightforward Reynolds Number some cognisance must be taken of camber ratio and blade section shape.

Further experiments would shed more light on the subject but it may be questioned whether a clear issue can be achieved.

For practical purposes Dr. Baker's point of view is probably the correct one but none the less further experiments such as suggested by Dr. Kempf and others would be of great value and an experiment at comparatively low Reynolds Number with a propeller in the open and behind some sort of grid is suggested as of value.

On the question of surface finish of model screws the data available is very limited. McEntee's experiments on 16" screws are described in T.A.S.N.A. & M.E. for 1916. These results show a marked loss in efficiency for a cast bronze, cast steel or cast iron propeller compared with smooth bronze. The smooth bronze finish gives highest thrust and lowest torque.

Dr. Baker has submitted results with model propellers of tin lead alloy and of aluminium alloy. As these results have only recently come to hand a detailed study of them has not been possible. As might be expected the differences are very much less than in the experiments just referred to. There does seem to be some evidence of a slight loss in thrust from the aluminium propellers but in general the difference between tests at different speeds of advance are at least as great as the effect of change of material and finish.

The conclusion indicated is that care should be taken to obtain a good surface free from shrinkage roughness and pitting as far as possible. If this is achieved the results from an aluminium alloy propeller are comparable with those for tin lead alloy. Any corroborative evidence on this point would be welcome.

Provisionally it is proposed to agree on minimum values of $\frac{nD^2}{v} \cdot \frac{l_m}{D}$ ranging from say $0,4 \cdot 10^5$ for propellers with aerofoil sections and low thickness ratio to $0,8 \cdot 10^5$ for propellers with circular backed sections and high thickness ratio, also that absolute diameter is of secondary importance provided the above limits are exceeded but for purposes of accuracy in making model propeller diameter should not be less than $0,4'$.

Members are requested to consider these limits in relation to their own experience not of absolute scale effect but of routine work predicting ship performance.

B. Punkt 4: Einfluß der Form auf den Reibungswiderstand.

a) Vorbemerkungen von Herrn Dr. Horn.

Es handelt sich um ein von mir bei der Antriebskonferenz in Hamburg Mai 1932 vorgeschlagenes Näherungsverfahren zur Ermittlung des sogenannten Reibungsformeffekts, d. h. des Betrages, um den der Reibungswiderstand der jeweiligen Schiffsform bei gleicher Fortschrittsgeschwindigkeit und gleicher Oberflächenbeschaffenheit den Reibungswiderstand einer ebenen rechteckigen Platte übertrifft, deren Länge gleich Schiffs- bzw. Modelllänge und deren Oberfläche gleich groß ist wie die benetzte Oberfläche des Schiffes bzw. Modells.

Das Verfahren beruht einfach darauf, daß für die Ermittlung des Reibungswiderstandes anstatt der Fortschrittsgeschwindigkeit v des Schiffes bzw. Modells eine etwas erhöhte Geschwindigkeit v' eingesetzt wird; und als diese wird nach meinem Vorschlag diejenige genommen, welche nach dem Satz von Bernoulli der Absenkung Δz des Modells im Fahrtzustand gegenüber dem Ruhezustand zugeordnet ist. Somit:

$$v' = \sqrt{v^2 + 2g \Delta z}.$$

Es ist also nur nötig, diese Absenkung Δz des geschleppten Modells gegenüber dem in seiner Höhenlage unverändert bleibenden Schleppwagen zu messen, eine Messung, die ja ohnehin bei jedem Schleppversuch durch Registrierung der Tauchungsänderung am Vorsteven und Hintersteven vorgenommen zu werden pflegt, indem das Mittel aus diesen beiden Messungen die mittlere vertikale Verlagerung Δz darstellt.

Hinsichtlich der näheren Begründung dieses Verfahrens verweise ich auf meine Ausführungen in dem bekannten über die Vorträge und Erörterungen der Antriebskonferenz Hamburg herausgegebenen Sammelwerk „Hydromechanische Probleme des Schiffsantriebs“, S. 94—96. Selbstverständlich ist das Verfahren nur als überschlägliche Näherung gedacht. Wenn es auch, wie ich festgestellt habe, in manchen Fällen zu einer ziemlich wahrscheinlichen Näherung führt, so muß es doch, ehe ein Urteil über seine praktische Bewährung möglich ist, zunächst einer Nachprüfung an Hand einer größeren Anzahl von Versuchen unterzogen werden. Zu diesem Zwecke bitte ich ergebenst, mir aus Ihrem Material an Modellschleppversuchen möglichst zahlreiche Angaben über die gemessenen Absenkungen Δz mitzuteilen. An Angaben für das betreffende Schiff sind erforderlich:

Schiffstyp;

Länge, Breite, Tiefe, Displacement;

Völligkeitsgrade δ , α , β , φ ;

Größe der benetzten Oberfläche;

Betriebsgeschwindigkeit;

Modellmaßstab;

Etwaige besondere Bemerkungen über Typ der Schiffsform (Maierform, Bugwulstform usw.) sowie über vorhandene Anhängsel (erwünscht sind Versuche mit nackten Modellen).

An Meßergebnissen bitte ich mir für die gefahrenen Modellgeschwindigkeiten, die gemessenen Tauchungsänderungen vorn und hinten sowie die gemessenen Widerstände mitzuteilen.

Ich wäre dankbar, wenn ich Angaben über recht verschiedene Schiffstypen von Ihnen erhalten könnte.

b) Beitrag von Herrn Dr. Wigley.

Professor Horn's Final report on the calculation of Form Resistance has been of special interest to me, since I have myself recently developed a method, which I hope will prove successful, of calculating more correctly than hitherto the wave resistance of slower ships. This has enabled me to estimate the form resistance

of some models, of mathematical form, for which the wave resistance at slow speeds was now known. This estimation, together with the results from Professor Horn's formula, is given in the Table below. Unfortunately the beam/draft ratios of most of these forms are not within the range to which Professor Horn's formula is strictly applicable, but nevertheless I think that the agreement with the symmetrical models is very good. The unsymmetrical model no. 1009 is hardly a fair test for the formula, as the bow prismatic coefficient is quite outside the range to which the formula is intended to apply, but it does show that the next step, in the elaboration of such a formula should be to introduce some quantity (such as the after-body prismatic coefficient) into the terms, which would take account of any lack of fore-and-aft symmetry.

Table.

Model Number	L/B	\varnothing	B/T	δ_R from formula	δ_R from Froude's skin-friction & wave-resistance	Remarks
829	10.67	.636	1.50	2.9	5.0	} symmetrical models
755	8.00	.636	2.00	5.0	4.1	
1193	6.40	.636	3.75	6.6	8.2	
1009	10.67	.727	1.50	3.2	3.8 with fine end leading, less than zero with full end leading.	} unsymmetrical model, (prismatics of ends .818 and .636

Not: Dr. G. S. Baker's opinion is that the important factors affecting form resistance would be found to be $\sqrt{\text{midship-section-area}}$: (length of entrance), and the afterbody prismatic coefficient, and he would like to suggest that Professor Horn should re-analyse his data in terms of these two quantities, if possible.

c) Bericht zu Punkt 4.

1. Auf meine im Rundschreiben Nr. 2 vom Februar 1936 unter 1 enthaltene Anfrage sind mir dankenswerterweise von mehreren Versuchsanstalten die aus nachstehender Aufstellung ersichtlichen zahlreichen Unterlagen über Messungen von Absenkungen von Modellen bei Schlepffahrt übersandt worden:

Versuchsanstalt	Modelle	Anzahl der Messungen
Berlin	4	14
Hamburg	5	6
Denny, Dumbarton	21	28
Stockholm, Techn. Hochschule .	11	? (sehr zahlreich)
Tokyo, Teishinso-Tank	11	45
Wageningen	56	578
Zusammen	108	671
		+ zahlreiche von Stockholm.

(Weitere Versuche vergl. Nachschrift)

Bei den meisten Modellen sind hiernach mehrere Absenkungsmessungen, und zwar bei verschiedenen Geschwindigkeitsstufen vorgenommen worden. Unter den untersuchten Modellen befinden sich sehr verschiedene Typen: große und kleine Frachtschiffe, große und kleine Fracht- und Fahrgastschiffe, Schnelldampfer, Kreuzer, Zerstörer, Schlepper, Bergungsdampfer, Eisbrecher, Fischdampfer, Eisenbahnfähren. Die Verschiedenheit der Schiffsformen wird auch durch die nach-

stehenden Grenzen gekennzeichnet, in denen sich die Verhältniswerte $L:B$ und $B:T$ sowie der Zylinderkoeffizient φ bei den untersuchten Modellen bewegen:

$$\begin{aligned} L:B & \text{ zwischen } 3,4 \text{ und } 10,3; \\ B:T & \text{ zwischen } 2,1 \text{ und } 5,75; \\ \varphi & \text{ zwischen } 0,505 \text{ und } 0,825. \end{aligned}$$

Bei der Menge des Versuchsmaterials schien es mir für die Zwecke der vorliegenden Aufgabe nicht notwendig und daher auch nicht angebracht, die Einzelheiten in meinen Bericht mit aufzunehmen. Ich habe mich vielmehr auf eine Zusammenfassung der Ergebnisse in solcher Form beschränkt, wie sie nach meiner Meinung für die Beurteilung des Zusatzwiderstandes (Definition siehe unter 2) der verschiedenen Schiffsförmungen praktisch möglichst brauchbar erscheint. Jedoch steht das vollständige Versuchsmaterial und dessen nähere Auswertung auf Wunsch zur Verfügung.

2. Zu der genannten Beschränkung wurde ich u. a. auch durch eine gewisse Änderung der Problemstellung veranlaßt, die auf Grund inzwischen bekanntgewordener neuer Versuchsergebnisse erforderlich erscheint. In der im Jahrbuch 1937 der STG. erschienenen Arbeit von Dipl.-Ing. H. Amtsberg finden sich neue und sehr eingehende Untersuchungen über die Formabhängigkeit des Reibungswiderstandes. Hierbei ist es in einem Falle, und zwar bei dem tief untergetauchten untersuchten Drehkörper R. 1257 von einer Völligkeit $\varphi=0,8$, möglich gewesen, erstmalig eine brauchbare Druckmessung und auf Grund deren eine immerhin der Größenordnung nach zutreffende Ermittlung des Druckwiderstandes vorzunehmen. Diese wiederum machte in Verbindung mit der Messung des Gesamtwiderstandes eine Trennung des Zusatzwiderstandes, d. i. desjenigen Widerstandsbetrages, um den der Körperwiderstand den der ebenen Platte gleicher Länge und gleich großer Oberfläche übertrifft*), in die Anteile des Tangential- (Reibungs-) und des Normal- (Druck-) Widerstandes möglich. Danach ergab sich der Tangentialwiderstand eher kleiner als größer als der der entsprechenden ebenen Platte, was sich physikalisch aus der Tatsache erklärt, daß hinter der Ablösungsstelle der Reibungswiderstand praktisch fortfällt, somit die für die Erzeugung von Reibungswiderstand wirksame Oberfläche wesentlich kleiner ist als die gesamte Modelloberfläche. Der entsprechende Verlust an Reibungswiderstand wird durch die im Bereich der wirksamen Reibungsoberfläche durch die Übergeschwindigkeit usw. erzeugte Verstärkung des Reibungswiderstandes noch nicht einmal ganz aufgewogen, und der gemessene Überschub über den Plattenwiderstand kam somit voll auf das Konto des Druckwiderstandes. Dieses erstmalig durch sehr sorgfältige Druckmessungen an einem völligen Drehkörper erzielte Ergebnis kann zwar nicht ohne weiteres verallgemeinert werden, jedoch lassen weitere von Amtsberg auch mit schlankeren Körpern erzielte Versuchsergebnisse die von ihm gezogene Schlußfolgerung wahrscheinlich erscheinen, daß in den meisten Fällen für die größeren Abweichungen der Körperwiderstands- von den Plattenbeiwerten nicht der Reibungs-, sondern der Druckwiderstand verantwortlich gemacht werden muß.

Während nun der Zweck des von mir vorgeschlagenen Verfahrens hauptsächlich darin gedacht war, durch Ermittlung eines Reibungsformzuschlages, also eines maßstababhängigen Zuschlages, eine einwandfreiere Übertragung des Modellversuchs auf die Großausführung zu ermöglichen, wird die Notwendigkeit einer derartigen Korrektur nunmehr in Frage gestellt, da der Zuschlag wahrscheinlich in Druckwiderstand besteht und somit nicht maßstababhängig ist. Auf alle Fälle würde, wenn wirklich noch ein gewisser Reibungsformzuschlag übrig bliebe, dieser wohl nur von sehr untergeordnetem Einfluß sein, und es dürfte daher kaum lohnen, für einen solchen ein Näherungsverfahren beizubehalten, dessen Fehler von gleicher Größenordnung sein dürften, wie der ganze zu erfassende Effekt selbst.

Andererseits bleibt die Tatsache bestehen, daß sowohl nach einigen näheren Untersuchungen von Amtsberg wie auch nach einigen früheren von Graff (STG.

*) Bei ausgetauchter Fahrt ist sinngemäß unter Zusatzwiderstand derjenige Widerstandsanteil zu verstehen, der nach Abzug des Wellenwiderstandes von dem nach dem üblichen Verfahren, d. i. unter Zugrundelegung reiner Plattenwerte, ermittelten sog. Restwiderstand übrig bleibt.

1934) der Zusatzwiderstand, unabhängig davon, ob er Reibungs- oder Druckwiderstand ist, sich anscheinend der Größe nach mit ausreichender Näherung durch das von mir vorgeschlagene Näherungsverfahren mit Hilfe der Absenkung erfassen läßt. Allerdings beziehen sich diese Untersuchungen unmittelbar nur auf Rotationskörper. Es ist aber durch Vergleiche zwischen Versuchen mit untergetauchten Doppelmodellen und den entsprechenden Ersatzrotationskörpern nachgewiesen, daß bis zu etwa $\varphi=0,75$ nur eine unwesentliche Vermehrung des Widerstandes der ersteren gegenüber den letzteren eintritt. Demgemäß kann man also das Verfahren der Ermittlung des Zusatzwiderstandes ΔR aus der Absenkung Δz auch für Schiffsförmungen bis zu einem $\varphi \sim 0,75$ als eine, wenn auch rohe, so doch möglicherweise praktisch brauchbare Näherung betrachten (vgl. Bemerkungen am Schluß von 3), und es steht hiernach ohne weiteres frei, den Prozentsatz δ_R dieses Überschusses nach der Näherungsformel

$$\delta_R = 100 \cdot \frac{\Delta R}{R_f} = 100 \cdot \frac{\Delta z}{v^2/2g} \quad (1)$$

in Prozenten des Widerstandes R_f der entsprechenden ebenen Platte von Fall zu Fall zu errechnen. Da es aber darüber hinaus, zumal im Hinblick auf die Möglichkeit, dadurch dem eigentlichen Wellenwiderstand näherzukommen, von Wert und Interesse erscheint, die Abhängigkeit der Größe δ_R von den wesentlichen Formeinflüssen kennenzulernen, habe ich es mir zur Aufgabe gemacht und mich im wesentlichen auf diese beschränkt, zu versuchen, aus dem bei mir eingegangenen umfangreichen Versuchsmaterial die Abhängigkeit der Größe δ_R von den drei Formgrößen

$$L : B, B : T, \varphi$$

näherungsweise herauszuarbeiten. Dies wird nachstehend unter 3 näher beschrieben.

3. Bei der Auswertung konnte zunächst an Hand der erfreulicherweise recht zahlreichen Versuchsreihen, bei denen die Messungen von Δz für mehrere Geschwindigkeiten v vorlagen, die Tatsache festgestellt werden, daß die Größe $\frac{\Delta z}{v^2/2g}$ bis zu einem Wert der Froudeschen Zahl von rund $\mathfrak{F}=0,35$ von v praktisch unabhängig ist. Dies dürfte physikalisch so zu deuten sein, daß auch die Struktur der Verdrängungsströmung, die ja bekanntlich eine über den größten Teil der Schiffslänge sich erstreckende Niveausenkung und dadurch eine entsprechende Absenkung des Schiffskörpers herbeiführt, von der Schiffsgeschwindigkeit unabhängig ist. Eine Grenze findet diese Erscheinung naturgemäß da, wo beim Übergang zu höheren Froudeschen Zahlen ($\mathfrak{F} > 0,35$) infolge der starken Ausbildung der Bugwelle sich ein größerer achterlastiger Trimm einzustellen und die infolgedessen an Bedeutung zunehmende Vertikalkomponente der Strömungskraft eine der Absenkung entgegengesetzte Tendenz einzuleiten beginnt. — Im übrigen liefern die aus Versuchsreihen mit mehreren Geschwindigkeiten durch Mittelung gewonnenen Δz -Werte offenbar besonders einwandfreie Unterlagen für die Auswertung und wurden daher — vor allem die Versuche von Wageningen und Stockholm, die sehr zahlreiche Geschwindigkeitsstufen aufweisen — in den Vordergrund gestellt.

Für das Herausschälen der Einflüsse der Formgrößen*) $L : B$, $B : T$ und φ mußte einerseits offenbar statistisch vorgegangen werden, was dadurch ermöglicht wurde, daß bei der Fülle des Versuchsmaterials vielfach Fälle gefunden werden konnten, die sich beispielsweise bei gleichen oder nahezu gleichen Werten von $B : T$ und φ nur durch abweichende Werte von $L : B$ unterscheiden und bei denen daher die δ_R -Werte in Abhängigkeit von $L : B$ allein aufgetragen werden konnten (entsprechend konnte aus anderen Fällen die Abhängigkeit der δ_R -Werte von $B : T$ bzw. von φ allein ermittelt werden). Da aber bei solchen Auftragungen die Streuungen begreiflicherweise noch zu groß ausfielen, als daß man mit ausreichender Berechtigung auf bestimmte Gesetzmäßigkeiten hätte schließen können, so erschien es andererseits notwendig, aus physikalischer Anschauung heraus gewisse Richtlinien für Näherungslösungen zu suchen. Ohne auf Einzelheiten einzugehen, möchte ich nur

*) Für wertvolle Hilfe bei der Lösung dieser Aufgabe bin ich dem Studierenden des Schiffbaus Herrn K. Wendel zu besonderem Dank verpflichtet.

erwähnen, daß es nahe lag, die Übergeschwindigkeiten der Verdrängungsströmung mit den „Wegverlängerungen“ in Beziehung zu bringen, die die Wasserteilchen auf dem mittleren Wege vom Bug zum Heck eines formbehafteten Körpers im Vergleich zu der gleich langen ebenen Platte erfahren, und daß ein Anhalt für die Zusammenhänge der Wegverlängerung mit jeder der genannten Formgrößen durch Einführung einfacher geometrischer Körper erhofft werden konnte. Auf diese Weise wurde in erster roher Näherung auf eine lineare Abhängigkeit der δ_R -Werte von $B:T$ und φ und auf eine quadratische von $L:B$ geschlossen, und diese Abhängigkeiten wurden alsdann durch möglichste Anpassung an den Verlauf der Meßwerte in folgende Formen gebracht:

- 1) $B:T$ und φ konstant, $L:B$ allein veränderlich:

$$\delta_R = \zeta_1 \left[\frac{(11,25 - L/B)^2}{5} + 2,5 \right]$$

- 2) $L:B$ und φ konstant, $B:T$ allein veränderlich:

$$\delta_R = \zeta_2 \left(1,3 - \frac{B/T}{10} \right)$$

- 3) $L:B$ und $B:T$ konstant, φ allein veränderlich:

$$\delta_R = \zeta_3 (0,35 + \varphi).$$

Diese Näherungsformeln sollen nur für den praktisch in Frage kommenden Bereich der Veränderlichen gelten, daher sind auch Grenzbetrachtungen für extreme Fälle (z. B. $L:B > 11,25$) hier ohne Bedeutung.

Zusammengefaßt läßt sich daraufhin setzen:

$$\delta_R = \left[\frac{(11,25 - L/B)^2}{5} + 2,5 \right] (0,35 + \varphi) \cdot \left(1,3 - \frac{B/T}{10} \right) \quad (2)$$

Über dem rechts stehenden Gesamtausdruck als Abszisse aufgetragen sollten hiernach die zugehörigen Meßwerte δ_R auf einer bestimmten, durch den Koordinatenanfangspunkt gehenden Geraden liegen (bei gleichem Maßstab der Abszisse und Ordinate auf einer 45° -Linie), und die praktische Brauchbarkeit der obigen Näherungsformel erscheint dann ausreichend, wenn die den tatsächlichen Meßwerten Δz entsprechenden Größen von δ_R nach Gl. (1) sich dem Verlauf dieser Geraden mit nicht zu großen Abweichungen einordnen. In dem Diagramm Abb. 1 sind hiernach die Ergebnisse sämtlicher Versuche eingetragen.

Hiernach liegt die größere Hälfte aller Meßwerte und unter diesen überdies vorwiegend diejenigen, die aus einer Mittelung über mehrere Geschwindigkeitsstufen entstanden sind, daher als besonders zuverlässig anzusprechen sind*), innerhalb eines Sektors, der die Abweichungen bis zu beiderseits 10% von der der Gl. (2) entsprechenden Geraden einschließt. Auch von den außerhalb dieses Sektors liegenden Meßwerten weichen nur wenige um mehr als 25% von der Ausgangsgeraden ab. Dabei ist noch zu berücksichtigen, daß die Meßgenauigkeit der Trimmessungen in Anbetracht der kleinen Absolutwerte der Absenkungen durchaus nicht groß ist. Die Einordnung der Meßwerte in die obige Gleichung ist hiernach als befriedigend zu bezeichnen.

Größtenteils liegen die Prozentsätze δ_R zwischen 4 und 11%, also innerhalb durchaus wahrscheinlicher Grenzen, einige wenige liegen darunter und darüber (bis max. $\sim 14\%$).

Wie noch erwähnt sei, lassen sich kennzeichnende Auswirkungen besonderer Schiffsformen, etwa der Maierform, auf die Größe des Zusatzwiderstandes nicht feststellen, indem beispielsweise die zu Maierformen gehörigen Meßwerte ziemlich willkürlich teils oberhalb, teils unterhalb der Normalgeraden liegen.

Abschließend sei noch besonders betont, daß aus dem Diagramm zunächst nur insoweit eine ausreichende Bestätigung der Gl. (2) hervorgeht, als in dieser unter

*) Diejenigen Meßwerte, für deren Mittelung mehr als 3 Geschwindigkeitsstufen vorlagen, sind im Diagramm durch volle Kreise gekennzeichnet.

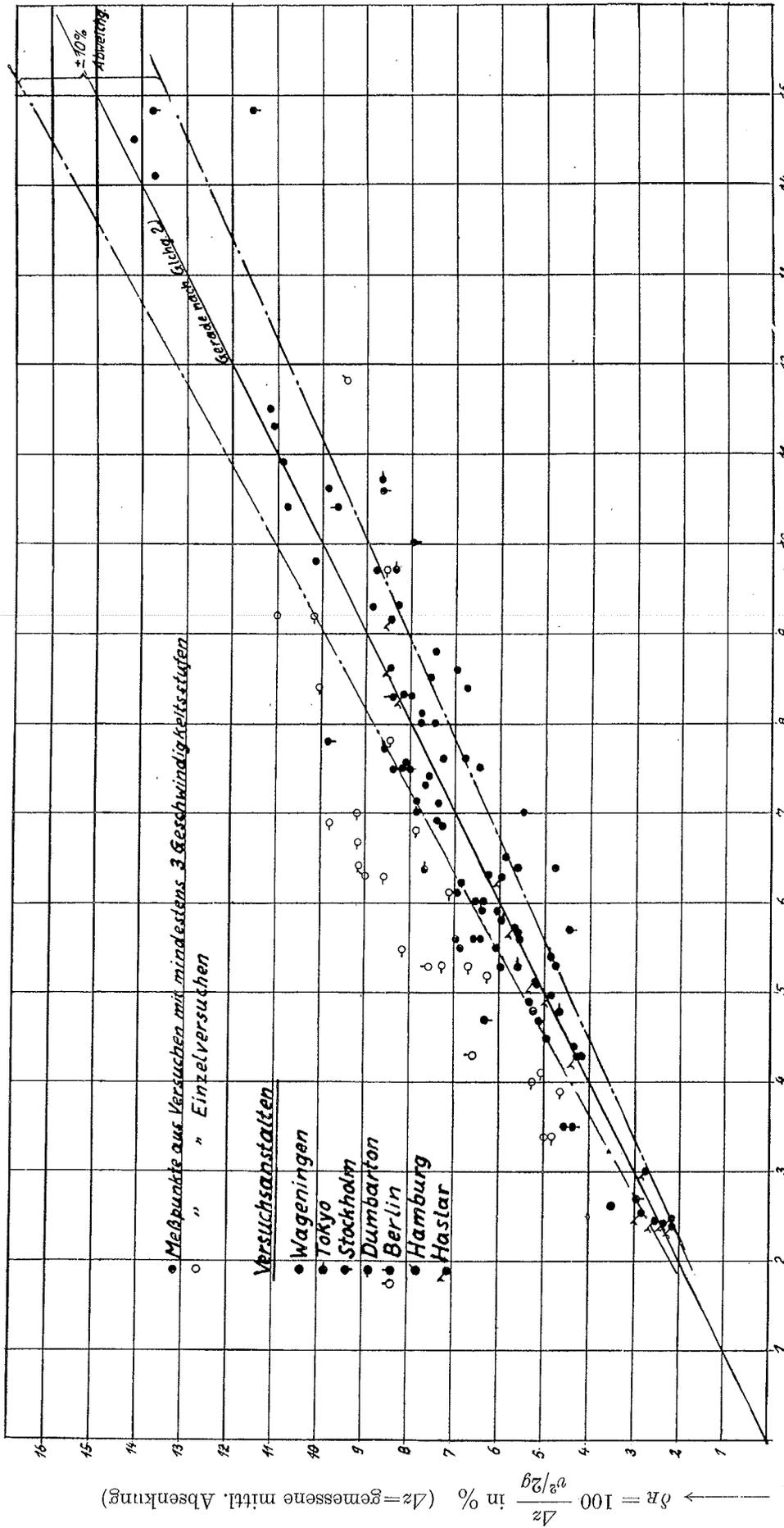


Abb. 1. Zusätzlicher Reibungswiderstand δ_R als Funktion $\left(\frac{L}{B}, \frac{B}{T}, \varphi\right)$

$$\left[\frac{(11,25 - L/B)^2}{5} + 2,5 \right] (0,35 + \varphi) \left(1,3 - \frac{B/T}{10} \right)$$

δ_R die Absenkungsgröße $\left(\frac{\Delta z}{v^2/2g}\right)$ verstanden ist. Der Rückschluß von dieser auf den Zusatzwiderstand $\left(\frac{\Delta R}{R_f}\right)$ setzt eine weitere Bestätigung der Möglichkeit voraus, den Zusatzwiderstand auf dem von mir vorgeschlagenen Wege mit Hilfe der Absenkung auch tatsächlich ausreichend zu erfassen, und diese Möglichkeit erscheint durch die angedeuteten Versuche von Graff und Amtsberg, die nach dieser Richtung noch zu wenig Unterlagen liefern, bisher noch nicht ausreichend gewährleistet. Es wurde bereits erwähnt, daß von vornherein der durch Gl. (1) dargestellte Zusammenhang zwischen Zusatzwiderstand und Absenkung oberhalb $\varphi=0,75$ durch größeren Ablösungseinfluß gestört erscheinen muß. Aber auch im übrigen erscheint es, bevor durch neue Versuche weitere Bestätigung geliefert wird, nicht ratsam, schon jetzt weitergehende Schlußfolgerungen, etwa über die Größe des regelrechten Wellenwiderstandes, zu ziehen. Die vorstehenden Untersuchungen können vielmehr nach dieser Richtung nur einen ersten Versuch darstellen. Ein Weiterkommen auf diesem Wege setzt voraus, daß weitere recht genaue Messungen des Widerstandes von tiefuntergetauchten Doppelmodellen gemacht werden, selbstverständlich in Verbindung mit Widerstands- und Absenkungsmessungen im ausgetauchten Zustand und möglichst außerdem in Verbindung mit Widerstands- und Druckmessungen an Ersatzrotationskörpern. Ich halte solche Versuche für erwünscht.

4. Vorschläge für Entscheidungen.

1) Bei der Verwendung von Plattenbeiwerten für die Errechnung des Reibungswiderstandes von Schiffs- bzw. Modelloberflächen erscheint die Berücksichtigung eines Reibungsformzuschlags bis auf weiteres nicht erforderlich.

2) Zur Nachprüfung des Punktes 1 einerseits, des Zusammenhangs zwischen Zusatzwiderstand und Absenkung gemäß Gl. (1) bzw. Gl. (2) andererseits ist es erwünscht, in Zukunft noch weitere genaue Widerstandsmessungen mit tiefuntergetauchten Doppelmodellen, möglichst in Verbindung mit Widerstands- und Druckmessungen an entsprechenden Ersatzrotationskörpern, zu machen.

Nachschrift.

Nach Abschluß des vorstehenden Berichts erhielt ich von dem Admiralty Experiment Tank Haslar weitere Absenkungsmessungen an 14 verschiedenen Modellen, von denen jedes bei einer größeren Anzahl von Geschwindigkeiten untersucht war. Die Ergebnisse sind nachträglich in das Diagramm Abb. 1 eingetragen und weisen sämtlich eine besonders gute Übereinstimmung mit den nach der empirischen Gl. (2) zu erwartenden Werten auf.

C. Punkt 5:

Einfluß eines stark auflaufenden Vorstevens bei künstlicher Aufrauhung.

a) Fragen von Herrn Dr. Kempf.

1. Liegen bei Modellen mit stark auflaufendem Vorsteven irgendwelche Erfahrungen vor, nach denen eine senkrechte Aufrauhung von 15 mm Breite in 150 mm Abstand vom V.P. nicht genügt hat, um stetige Widerstandswerte zu erzielen? Die Versuchsanstalten werden gebeten, entweder Fehlanzeige zu machen oder die vorliegenden Erfahrungen in der gleichen Form wie bei den früheren Aufrauhungsversuchen möglichst bis zum 31. Dezember 1936 an den Berichterstatter zu senden.

2. Welche besonderen Maßnahmen werden von den einzelnen Versuchsanstalten bei Schiffsmodellen mit stark auflaufendem Vorsteven getroffen, um turbulente Strömung zu erzeugen?

3. Wird eine besondere Aufrauhung bei Schiffsmodellen mit stark auflaufendem Vorsteven für notwendig gehalten und von welcher Art soll sie sein?

b) Antwort von Herrn Dr. Weitbrecht.

Zu 1. Wir haben bemerkt, daß Modelle mit stark auflaufendem Vorsteven noch Streuungen im Widerstand zeigen, wenn der Stolperdraht wie üblich auf Sp. 19 angeordnet wird, wahrscheinlich weil die Störung durch den verhältnismäßig kurzen Draht nicht stark genug ist.

Zu 2. Wir legen deshalb bei Modellen mit stark auflaufendem Vorsteven den Stolperdraht auf Sp. 18, wodurch wir eine wesentliche Besserung erzielten.

Zu 3. Siehe 2.

c) Antwort von Herrn Dr. Gebers.

Zu 1, 2, 3. Die Wiener Anstalt arbeitet stets mit möglichst großen Modellmaßstäben und verwendet keine künstliche Aufrauung. Die wenigen damit ausgeführten Versuche ergaben bisher keinen Einfluß.

Bei stark auflaufendem Vorsteven scheint Vorsicht geboten hinsichtlich der Annahme der Größe des Reibungswiderstandes, da Platten mit stark abgeschrägter Vorderkante besonders für geringere Geschwindigkeiten außerordentlich hohe Verminderung des Reibungswiderstandes zeigten, gegenüber rechteckigen gleicher mittlerer Länge.

Eine künstliche Aufrauung wird für überflüssig gehalten und dürfte, besonders wenn eine spätere Wiederholung des Versuches vorgenommen wird, zu Unstimmigkeiten Anlaß geben.

d) Antwort von Herrn Barrillon.

Zu 1, 2, 3. Il n'a pas été fait d'essais à Paris sur la rugosité locale artificielle dans le cas de navires à étrave fortement inclinée.

e) Antwort von Herrn Troost.

Zu 1. Wir haben bei dieser Art Modelle mit einer Aufrauung von 15 mm Breite in 150 mm Abstand vom V.P. immer stetige Widerstandswerte erzielt.

Zu 2. Keine. — Unsere Erfahrung ist, daß bei Modellen kürzer als 6 m Turbulenzdrähte einen größeren Extrawiderstand erzeugen, welcher bei einem 7-m-Modell nicht mehr vorhanden ist. Wir machen daher diese Modelle, wenn möglich, nicht kürzer als 6,50 m.

Zu 3. Wenn das Modell genügend lang ist, halten wir eine besondere Aufrauung nicht für erforderlich.

f) Antwort von Herrn M. P. Payne.

Ad 1, 2, 3. No special measures have been found necessary at the Admiralty Tanks to obtain turbulent flow with models, either by special roughening of the surface, trip wires or other devices.

g) Antwort von Herrn J. F. Allan.

Ad 1. The results sent to Dr. Kempf previous to Paris Conference included one model No. 1151 with spoon-shaped forebody very much cut away. Since then one other result on a Maierform bow model No. 1180 has been sent. Both these show a negligible effect for the roughened belt. No other results are available.

Ad 2 and 3. No special measures are taken at the Dumbarton Tank for establishing turbulent flow on models with fore-foot cut away.

In general it is not considered advisable to use roughened belts or trip wires at all, provided the model is sufficiently large.

h) Antwort von Herrn General Rota.

Ad 1, 2, 3. I modelli sono costruiti tanto grandi da non rendere necessario alcun provvedimento: rugosità, filo aggiunto ecc. per evitare lo stato laminare; si ha sempre regime turbolento.

i) Antwort von Herrn Accame.

Ad 1, 2, 3. Nessuna particolare misura viene adottata per assicurare la turbolenza del deflusso a basse velocità. Una serie di prove istituita a questo riguardo su un modello di cacciatorpediniere non ha portato a risultati concludenti.

j) Bericht von Herrn Dr. Kempf.

Der Pariser Bericht über die Wirkung der künstlichen Aufrauung auf den Widerstand von Schiffmodellen sollte nach zwei Richtungen hin ergänzt werden:

1. Das in Wageningen untersuchte Modell 100 B zeigte in der Zusammenstellung der Ergebnisse der verschiedenen Versuchsanstalten auf Seite 60a der Pariser Mémoires (1935) als einziges auffallend starke Unterschiede ohne und mit Aufrauung von über 8%. Herr Troost hatte sich erboten, dieses Modell 100 B sowie das Modell 90 C nochmals zu untersuchen.

Die Modelle wurden neu hergestellt, und zwar 100 B als Modell 150 und 90 C als Modell 150 A.

Das Ergebnis dieser Nachprüfung ist in der beigelegten Tabelle in der gleichen Weise dargestellt wie die damaligen Ergebnisse auf Seite 60a der Pariser Mémoires (1935). Es zeigt sich, daß die Widerstandsunterschiede mit der künstlichen Aufrauung gegenüber dem glatten Modell nunmehr die gleiche Größenordnung haben wie andere ähnliche Modelle der Zusammenstellung, nämlich etwa 2%.

Durch die Nachprüfung ist also dieser Punkt geklärt.

2. Es sollte bei Modellen mit stark geneigtem Vorsteven die Wirkung der Aufrauung untersucht werden.

Ergebnisse liegen nur von 2 Modellen vor.

Modell 1180 ist bei Denny untersucht worden und hat mit der Aufrauung am Vorsteven keine besonderen Unterschiede ergeben. Seine Völligkeit betrug 0,7975.

Modell 1496 ist in Hamburg untersucht worden; es hatte mit der Aufrauung am Vorsteven Widerstandsschwankungen gezeigt, deren untere Grenze dem Widerstand des glatten Modells entsprach. Die Aufrauung am Vorsteven wurde infolgedessen als ungenügend angesehen und eine weitere Aufrauung von gleicher Art wie die vordere, unmittelbar vor der hinteren Schulter der Schiffsförm am Hinterende des parallelen Mittelschiffs angebracht.

Ergebnisse der Modellversuche mit

Modell Nr.	Abmessungen des Modells					$\frac{V \cdot L}{v} \cdot 10^{-6}$											
	L m	B m	T m	Δ m ³	δ		1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0
1496	6,096	0,8352	0,351	1,355	0,759	$\left(1 - \frac{G}{G_0}\right) 100$	-						6,4	5,7	5,5	5,4	5,3
1180	4,877	0,6375	6,2767	0,6875	0,7975		-					0	· 2	· 2	0	2,0	
150-A	4,4190	0,750	0,375	0,8849	0,712		-							· 3	· 7	· 7	1,1
150-A	4,3494	0,750	0,2250	0,4917	0,670		-					1,7	· 7				
150	4,419	0,750	0,375	0,8860	0,713		-					1,4	2,6	2,4	1,1	1,1	1,5
150	4,419	0,750	0,375	0,8860	0,713		-				2,8	2,9	2,7	2,1	2,1	1,7	
150	4,3753	0,750	0,300	0,6832	0,694		-				· 1	· 3	· 7	1,1	1,5	1,4	2,9
							+										

G = Widerstandswert mit Aufrauung

G_0 = Widerstandswert ohne Aufrauung

Mit dieser Aufrauhung ergaben sich dann stetige Widerstandsmessungen, welche etwa 5% größer waren als die Widerstände mit glattem und nur vorn aufgerauhtem Modell.

Die Völligkeit des Modells betrug 0,759.

Die durch die Aufrauhung bewirkte Änderung in der Struktur der Reibungsströmung hat offenbar die Ablösungsstelle an der hinteren Schulter beeinflusst.

Jedenfalls ist dieses Modell besonders empfindlich gewesen, was sowohl auf den schräggestellten Vorsteven als auch auf die Völligkeit zurückgeführt werden könnte. Eine eindeutige Entscheidung ist nicht möglich.

Es wäre zu empfehlen, bei solchen Modellen mit schräggestelltem Steven und größerer Völligkeit durch geeignete Maßnahmen sicherzustellen, wieweit solche Schiffsförmungen für geringe Änderungen der Reibungsströmung empfindlich sind, um Enttäuschungen vorzubeugen, welche bei solchen Schiffen im Betrieb durch erhöhten Fahrtverlust eintreten können gegenüber den im glatten Wasser ausgeführten Modellversuchen.

D. Punkt 6:

Zuschläge beim Übergang vom Modell zum Schiff.

a) Fragen von Herrn Dr. Kempf.

I. Werden zu den mit Froudeschen Reibungswerten errechneten Schlepppferdestärken Zuschläge für die Dicke und Rauigkeit der Schiffsoberfläche und den durch den Fahrtwind erzeugten Luftwiderstand gemacht? Wie werden diese Zuschläge einzeln berechnet oder wird ein Gesamtwert zugeschlagen und welche Größe hat dieser? oder welche andere Berechnungsweise wird vorgenommen?

Wie wird der Widerstand der Anhänge bei der Berechnung der Schlepppferde berücksichtigt?

II. Mit welchem Faktor werden die nach I bestimmten Schlepppferde multipliziert, um die Probefahrtsleistung zu erhalten?

a) wenn keine Schraubenversuche vorliegen,

1. welche Standardversuche werden zur Bestimmung des Propellerwirkungsgredientes benutzt?

2. wie wird der Nachstrom geschätzt?

3. oder welcher Gesamtfaktor wird benutzt?

künstlicher, lokaler Aufrauhung (1936)

$\frac{V \cdot L}{v} \cdot 10^{-6}$																			Versuchsanstalt			
6,5	7,0	7,5	8,0	8,5	9,0	9,5	10,0	10,5	11,0	11,5	12,0	12,5	13,0	13,5	14,0	14,5	15,0	15,5		16,0	16,5	
4,8	4,6	4,0	2,8																		HSVA	
																						Denny
2,3	2,9	1,0																				Wageningen
1,2	1,1	0																				

(für HSVA mit vorderer und hinterer Aufrauhung).

(für HSVA mit vorderer Aufrauhung).

b) wenn Propulsionsversuche vorliegen:

1. für welchen Belastungszustand wird der Propulsionsgütegrad eingesetzt, nämlich entweder:
für den Froudschen Zustand ohne Zuschläge,
oder für den Zustand mit Zuschlägen wie der unter I errechnet ist,
oder für den Zustand der Modell-Selbstpropulsion?
2. welche Korrektur erfährt die Tourenzahl, wenn sie im Modellversuch bei einem der vorher bezeichneten drei Zustände gemessen ist?
3. welche Faktoren werden außerdem für die Errechnung der Schraubleistung am Wellenschaft berücksichtigt (z. B. Maßstabeffekt des Propellers)?
4. werden Zuschläge für die Verluste im Stevenlager in den Lauflagern und im Drucklager eingesetzt und wie groß sind diese?

III. Welche Zuschläge zur Probefahrtsleistung werden gemacht, um die Leistung für die mittlere Betriebsfahrt des Schiffes zu ermitteln?

1. Werden diese Zuschläge pauschal gemacht auf Grund statistischer Erfahrungen?
2. Werden diese Zuschläge berechnet für verschiedene Wind- und Seezustände und für welche Windstärken und Seegangsverhältnisse?

b) Antwort von Herrn Dr. Weitbrecht.

Zu I. Wir berechnen die Zuschläge für Rauigkeit wie in Forschungsheft 7 der S.T.G. angegeben. Für Luftwiderstand setzen wir Staudruck mal proizierte Fläche, nehmen also $\zeta=1,0$.

Wenn das Modell mit Anhängen geschleppt ist, wird der volle Widerstand den weiteren Berechnungen zugrunde gelegt.

Ist das Modell ohne Anhänge geschleppt, berücksichtigen wir den Widerstand der Anhänge durch einen prozentualen Zuschlag zum Gesamtwiderstand.

Zu II. a) Liegen keine Versuche Modell mit Schraube vor, so berechnen wir die WPS aus den EPS nach dem Gesamtwirkungsgrad ähnlicher Schiffe.

Zu II. b. 1. Werden Versuche Modell mit Schraube gemacht, berechnen wir den Reibungsabzug unter Berücksichtigung der erhöhten Reibung und des Luftwiderstandes.

2. Wir machen den Besteller darauf aufmerksam, daß die Drehzahl bei Einschraubenschiffen gegenüber dem Modellversuch um 1—2% steigt.

3. Andere Einflüsse werden für gewöhnlich nicht berücksichtigt. Ist Kavitation am Schiff wahrscheinlich, machen wir den Besteller darauf aufmerksam, daß die Versuche nicht mehr zuverlässig sind.

4. Wir geben die WPS als Leistung bei Probefahrt unmittelbar am Schraubenschaft und überlassen den Bestellern die Zuschläge für Verluste in der Lagerung usw.

Zu III. Wie zu II b 4.

c) Antwort von Herrn Dr. Gebers.

Zu I. Zuschläge werden gemacht: Meist haben die Werften darüber ihre eigene Erfahrung. Es kommt vor, daß die Zuschläge einzeln oder auch insgesamt geschätzt sind, wobei Rauigkeit, Luftwiderstand, Steuerverluste und die Art der Lagerung (auch Länge der Schraubenwellen) berücksichtigt wird, und vor allem die Zeit seit der letzten Dockung.

Die Größe der Zuschläge wird von Fall zu Fall geschätzt, meist durch die Erbauer. Bestimmte Größenangabe ist nicht gut zu machen, da in manchen Fällen noch mit beschränkter Tiefe der Probefahrtsstrecken gerechnet werden muß (bedeutende Erhöhung). Auch wollen viele Auftraggeber nicht, daß die von ihnen gesammelten Erfahrungen preisgegeben werden.

Der Widerstand der Anhängsel wird so, wie ihn die Schleppversuche ergeben, als Anteil am Gesamtwiderstand ausgewertet.

Damit ist es auch nicht gut, die unter II gestellten Fragen zahlenmäßig zu beantworten.

Der scheinbare Propellerwirkungsgrad wird für den Froudeschen Zustand ohne Zuschläge eingesetzt. Also für den Zustand bei Selbstpropulsion mit Reibungsabzug.

Zu II. Maßstabseffekt des Propellers wird nicht berücksichtigt, da große Modellmaßstäbe. (Dagegen Zustand der Probefahrtsstrecke und Länge der Wellenleitung.)

Zu III. Die Zuschläge sind so mannigfaltig und z. T. von den Auftraggebern als so vertraulich bezeichnet, daß viele Zahlenwerte anzugeben nicht ratsam erscheint. Für frische Dockung, große Wassertiefe, kein Wind, dürfte man für Maßstäbe bis $\frac{1}{20}$ oder $\frac{1}{25}$ mit etwa 8% das Auslangen finden. Für kleinere Modellmaßstäbe steigt diese Zahl. Für die größten Schnelldampfer müßten etwa 13% zugeschlagen werden bei großen Geschwindigkeiten für Maßstäbe von $\frac{1}{40}$.

d) Antwort von Herrn Barrillon.

Ad I. Les majorations pour rugosité de la carène et pour les abouts de tôles ne peuvent être les mêmes pour les divers chantiers de construction. Le Bassin ne connaît pas les épaisseurs de tôles ni la répartition des joints et ne peut donner de prévisions que pour une carène parfaitement lisse et sans joints. Chaque chantier peut ensuite adopter une majoration déduite des comparaisons avec bâtiments déjà construits dans le même chantier. Le calcul de la résistance des parties aériennes se fait d'après la comparaison du maître-couple sous-marin. Un rapport fixe est adopté pour les bâtiments d'une même catégorie.

Ad II. Nous sommes toujours dans le cas du modèle en autopropulsion. Les calculs sont faits pour le point d'autopropulsion du réel, c'est-à-dire qu'avec les hélices en marche sur le modèle, la traction sur le dynamomètre est égale à la compensation de frottement. On considère que la résistance des parties aériennes du modèle est nulle. On ne calcule pas la traction de dynamomètre correspondant à la résistance aérienne du réel parce qu'au moment de l'essai de modèle les parties aériennes ne sont pas connues.

Il n'est pas fait, au Bassin, de calcul pour les frottements de lignes d'arbres et de butée, non plus que pour la composante des poids lorsque la ligne d'arbre est inclinée. Ces corrections sont faites par le chantier de construction.

La raison pour laquelle nous opérons ainsi est qu'au moment de l'essai du modèle les détails ne sont pas connus. Comme nous faisons l'essai du modèle en autopropulsion avec pour chaque vitesse de route une série de valeurs de la traction sur le dynamomètre de remorquage, il est facile, après coup de faire une prévision pour le navire réel en tenant compte des détails non représentés sur le modèle, ou de faire une analyse des essais à la mer en tenant compte de ces détails et en particulier de l'état de salissure de la carène.

Les prévisions sont toujours faites pour mer calme et sans vent.

e) Antwort von Herrn Troost.

Zu I. Für Rauigkeit und Fahrtwind werden Zuschläge einzeln berechnet. Bis jetzt für Rauigkeit nach der Formel der H.S.V.A., welche nach unserer Erfahrung etwas zu große Werte gibt, weshalb für normale Schlingerkiele und Steuerwiderstand (Kursabweichung) auf der Meile kein Extrazuschlag gegeben wird.

Für Fahrtwind rechnen wir nach Hughes.

Wir berücksichtigen den Widerstand von Anhängen (Wellenböcke, Wellenhosen) voll, indem wir annehmen, daß der Maßstabseffekt bei 6—7 m langen Modellen nicht sehr groß ist. Die benetzte Oberfläche dieser Anhänge wird beim Reibungsabzug berücksichtigt.

Zu II. a. 1. Standardversuche von Taylor und von Wageningen (zum größten Teil noch nicht veröffentlicht).

2. Nach Taylor, Weingart (Bragg) und eigenen statistischen Daten.

3. Nach Bakers Buch und eigenen Daten.

Zu II. b. 1. Propulsionsgütegrad für den Zustand mit Zuschlägen, aus Überlastversuch.

2. Die Tourenzahl wird der Leistungstourenkurve für die betreffende Überlast entnommen und für Nachstromunterschied zwischen Modell und Schiff korrigiert. Diese Korrektur ist abhängig von Maßstab, Schiffsform und Schraubenzahl. Meistens wird $1\frac{1}{2}\%$ für Seitenschrauben und 2 bis $2\frac{1}{2}\%$ für Mittelschrauben zugeschlagen.

3. Bei großen Modellen wird kein weiterer Faktor für Maßstabseffekt usw. in Rechnung gebracht.

4. Siehe Paris 1935, Seite 97. Im allgemeinen wird für Wellenreibungsverluste 5% zugeschlagen.

Zu III. 1 und 2. Im allgemeinen wird für mittelgroße Schiffe auf die Probefahrtsleistung 20% zugeschlagen für „average weather at sea“ auf Nordatlantik und 15% für südlichere Routen. Soweit zuverlässiges statistisches Material vorliegt, wie bei uns z. B. für die Holland-Java-Route, wird dieses benutzt.

Bei der Feststellung dieser Zuschläge werden überschlägig die Überwasserform und die Größe der Aufbauten berücksichtigt, somit die absolute Schiffsgröße und die Form der C_e -Kurve in der Gegend an und vorbei der Dienstgeschwindigkeit.

Sie werden nicht auf gewisse Wind- und Seezustände bezogen, aber erfahrungsgemäß auf ein Jahresmittel der Betriebsfahrt.

Die Sammlung statistischer Daten nach den Vorschlägen der H.S.V.A. wird begrüßt und sollte auf der nächsten Tagung zur Diskussion gestellt werden.

f) Antwort von Herrn M. P. Payne.

Ad I. It has not been the Admiralty practice to employ coefficients for the grain size or roughness of the ship's surface when dealing with estimates of resistance for a ship with clean bottom just after undocking. Allowance is made for the effect of fouling of the bottom if the ship has been some time out of dock at the rate of $\frac{1}{4}$ per cent per day on the Froude skin friction in temperate waters, and $\frac{1}{2}$ per cent per day in warm waters. The air resistance is separately estimated in special cases as may be required.

The resistance of appendages is allowed for by taking the ship figures as 60 per cent of the appendage resistance in constant form, as obtained in the model experiments. This applies to all appendages, with the exception of shafts and shaft brackets. For this latter, reliance is placed on deductions from large-scale experiments which were carried out some time ago on struts and shafts, the results of which usually give a resistance coefficient about $\frac{1}{3}$ rd. of that obtained in the model experiments for this item.

Ad II. The E.H.P., as in I above, is multiplied by the screw efficiency, hull efficiency, relative rotative efficiency, and a constant to give the S.H.P. The constant varies with size and speed of ship, and allows for bearing friction, air resistance, cavitation, and any errors in the various factors, including the estimate of resistance. The constant is approximately of the order of 0.9 and varies with type of ship.

a) If no screw experiment results are available, Froude's methodical series, modified in some respects, is used as a basis for estimating screw efficiency. The wake is evaluated from consideration of the experiment results on a comparable model.

Ad. II. b. 1. When model experiment results are available, the propulsive efficiency is evaluated from the Froude law without correction.

2. No correction factor is required for the R.P.M., as the method employed is a synthetic one, and dimensions of the ship propeller are so designed as to ensure that the design revolutions per minute are obtained.

3. No additional factors are employed.

4. See II above.

Ad III. The question of calculating the power for the mean voyage condition for the ship is not one that is considered by the experiment tank as far as H. M. Ships are concerned.

g) Antwort von Herrn J. F. Allan.

Ad I and II. In cases where the Tow Rope Horse Power is estimated or the model run for naked resistance only, the naked E.H.P. is divided by a propulsive coefficient derived from data collected for measured mile trials of previous similar vessels. The results of these vessels have already been correlated to a standard propeller chart (usually Taylor's latest book but occasionally Schaffran's results are used). Due allowance is made for change in super-structure and varying detail of appendages.

Wake is usually assessed from measured values on models (using thrust for a basis).

In case of experiment results with screws being available the model propulsive coefficient with shaft supports if twin or more, is assessed at the point corresponding to the self-propulsion of ship without allowing for air resistance etc. i. e. the full S.F.C. is deducted.

The naked model E.H.P. increased for shaft supports, bilge keels, air resistance etc. is divided by the above propulsive coefficient from model and the resulting S.H.P. is that at propeller on a ship with clean hard paint surface in a flat calm. 2% is added for friction in tail shaft and this gives the S.H.P. at torsion-meter placed near the inner end of tail shaft. Naturally other allowances are required for other positions of torsion-meter. The ship R.P.M. are generally corrected from the model R.P.M. at the above point of self-propulsion simply as the cube root of the increase in power at the propeller but in cases where large increases occur the slope of the torque curve is used to correct the R.P.M. No attempt is made to correct for scale effect. In all likely cases the possibility of cavitation is assessed and some allowance based on experience is made if required.

Air resistance is based on the transverse projection of all super-structures above the highest continuous deck checked by results obtained in a few cases from the same ship run on the measured mile in a flat calm and in wind up to 20—25 knots.

Bilge keels are generally taken as surface friction using the average coefficient for the ship but are tested on the model in fine ships or where the keels extend much beyond the parallel body.

Resistance of shaft supports is generally taken at full value and is treated as a constant addition at all drafts if not specially tested. The additional surface of the supports is added to the hull surface for friction calculation.

No addition is made for surface roughness or plate edges in a new vessel clean out of dock.

Ad III. 1) Additions for service conditions are based on analysis of log results where data for the particular service and class of vessels is available.

An average addition of 20% is required for 400'—500' vessels trading via Suez to the east.

An addition of 25—30% is required for North Atlantic Service with similar vessels.

Length, speed and fullness all influence this addition and as service analysis is generally a rather haphazard affair it is not possible to achieve scientific accuracy in this matter.

2) No attempt is made to evaluate additions for wind resistance and sea conditions.

h) Antwort von Herrn Yamagata.

Ad I. Since, from practical point of view, EHP of ships should be considered as a mere guidance for judging their propulsive performances, we do not endeavour to find out the accurate value of EHP of full-sized ships for routine work. But, of course, it is theoretically a necessary and interesting problem to research for the method of determining its accurate value.

Ad II. a. 1—3. Since we always test ship models in conjunction with their propellers without an exception, I have nothing to answer to these questions.

Ad II. b. 1—4. I would like to replace my answers to these questions with the "Remarks on the Circular No. 1". (Vergl. Punkt 7.)

Ad III 1) and 2) I always recommend ship builders and ship owners to increase the power of main engines by 15 to 30%, as compared with the power predicted at our Tank, by considering ship's dimensions, speed, route, etc.

i) Antwort von Herrn General Rota.

Ad I. Gli aumenti che debbono considerarsi nei valori delle PCE o PCA per cause varie: resistenza dell'aria, appendici minori non contemplate nelle prove di rimorchio, rugosità effettiva della carena dipinta con vernice sottomarina, lembi della sovrapposizione delle lamiere, irregolarità della rotta ecc, spettano al costruttore od al committente le esperienze. Si suggeriscono tali valori stimati quando richiesti.

Ad II. Già detto in I. Il fattore d'aumento della PCA-Vasca per stimare quella PCA_{mare} nelle prove per es. è valutato dal costruttore.

Quando non siano state eseguite prove di autopropulsione e venga dal committente richiesto il presunto valore delle P.C.A. si fa uso di risultati di prove di eliche isolate stimando quali possono essere i presunti valori della scia e della deduzione di spinta riferendosi a casi simili.

Nelle prove di autopropulsione si tiene conto della sola correzione d'attrito della carena applicando al modella una trazione corrispondente al valore di detta correzione.

Il No. dei giri è quello che corrisponde alla propulsione del modello nella condizione ora espressa.

Per le eliche non si considera effetto scala.

Ad III. Non si hanno dati precisi per stimare quale debba essere l'aumento da considerare nel valore della PCA_{Vasca} per ogni caso di nave onde tener conto della resistenza dell'aria senza moto ondoso e senza vento (condizioni ideali). Come già detto, per due noti transatlantici si è avuto l'aumento del 18% che evidentemente comprende tutte le varie cause occorse in navigazione prolungata. Sarebbe desiderabile l'accordo fra costruttori, armatori ed esercenti Vasche sperimentali, onde avere una completa raccolta di dati del genere.

k) Antwort von Herrn Accame.

Ad I — II — III. Non è nella pratica della R. Marina Italiana applicare coefficienti di maggiorazione per tener conto della ruvidità superficiale delle carene.

Per la resistenza delle appendici viene assunto il valore che risulta dalle prove di rimorchio. Le efficienze propulsive vengono però, di regola, riferite alla carena nuda.

Nel calcolo della resistenza di attrito per le carene con appendici viene tenuto conto della superficie globale di queste ultime. Potrebbe però essere opportuno valutare a parte la resistenza di attrito delle singole appendici assegnando ad ognuna il coefficiente di attrito che compete alla sua particolare lunghezza.

Dalle PCE relative alla carena nuda vengono stimate, in mancanza di prove di autopropulsione, le PCA a mezzo di un coefficiente propulsivo totale ricavato dai risultati di prove di navi assimilabili, tenendo conto, mediante altri coefficienti pratici, delle circostanze accessorie. Semprechè non siano state eseguite prove con eliche, vengono impiegati i risultati di serie metodiche eseguite alla Vasca, oppure gli studi sistematici di Schaffran e di Taylor. I coefficienti di scia vengono stimati in base ai risultati di prove in mare di navi assimilabili, interpretati mediante le serie di eliche che vengono impiegate nello studio.

I numeri di giri delle eliche valutati in base al procedimento suddetto non subiscono correzioni.

Dato che il naviglio a cui si riferiscono le prove eseguite alla Vasca della R. Marina è quasi esclusivamente di carattere militare, il problema delle condizioni medie di esercizio su linea non sussiste.

1) Bericht von Herrn Dr. Kempf.

Zuschläge beim Übergang vom Modell zum Schiff.

Die Entwicklung des Modellversuchsverfahrens war folgende:

I. Aus dem am Modell gemessenen Widerstand werden nach Froude die EHP für das Schiff berechnet. Aus diesen werden je nach der Antriebsart des Schiffes mit einem Erfahrungsfaktor von 0,46—0,58 die DHP des Schiffes berechnet.

II. Aus dem am Modell gemessenen Widerstand werden nach Froude die EHP für das Schiff berechnet. Aus Standard-Propellerversuchen wird unter erfahrungsmäßiger Berücksichtigung des Nachstroms der Propellerwirkungsgrad und eines Schiffsgütegrades der Propulsionsgütegrad errechnet. Aus den EHP werden dann mit Hilfe dieses Propulsionsgütegrades und eventuell eines Erfahrungszuschlages die DHP des Schiffes berechnet.

III. Aus dem am Modell gemessenen Widerstand werden nach Froude die EHP für das Schiff berechnet. Durch Propulsionsversuch wird der Propulsionsgütegrad des selbstfahrenden Modells gemessen. Aus den EHP werden dann (nach eventueller Hinzufügung eines Erfahrungszuschlages) unter Verwendung des am Modell gemessenen Propulsionsgütegrades die DHP des Schiffes berechnet.

IV. Der Modellpropulsionsversuch wird mit zusätzlich am Modell angebrachten Kräften gefahren, welche die Reibungskorrektur nach Froude und eventuell die Erfahrungszuschläge für den betreffenden Schiffszustand berücksichtigen. Aus der bei diesem Propulsionsversuch gemessenen Modelleistung werden die DHP des Schiffes berechnet (Washington, Wien, Wageningen, Tokio, Hamburg).

Das Berücksichtigen von Zuschlägen ist nach Ansicht der meisten Versuchsanstalten Sache des Auftraggebers. Mir scheint es die Aufgabe der für die Forschung verantwortlichen Schiffbau-Versuchsanstalten zu sein, Zuschläge in ihre physikalischen Bestandteile zu zergliedern, und zu versuchen, diese Bestandteile einzeln zu berechnen, um ihre Anteile zu erkennen und in jedem Fall richtig zu bewerten. Anzustreben ist es, eine Zuverlässigkeit von 1—2% zu erreichen.

Die Zuschläge, welche bei der Umrechnung der am Modell gemessenen Werte auf die Leistung des Schiffes zu berücksichtigen sind, zerfallen in solche, welche in jedem Fall, d. h. ständig anzuwenden sind, und solche, welche nur in besonderen Fällen vorkommen.

V. Die erste Gruppe der ständigen Korrekturen enthält folgende Einzelteile, welche bei der Berechnung der DHP des Schiffes stets zu berücksichtigen sind:

1. Zustand der Schiffshaut,
2. Fahrwind,
3. Anhänge,
4. Maßstabseffekt des Propellers

1. Zustand der Schiffshaut:

Die Modelle werden meist auf Außenkante Spant hergestellt, d. h. mit einem um die Außenhautdicke zu kleinen Displacement. Die Verdrängung der Außenhaut beträgt S. d; sie ist kleiner als 1% der Schiffsverdrängung, eine Berücksichtigung daher unnötig.

Die Rauigkeit der Schiffshaut kann je nach ihrer Beschaffenheit vergleichsweise in bestimmter Korngröße von äquivalenter Sandrauigkeit ausgedrückt werden, für welche nach den Versuchen von Prandtl das Widerstandsgesetz ermittelt ist. Die äquivalente Rauigkeit von Schiffen liegt im allgemeinen heute zwischen 0,1 und 0,25 mm Korngröße, im Mittel also bei 0,175 mm Korngröße. Hieraus kann der Widerstand der Rauigkeit berechnet und als Zuschlag zu den nach Froude errechneten Werten angegeben werden. Auf diese Weise wird die Kontinuität der Froudeschen Berechnungsmethode beibehalten, wie Weitbrecht vorschlägt.

EPH = effective horsepower.
DHP = delivered „
BHP = brake „

Im Einzelfall ist die Größe des Zuschlages aus den Publikationen von Prandtl, Schlichting, Weitbrecht und Kempf zu entnehmen, und richtet sich nach der Art der Ausführung der Schiffsaußenhaut und ihrem Anstrich.

Messungen über den Einfluß der Oberflächenbeschaffenheit bei Schiffen und Vergleiche zwischen Schiffen von gleicher Form, aber verschiedener Oberflächenbeschaffenheit, sind erwünscht.

2. Fahrtwind.

Der Fahrtwind läßt sich aus der Projektionsfläche des Überwasserschiffes in der Fahrtrichtung berechnen durch Multiplikation dieser Fläche mit dem Staudruck des Fahrtwindes und mit dem Widerstandskoeffizienten. Letzterer ist mit $1,1 \div 0,8$ einzusetzen, je nach der Widerstandsform der Aufbauten, wie durch Fahrtversuche mit Schiffen in Übereinstimmung mit Modellversuchen ermittelt wurde (Abb. 2 und 3).

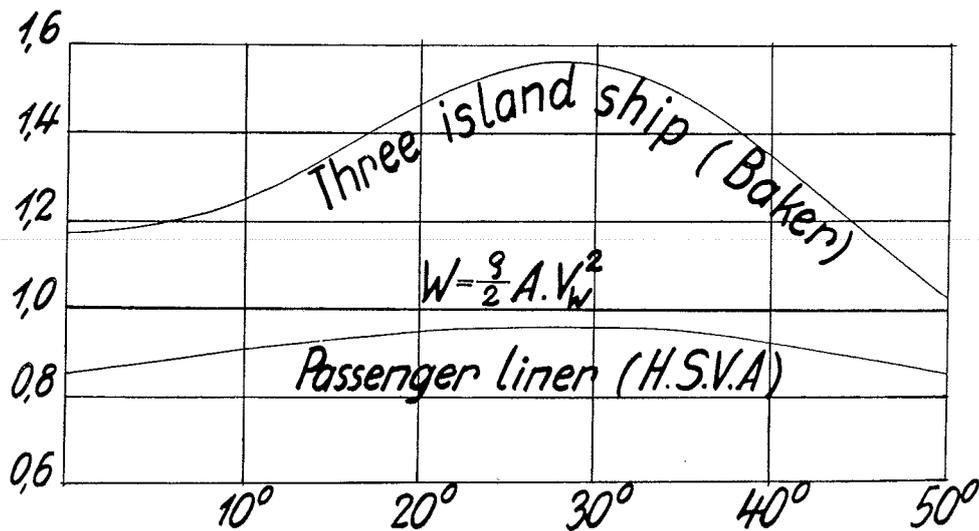


Abb. 2. Änderung des Luftwiderstandes mit der Windrichtung.

3. Anhänge.

Gewöhnliche Schlingerkiele sind, wenn sie im Strömungsverlauf und in der Reibungsschicht liegen, mit 1—2% des Gesamtwiderstandes zu bewerten. 2 SS-Wellenhosen ergeben 3—8% Widerstandsvermehrung am Modell. Beim Schiff werden sich die Einflüsse des kleineren Reibungskoeffizienten und des größeren Formwiderstandes infolge der dünneren Reibungsschicht am Heck etwa aufheben, so daß der Widerstandsanteil der Wellenhosen ähnlich bleiben wird. Wellenböcke und andere Anhänge von ähnlicher Querschnittform haben am Schiff unter Umständen nur einen Bruchteil des am Modell gemessenen Widerstandes, sofern sie am Modell noch im unterkritischen Bereich liegen. Die Berücksichtigung des Widerstandes der Anhänge muß sich nach der Reynoldsschen Zahl richten, welche für sie am Modell und am Schiff wirksam ist.

4. Maßstabeffekt des Propellers.

Bei Modellpropellern sollte, mindestens wenn sie nach Abb. 4 außerhalb des halben Radius noch im kritischen Übergangsbereich arbeiten, eine Korrektur für den Maßstabeffekt vorgenommen werden, deren Größe durch besondere Vergleichsmessungen mit dem freifahrenden Propeller bei genügend großer Reynoldsscher Zahl festgestellt werden kann. Es ist eine wichtige Aufgabe der Forschung, solche Angaben durch Vergleichsmessungen von Modellpropellern und großen Schrauben zu beschaffen.

Durch Anwendung dieser vier ständigen Korrekturen bei der Umberechnung der gemessenen Modelleistung erhält man die DHP des Schiffes.

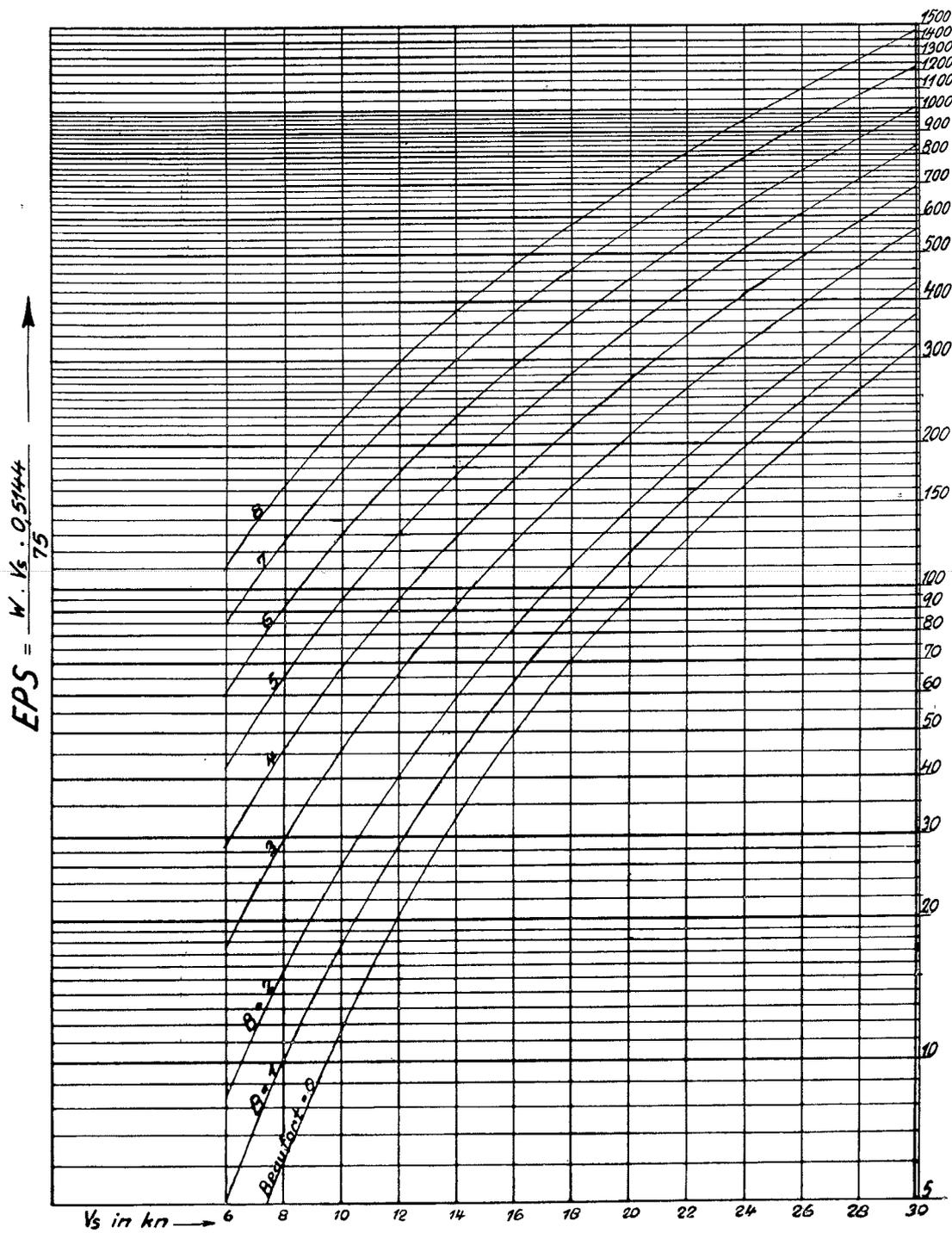


Abb. 3. Schleppleistungswerte des Luftwiderstandes bei
100 m² Windhauptspantfläche

$$V_w = 0 \div 8 \text{ Beaufort} \quad V_s = 6 \div 30 \text{ Kn}$$

$$\text{Luftwiderstand } W_l = \frac{\rho}{2} A V_w^2$$

W_l in kg; A in m²; V_w in m/s.

$$\alpha = f\left(\frac{s_L}{l_m}, \frac{r}{R}\right) \quad \frac{s_L}{l_m} = \frac{D}{l_m} \cdot \frac{l_m}{D}$$

$$\alpha = \frac{r}{l_m} \cdot \frac{l_m}{D} = \frac{r}{D} \cdot \frac{1,963}{z}$$

$$\frac{s_L}{D} = \text{Dickenverhältnis}$$

$$\frac{l_m}{D} = \frac{f_a}{F_0} \cdot \frac{1,963}{z} = \text{mitl Blattbreitenverhältnis (n Taylor)}$$

D [m] = Propellerdurchmesser
 l_m [m] = mitl Blattbreite (n Taylor)
 s_L [m] = größte Blattdicke a.d. Naben-
 r [m] = sekund Drehzahl achse gem
 γ [m²/sec] = kinematische Zähigkeit
 F_a [m²] = abgewinkelte Flügelfläche
 F_0 [m²] = Propellerkreisfläche
 z = Flügelzahl

Die dünn ausgezogenen Linien $D = \text{const}$ zeigen die bei gegebener sekundlichen Drehzahl geltenden Kennwerte α' für Propeller mit $l_m/D = 0,25, d.h$ für $z = 2$ $f_a/F_0 = 0,255$
 $3 \quad f_a/F_0 = 0,382$
 $4 \quad = 0,51$

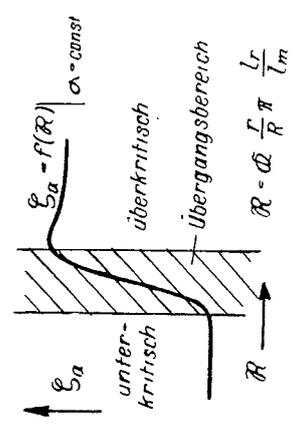
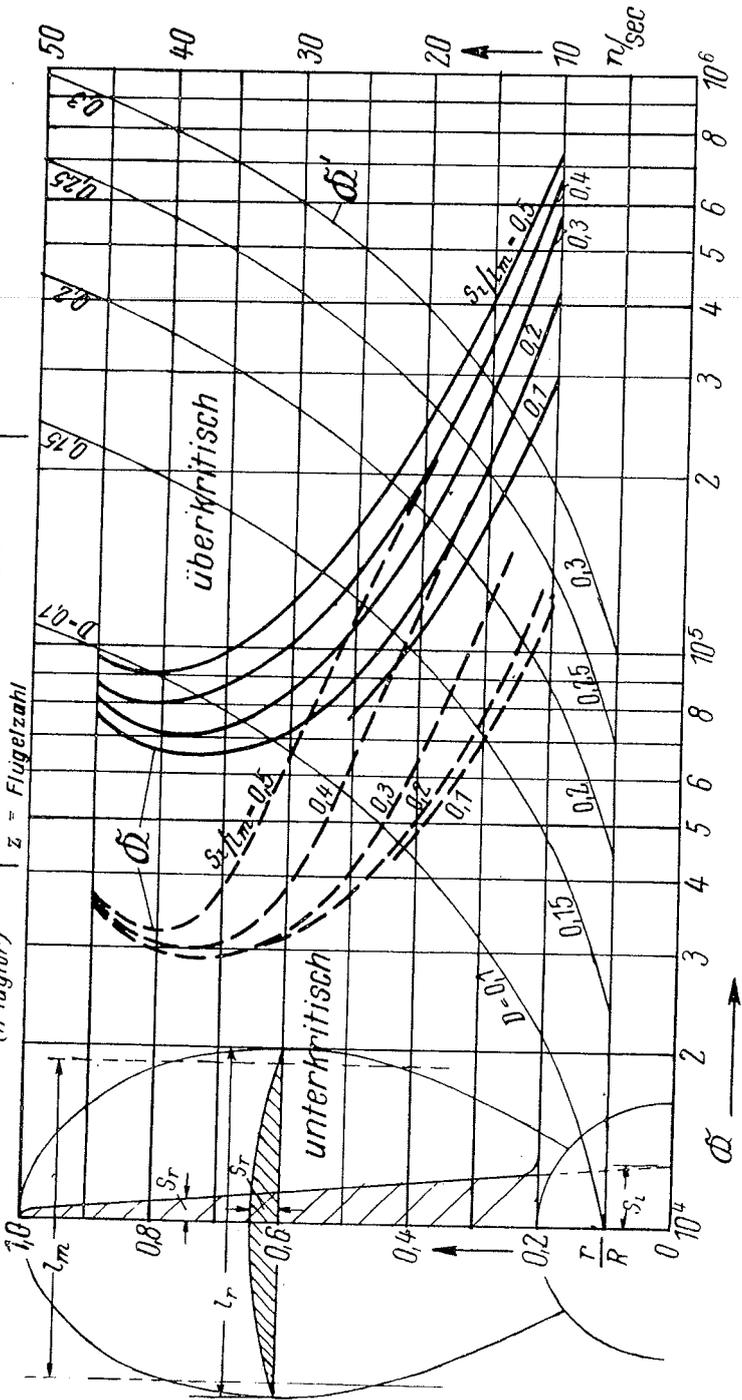
Für Propeller mit hiervon abweichenden Blattbreiten bzw Flächenverhältnissen wird

$$\alpha = \alpha' \cdot \frac{l_m}{D} / 0,25$$

$$\text{bzw } \alpha = \alpha' \cdot \frac{f_a/F_0}{0,255} \text{ für } z = 2$$

$$\alpha = \alpha' \cdot \frac{f_a/F_0}{0,382} \text{ für } z = 3$$

$$\alpha = \alpha' \cdot \frac{f_a/F_0}{0,51} \text{ für } z = 4$$



Der Leiter
 der Schiffbau-Abtlg
 v. J. Inskue 8/7.35

Abb. 4. Propellerkennwertgrenzen für den kritischen Übergangsbereich nach Versuchen an Kreissegmentprofilen.

Bei Berücksichtigung der Lagerreibung errechnet sich hieraus die BHP-Leistung an der Maschinenwelle.

Die Bemessung der Lagerreibungen kann nur im Einzelfall entschieden werden, da diese von verschiedenen Konstruktions- und Betriebserfahrungen weitgehend abhängen.

VI. Die zweite Gruppe umfaßt die Korrekturen, welche in besonderen Fällen anzuwenden sind. Es sind dies folgende Korrekturen:

1. Schräglage der Propellerwelle,
2. Kavitation,
3. Flachwasser,
4. Wind,
5. Schiffsbewegungen im Seegang,
6. Anwuchs.

1. Schräglage der Propellerwelle.

Die Schräglage der Propellerwelle gegen die Horizontale, sei es durch Konstruktion oder durch die Trimmlage des Schiffes, bewirkt eine aus der Gewichtskomponente von Welle+Propeller zu errechnende Verminderung der horizontalen Schubkomponente des Propellers. Wenn die Gewichte beim Modell und beim Schiff ähnliche sind, ist keine Korrektur erforderlich. Im allgemeinen ist diese Korrektur geringfügig und vernachlässigbar.

2. Kavitation.

Da bei dem Propulsionsversuch gewöhnlich noch keine Kavitation auftritt, ist für den Fall, daß Kavitation bei der Schiffsschraube auftritt, eine Korrektur auf Grund der Publikation von Lerbs anzuwenden.

3. Flachwasser.

Mit Hilfe der beigefügten Grenzkurve (Abb. 5) kann festgestellt werden, ob bei der Fahrt des Schiffes Flachwassereinflüsse zu erwarten sind. Ihre Größenordnung kann nach Publikationen oder durch Modellversuche abgeschätzt werden.

4. Wind.

In gleicher Weise wie für den Fahrtwind kann der durch sonstige Windwirkung hinzukommende Widerstand berechnet werden unter Berücksichtigung der Form des Überwasserschiffes. Als mittlere Windstärke wird gewöhnlich Beaufort 4 eingesetzt. Bei Seitenwind ist der Widerstand durch Ruderlage zu bewerten.

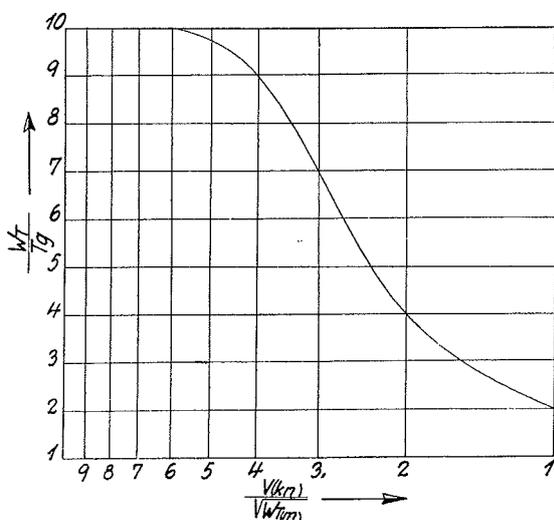


Abb. 5. Flachwassereinfluß.

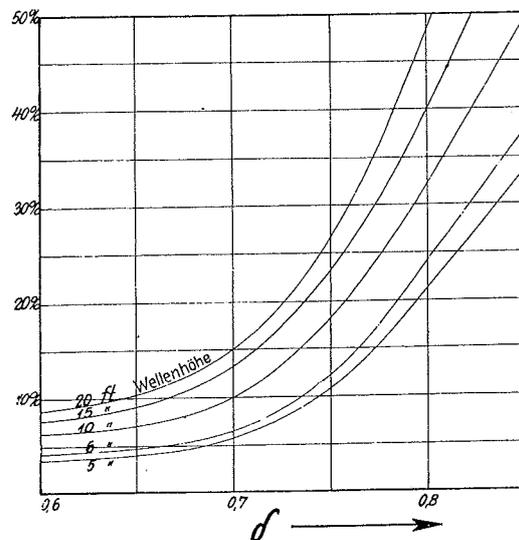


Abb. 6. Verminderung der Schiffsgeschwindigkeit, abhängig von der Völligkeit δ bei zunehmender Wellenhöhe.

5. Schiffsbewegungen im Seegang.

Der Fahrtverlust, der durch Seegangswirkung im Mittel zu erwarten ist, ist aus den Publikationen von Kent zu entnehmen. Er richtet sich nach der Völligkeit der Schiffsförm. Als mittlere Wellenhöhe wird eine der Windstärke nach Beaufort 4 entsprechende Höhe von 6' von Kent vorgeschlagen (Abb. 6).

6. Anwuchs.

Die durch den Anwuchs der Schiffshaut vergrößerte Rauigkeit richtet sich nach den Liegezeiten des Schiffes in den Häfen mit warmem und infiziertem Wasser. Hierüber können keine allgemeinen Angaben gemacht werden. Die durch Anwuchs hervorgerufene Rauigkeit verhält sich genau wie gleich große Sandrauigkeit, und daher kann ihr Einfluß auf den Schiffswiderstand nach den Gesetzen der Sandrauigkeit genau errechnet werden.

VII. Als mittlere Betriebszuschläge zu der nach dem Modellversuch nach Froude ohne Zuschläge errechneten Schiffsleistung werden je nach der Fahrtstrecke und Jahreszeit 15% bis 30% eingesetzt, und zwar für:

Nordatlantik ostwärts	15—20%	im Sommer, bzw. Winter
westwärts	20—30%	" " " "
Pazifik	15—30%	" " " "
Südatlantik	12—18%	
Australfahrt	12—18%	
Ostasienfahrt	15—20%	

In der beigefügten Zusammenstellung sind die in den eingegangenen Antworten der verschiedenen Versuchsanstalten angegebenen Versuchsmethoden und Zuschläge eingetragen.

Zum Schluß werden folgende Entschließungen vorgeschlagen:

1. Es ist anzustreben, die bisher pauschal angewandten Zuschläge nach den im Bericht angegebenen Bestandteilen zu zergliedern, und bei Veröffentlichungen von Fahrtergebnissen im Vergleich zu Modellversuchen Angaben zu machen über die Bemessung der Zuschläge für

1. Rauigkeit der Außenhaut,
2. Fahrtwind,
3. Anhänge,
4. Maßstabeffekt des Propellers,
5. Kavitation,
6. Flachwasser,
7. Windwiderstand und Ruderlage,
8. Schiffsbewegungen im Seegang,
9. Anwuchs.

2. Es ist anzustreben, durch möglichst viele und möglichst genaue Fahrtmessungen auf Schiffen Vergleichsmaterial für Modellversuche namentlich für die Beurteilung der Rauigkeit und des Maßstabeffektes des Propellers zu schaffen

m) Nachtrag der Versuchsanstalt Haslar.

1) Dr. Kempf's summary is a very clear and concise statement of the various corrections required to the ordinary calm water experiment. Bearing friction should be added to the list of 9 corrections at the end of the report making 10 corrections in all.

2) The Haslar procedure is based generally on Method II although attention is also paid to results of Method III where available, but frequently more scale effect on propellers in this latter method is met with as compared with Method II the Reynold's number of the standard propellers being greatly in excess of that of the model propeller in the self propelled model experiments.

3) The 9 corrections referred to by Dr. Kempf, while necessary for voyage comparisons are not required for progressive measured mile trials of warships. It is

Zusammenstellung der Korrekturen und Methoden beim Übergang vom Modell zum Schiff

Versuchsanstalt	1.		2.		3.		4.		5.			6.
	Zustand der Außenhaut		Fahrtwind		Anhänge		Propulsionsgütegrad		Standard-Theorie	Propellerberechnung		Lagerreibung
							Methode	Maßstabkorrektur	Drehzahlkorrektur	Nachstrom		Wert
Berlin	Froude + Z		$\frac{\rho}{2} v^2 \cdot A \times 1,0$		voll		$W_m - Ra + Z (1,2)$	nein	Schaffran Helmbold	ähnliche Modelle C_T	+ 1 ÷ 2%	Wert
Demy	Froude		$\frac{\rho}{2} v^2 \cdot A \times ?$		voll		$W_m - Ra$	nein	Taylor, Schaffran Glauert	ähnliche Modelle C_T	nein	2%
Hamburg	Froude + Z		$\frac{\rho}{2} v^2 \cdot A \times 1,0 \div 0,8$		voll		$W_m - Ra + Z (1,2)$	ja	Schaffran, Helmbold Lerbs	Bragg C_T	+ 1 ÷ 2%	2 ÷ 3%
Haslar	Froude + Z		$\underbrace{\text{Zuschlag}}_{6\%}$		0,6 ÷ 0,33			nein	Froude	ähnliche Modelle	nein	
Paris	Froude		Zuschlag		voll		$W_m - Ra + Z (1,2)$	nein	Froude	ähnliche Modelle	nein	
Rom	Froude		nein		voll		$W_m - Ra$	nein	Froude	ähnliche Modelle	nein	
Teddington	Froude		Zuschlag (Hughes)		0,5		W_m	nein	Froude Glauert		- 1 ÷ 2%	
Tokyo	Froude + Z*		nein		voll		$W_m - Ra + Z (1,2)$	nein	Theorie $\epsilon = 0,055$	Flügelräder	nein	3 ÷ 5%
Wageningen	Froude + Z		Zuschlag (Hughes)		voll		$W_m - Ra + Z (1,2)$	nein	Taylor, Helmbold Lerbs	Bragg	+ 1½ ÷ 2%	5%
Washington	Froude + Z				voll		$W_m - Ra + Z (1,2)$	nein	Taylor	Taylor $C_Q + C_T$	~ 1%	
Wien	Froude + Z**)				voll		$W_m - Ra$	nein	Schaffran	C_T	nein	Wert

*) Schiffslänge 200 150 100 50 20 m
Zuschlag 0,3 1,2 4,5 27 62 %

***) 8% bei $\alpha = 20$ ÷ 25, 13% bei $\alpha = 40$

the Admiralty practice, to make such trials in deep water, preferably on a calm day shortly after undocking. No corrections are required therefore on the score of 6), 7), 8) and 9). Corrections are applied for 2), 3), 5) and for bearing friction but not for 1) Roughness of skin, 4) Scale effect of propellers. The combined effect of these is by deduction equal to about 6% of the total power on the average. Roughness effect, according to Prandtl's coefficient (see Page 35 V. 1) of report) is about 19% of the power on the average and is clearly unacceptably large for warships unless the scale effect of propellers is such that the efficiency of the standard series is on the average 13% greater than that of the ship propellers. This difference will be decreased if the grain size proposed be reduced but the power estimate at about $\frac{1}{2}$ full speed is then less than Froude and is unacceptably low.

4) As matters of detailed interest it is the Admiralty practice to make the models not to the frame line as noted by Dr. Kempf on Page 35 V. 1) but to the displacement line midway through the thickness of the raised strake of plating. Further bilge keel resistance of warships by no means so low as the figure of 1—2% quoted on Page 36 V. 3) but is frequently about 5—7%.

5) The suggestion by Dr. Kempf on Page 36 V. 4) that propeller experiment results on a larger scale are required is fully concurred in. Admiralty are as stated by the Director of Naval Construction at the 1937 meeting of the Institution of Naval Architects undertaking such experiments combined with systematic thrust measurements in ship trials and associated model experiment results.

6) With reference to correction VI. 3. (Shallow water), it would be of interest if delegates could state the degree of agreement experienced between ship and model results as to effect of Shallow water on resistance. Admiralty experience with fast ship has generally indicated that the resistance is not influenced to the extent that model experiment would suggest.

E. Punkt 7:

Verwendung der Prandtl-Werte für rauhe Platten beim Übergang vom Modell zum Schiff.

a) Vorbemerkungen und Fragestellung von Herrn Dr. Weitbrecht.

Die offenherzige Aussprache auf der Tagung in Paris (Oktober 1935) hinsichtlich der Übereinstimmung der Leistung bei Modellversuch und Probefahrt hat klar gezeigt, daß eine Berichtigung der Modellwerte durch entsprechende Zuschläge (allowance) in allen Versuchsanstalten für notwendig erachtet wird.

Welche Verhältnisse im einzelnen diese Zuschläge erfordern, ist bei Punkt 6 (XVI) von Herrn Kempf behandelt. Hier soll erörtert werden, ob mit den Reibungswerten, die heute als Froudesche Werte benutzt werden [1] und im Bereich der seinerzeit üblichen Schiffsgrößen und Geschwindigkeiten auch annähernd richtig sind, noch in jedem Falle der tatsächliche Reibungswiderstand berechnet werden kann.

Die wissenschaftlichen Erkenntnisse über den Mechanismus der Reibung von Flüssigkeiten liegen heute einigermaßen fest. Die örtlichen Reibungswerte einer glatten Platte bei turbulenter Strömung sind auch nicht mehr umstritten, so daß Mittelwerte des Reibungsbeiwertes für bestimmte Längen gebildet werden können.

Den Übergang zu den Reibungsbeiwerten rauher Platten vermitteln die Arbeiten von Nikuradse, Prandtl und Schlichting unter Verwendung von Rauigkeiten bestimmter Korngröße k und Dichte auf der Flächeneinheit [2].

Die Froudeschen Reibungsbeiwerte gelten allgemein für frisch gestrichene Schiffe, ohne daß die Güte der Arbeitsausführung und sonstige Unebenheiten oder Durchbrechungen der Außenhaut berücksichtigt werden. Es ist hier nicht der Ort, um auf einzelne Unstimmigkeiten im Verlauf der Froudeschen Reibungsbeiwerte mit dem theoretisch geforderten einzugehen [3]. Nachdem aber einmal die Notwendigkeit von Zuschlägen zu der aus einem Schleppversuch nach Froude errechneten Leistung bzw. Widerstand erkannt ist, erhebt sich die Frage, ob nicht die nach den Erfahrungen des einzelnen bemessenen Zuschläge zum Gesamtwiderstand

unter Berücksichtigung der Arbeiten über den Reibungsbeiwert rauher Platten als Zuschlag zum Reibungswiderstand folgerichtig festgesetzt werden können.

Es liegen heute noch keine durch Versuche erhärteten Reibungsbeiwerte für die Außenhaut verschiedener Schiffsarten vor; es ist überhaupt fraglich, ob es solche je geben wird. Aber ich halte es durchaus für möglich, die Wirkung der Rauigkeit einer Schiffsaußenhaut mit der Wirkung einer Göttinger Rauigkeit von bestimmter Korngröße zu vergleichen.

Die Werte von Froude und Prandtl gelten zunächst für Platten. Es soll angenommen werden, daß die vermehrte Reibung am Körper im Restwiderstand enthalten ist.

In der Berliner Schleppversuchsanstalt sind die Zuschläge errechnet worden, die zu dem nach Froude errechneten Reibungswiderstand eines Schiffes gemacht werden müssen, wenn die Rauigkeit der Schiffsaußenhaut einer Göttinger Rauigkeit k von 0,1 bzw. 0,2 bzw. 0,3 mm Korngröße entspräche. Die Zahlentafeln 1, 2, 3 geben diese Zuschläge für die 3 Rauigkeiten, und zwar für Schiffe von 10 bis 300 m Länge und Geschwindigkeiten von 6 bis 40 Knoten.

Es kann bei Verwendung dieser Tafeln die bisher übliche Rechnung voll bestehen bleiben, die Zuschläge werden erst nach Abschluß der Rechnung gemacht und können ohne weiteres für ältere Untersuchungen nachgeholt werden.

Liegen für ein Schiff nun Modellversuche und Probefahrten vor, so muß der der Maschinenleistung entsprechende Gesamtwiderstand vermindert um die von Herrn Kempf (Punkt 6) aufgeführten Zuschläge sich mit dem nach Froude errechneten Gesamtwiderstand vermehrt um den der Schiffsrauigkeit entsprechenden Zuschlag zum Reibungswiderstand decken.

Werden Versuche „Modell mit Schrauben“ mit Anwendung von Reibungsabzug gemacht, so muß der Reibungsabzug dem Zuschlag entsprechend vermindert werden. Soweit nicht Kavitation in Frage kommt, müßte für gewöhnlich das kontinentale Verfahren „Modell mit Schraube“ [4] bei Reibungsabzug nach Froude zu kleine Leistungen d. h. positive Zuschläge, daß englische Verfahren (self propulsion point) dagegen zu hohe Leistungen d. h. negative Zuschläge bedingen.

Ich bitte nun um Stellungnahme zu folgenden Fragen, die sich nur auf Schiffe mit noch nicht-kavitierenden Schrauben beziehen oder bei denen der Kavitations-einfluß berücksichtigt ist:

1. Decken sich nach Ihren Erfahrungen die aus dem Modellversuch mit oder ohne Schrauben nach Froude errechneten Leistungen, wenn nur Zuschläge für Luftwiderstand und Wellengang gemacht werden, mit den Probefahrtsergebnissen?
2. Sind Ihnen Fälle bekannt, daß die aus dem Self-Propulsion-Point errechnete Leistung für das Schiff größer als die Probefahrtsleistung war?
3. Sind Sie der Ansicht, daß die Nichtübereinstimmung von Modellversuch und Probefahrt in der Hauptsache auf der Berechnung des Reibungswiderstandes beruht?
4. Sind Sie der Ansicht, daß der verstärkte Reibungswiderstand durch die Anwendung der Prandtischen Arbeit richtig erfaßt wird?
5. Wie müßten die Rauigkeiten der Außenhaut der einzelnen Schiffsarten etwa den Rauigkeiten der einzelnen Korngrößen k zugeteilt werden?

Ich mache in bezug auf die letzte Frage folgenden Vorschlag:

- a) Rauigkeit entsprechend $k=0,1$
Sportboote, Schnellboote, Torpedoboote
- b) Rauigkeit entsprechend $k=0,15$
Bärdampfer, kleine Kreuzer
- c) Rauigkeit entsprechend $k=0,2$
Postdampfer, Schnelldampfer, große Kreuzer und Schlachtschiffe
- d) Rauigkeit entsprechend $k=0,25$
gewöhnliche Handelsschiffe und Schlepper
- e) Rauigkeit entsprechend $k=0,3$
Handelsschiffe bei wenig sorgfältiger Arbeitsausführung

Zahlentafel I

Reibungszuschläge für Schiffe

nach Prandtl (Werft, Reederei, Hafen 1934 S. 4) mit einer Rauigkeit entspr. Korngröße $K = 0,1$ gegenüber den $EPS_{Reibg.}$ nach Froude.

$$EPS_{Prandtl} : EPS_{Froude} \times 100$$

Schiffslänge L in m	Schiffsgeschwindigkeit V in Kn.																	
	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30	32	34	40	45	50
10	15	21	27	32	36	40	43	47	50	53	55	58	60	62	64	69		
15	10	16	21	26	31	35	38	42	44	47	50	52	54	57	58	64	68	
20	7	12	18	22	27	31	34	37	40	43	46	48	50	53	54	59	63	66
30	3	8	13	17	21	25	28	31	34	36	39	41	43	45	47	52	56	59
40	0	5	9	13	17	21	24	27	30	32	34	36	38	40	42	47	51	54
50	-3	2	6	10	14	17	21	23	26	28	30	32	34	36	38	42	46	50
75	-8	-3	1	5	9	12	15	17	19	22	24	26	27	29	31	35	39	42
100	-11	-7	-3	1	4	7	10	13	15	17	19	21	23	25	26	31	34	38
125	-14	-9	-5	-2	1	4	7	10	12	14	16	18	20	22	23	28	31	35
150	-16	-11	-7	-4	-1	2	5	8	10	12	14	16	18	19	21	25	29	32
175	-17	-13	-9	-6	-3	0	3	5	8	10	12	13	15	17	18	23	26	29
200	-18	-14	-11	-7	-4	-1	1	3	6	8	10	11	13	15	16	21	24	27
250	-20	-16	-13	-9	-6	-3	-1	1	3	5	7	9	11	12	13	18	21	24
300	-22	-18	-15	-11	-8	-5	-3	-1	1	3	5	7	9	10	11	15	18	21

Zahlentafel 2

Reibungszuschläge für Schiffe

nach Prandtl (Werft, Reederei, Hafen 1934 S. 4) mit einer Rauigkeit entspr. Korngröße $K=0,2$ gegenüber den $EPS_{Reibg.}$ nach Froude.

$$EPS_{Prandtl} : EPS_{Froude} \times 100$$

Schiffslänge L in m	Schiffsgeschwindigkeit V in Kn.																	
	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30	32	34	40	45	50
10	31	39	46	52	57	61	66	69	73	76	78	81	84	86	88			
15	26	34	41	47	52	56	60	63	66	69	72	74	76	78	80	85		
20	23	31	37	43	48	52	56	59	62	65	67	70	72	74	76	81	85	
30	17	24	31	36	41	45	48	51	54	67	59	61	63	65	67	72	75	78
40	13	20	26	31	36	40	43	46	49	51	54	56	57	59	61	66	69	72
50	9	16	22	27	31	35	38	41	44	46	49	51	52	54	56	60	63	67
75	3	10	15	20	24	27	31	34	36	39	41	43	44	46	48	52	56	59
100	-1	5	10	15	19	23	26	29	31	34	35	37	39	41	42	47	50	53
125	-3	2	7	12	16	20	23	26	28	30	32	34	36	37	39	43	46	49
150	-5	0	5	9	13	17	20	23	25	27	29	31	33	34	36	40	43	46
175	-7	-2	3	7	11	15	18	21	23	25	27	29	31	32	34	38	41	44
200	-9	-3	2	6	10	13	16	19	21	23	25	27	29	31	32	37	40	43
250	-11	-5	0	4	8	11	14	16	18	20	22	24	26	28	29	33	36	39
300	-12	-7	-2	2	6	9	12	14	16	18	20	22	23	25	26	30	33	36

Zahlentafel 3

Reibungszuschläge für Schiffe

nach Prandtl (Werft, Reederei, Hafen 1934 S. 4) mit einer Rauigkeit entspr. Korngröße $K = 0,3$ gegenüber den $EPS_{Reibg.}$ nach Froude.

$EPS_{Prandtl} : EPS_{Froude} \times 100$

Schiffslänge L in m	Schiffsgeschwindigkeit V in Kn.																		
	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30	32	34	40	45	50	
10	43	53	61	67	72	77	81	85	88	91	93	96	98	100					
15	37	46	54	60	65	69	73	77	80	83	86	88	90	92	94	99			
20	33	42	49	55	59	64	68	71	74	77	79	82	84	86	88	93	97		
30	28	36	43	48	53	57	61	64	67	70	72	75	77	79	80	85	89	92	
40	24	31	38	42	47	51	55	58	61	63	66	68	70	72	73	78	82	85	
50	20	27	33	37	42	45	49	52	55	57	60	62	64	66	67	72	75	78	
75	12	19	25	30	34	38	41	44	46	48	50	52	54	56	57	62	65	68	
100	8	15	20	25	29	32	36	38	41	43	45	47	49	51	52	56	60	63	
125	5	12	17	22	25	29	32	34	37	39	41	43	45	47	48	52	56	58	
150	3	9	14	19	22	26	29	31	34	36	38	39	41	43	44	48	52	54	
175	1	7	12	16	20	23	26	29	31	33	35	37	39	41	42	46	50	52	
200	- 1	5	10	14	18	21	24	27	29	31	33	35	37	39	40	44	48	51	
250	- 3	3	8	12	16	19	22	25	27	29	31	33	35	36	38	41	45	48	
300	- 5	1	6	10	14	17	20	23	25	27	29	31	33	34	36	39	42	45	

f) Außerdem kann man bei allen Schiffen für jede Woche nach der letzten Dockung zur Bestimmung des Reibungswiderstandes die nach obigem wahrscheinliche Korngröße der Rauigkeit k um 0,025 vergrößern.

Schrifttum.

- [1] Bericht Baker, Paris 1935: On Froude's Constants for Skin Friction.
- [2] Prandtl, Reibung an rauhen Platten.
Werft Reederei Hafen 1932, H. 14; 1934, H. 1.
- [3] Weitbrecht, Widerstandsbeiwerte von Modellfamilien.
Schiffahrtstechnische Forschungshefte 1933, H. 2 Abb. 10 und 11.
- [4] Bericht Troost, Paris 1935: Trials with internally propelled models.

b) Bemerkungen und Antwort von Herrn Yamagata.

Before answering the questions put to us by Dr. Weitbrecht in the circular No. 1, I should explain in details our method of self-propulsion tests for routine work. The method is so-called "Continental" one and the frictional resistances of both the model and ship are calculated by R. E. Froude's formula. But, at the determination of the amount of the tow rope force to be applied to model at self-propulsion test, the frictional resistance of ship thus calculated is multiplied by a factor ϵ , which has no theoretical meaning and is only the empirical allowance for the scale effects of appendages, propellers, etc., as well as the underestimated value of the frictional resistance of ship hull by Froude's formula. Comparing carefully so many tank results and corresponding sea trials, we found that the most important item which affected the amount of the allowance factor ϵ could generally be considered as the length of ship, namely the value of ϵ quickly at first and then gradually fell off with the increase of the length of ship. The values of ϵ thus obtained are tabulated below:—

Ship length in m.	ϵ	Ship length in m.	ϵ
10	1.760	110	1.033
20	1.620	120	1.025
30	1.490	130	1.019
40	1.372	140	1.015
50	1.270	150	1.012
60	1.190	160	1.010
70	1.131	170	1.008
80	1.091	180	1.006
90	1.063	190	1.004
100	1.045	200	1.003

We always call the tow rope force to be applied to model in the direction of or opposite to run "correction for scale effects" and never call it "friction correction", because, as described before, it could not be said to be the correction only for so-called skin friction.

Ship models are used to be made 6 m. long as far as the circumstances, such as the capacity of inboard propeller dynamometer, permit. Owing to the comparatively high engine-power of smaller ships, the lengths of their models have often been under 6 metres. The average lengths of the models, which have been tested at our Tank for routine work, are tabulated below:—

Ship length in m.	Average length of model in m.	Average scale of model.
10	2.8	1/3.6
20	3.5	1/5.7
30	4.2	1/7.1
40	4.8	1/8.3
50	5.3	1/9.4
60	5.6	1/10.7
70	5.8	1/12.1
80	5.9	1/13.6
above 90	6.0	under 1/15.0

The self-propulsion tests are carried out on the models, which are always fitted with all appendages, without any artificial means for inducing turbulent flow¹). Directly from the results thus obtained, D.H.P. and number of propeller revolutions of actual ships are calculated by Froude's method, and assuming arbitrarily the frictional losses between propeller and engine to be 1.05 and 1.03 for the ships with their engines amidships and aft respectively, B.H.P. of engines are predicted. At the sea trials the frictional losses at bearings have often been measured by our Tank staff by means of two torsion-meters fixed at the shafts just before stern tube and just abaft thrust block. Of course, the measured percentage losses of different ships differ materially, and even for one and the same ship they vary with the loading conditions. The latter fact could easily be observed by reading the rise of the temperature of lubricating oil in bearings at sea trials.

ad Question 1. — As reported to Paris Conference²), S.H.P. measured by us by means of torsion-meters at the sea trials carried out under lightly loaded conditions, when corrected for wind, tidal current, etc., have in general coincided with those predicted by the above-mentioned method. But, S.H.P. obtained from the sea trials at fully loaded conditions, which are usually carried out only for oil-tankers, are generally a few per cent. higher than those predicted. Though this fact tells us that the allowance factor ε should be modified by considering the loading conditions, or more broadly speaking, ε should take account of hull form, we have not yet found any definite law for this modification, owing to a few reliable trial data at hand. It is a matter of course that, when S.H.P. measured exactly coincide with those predicted, the actual revolutions of propellers are generally a few per cent. higher than those predicted, especially for single-screw ships.

ad Question 2. — I would like to answer this question by the above explanation of our method of self-propulsion tests for routine work. According to our practice, when the calculated correction for scale effects is positive (negative), the tow rope force is applied to model in the direction of (opposite to) run, and when it becomes null by chance, the model should be tested at what is known as the model point of self-propulsion.

ad Question 3. — Though the most important cause of the disagreement between tank results and sea trials could generally be said to be the underestimation of the frictional resistance of actual ships, I do not necessarily think that the disagreement experienced by us is chiefly due to skin friction.

ad Question 4. — I support heartily Dr. Weitbrecht's proposal of adopting Dr. Prandtl's work in the prediction of the frictional resistance of ships, because we should improve the present method of tank tests on the theoretical basis. But, I am anxious at the too remarkable variation of the value of α with the speed of ship. It will be interest to compare the values of two factors α and ε , though these two have different physical meanings. The following table shows the comparison at the average trial speeds of ships at their normal engine-powers.

Ship length in m.	Average trial speed at normal engine-power in knots.	α		ε
		$k=0.2$	$k=0.3$	
10	10.2	1.465	1.614	1.760
15	10.3	1.419	1.547	1.689
20	10.5	1.387	1.502	1.620
30	10.8	1.332	1.450	1.490
50	11.5	1.257	1.363	1.270
75	12.4	1.208	1.308	1.109
100	13.6	1.183	1.282	1.045
150	19.6	1.219	1.310	1.012

ad Question 5. — Dr. Weitbrecht's idea of classifying the various kinds of ships from the roughness point of view may be said to be quite useful for practical

¹) International Conference of Tank Superintendents, The Hague, Juli 13th and 14th, 1933, p. 59.

²) Congrès international des directeurs de bassins, Paris, 1935, p. 175.

purposes. But, for the accurate value of k for each kind of ships, we should wait for the further experimental results, such as suggested at the end of Dr. Prandtl's paper of 1934.

c) Antwort von Herrn M. P. Payne.

Ad 1. The agreement between the power on ship trials and that deduced from model experiments with or without screws when the results are corrected by Froude's method and additional allowances made for air resistance and sea wave resistance only, is fairly close in destroyers and cruisers, but less so in capital ships. Taking an average of all classes of warship, the comparison suggests that about 6 per cent less power would be required than that actually measured on the ship trials. The difference of 6 per cent may be due to one or more errors in various factors, including the bearing friction of the shafts, air resistance, seawave resistance, appendage resistance, augmented hull resistance, estimate of screw efficiency of ship propellers, and errors in trial records. The difference is small enough to be within the margin of accuracy of the estimate of most of these relevant factors, but it is logical and perhaps correct to seek the explanation in the two factors that, by virtue of their greatest magnitude, have the most important influence on the result, namely hull resistance and screw propeller efficiency.

On the whole, there are some grounds for supposing, perhaps correctly, perhaps not, that greater confidence can be reposed in the estimate of screw efficiency than of hull resistance. The evidence is to some extent circumstantial, but suggests that the hull resistance as estimated from model experiments by Froude's method is slightly on the low side, except in the longest ships where it appears to give powers that are higher than those measured. This general conclusion is broadly endorsed by results of ship trials, in which the propeller thrust has been measured, but here again the issue is confused by uncertainties, including in some cases serious errors in the apparatus for recording thrust.

Ad 2. The power obtained on trial of the three largest battlecruisers in H. M. Navy, namely "Hood", "Renown" and "Repulse", was less than was inferred from the model experiments. The thrust deduced from the model results was less than that deduced from the model resistance corrected by Froude's method. The lengths of the ships concerned are: "Hood" 850 ft., "Renown" and "Repulse", each 798 ft., and these trial results suggest the possibility that the skin friction coefficients for these long lengths may be less than stated by Froude.

Ad 3. The slight lack of agreement that exists between model experiments and warship trials may well be due to slight errors in the estimate of skin friction by R. E. Froude's constants. This statement is one of opinion, rather than of proven fact, but is supported by certain circumstantial evidence, as outlined in ad 1 above. For ships of length of about 700 ft. and below, Froude's constants give a ship resistance which appears to be slightly on the low side, and for ships of length in excess of 800 ft., the ship resistance appears to be exaggerated. The differences, at the worst, are not large and could be rectified by slight revision of the constants, but bearing in mind the importance of continuity in estimating, no change is recommended at present.

Ad 4. The increase of resistance as suggested by Prandtl's work tends to overestimate the resistance of warships at high speeds and underestimate it at low speeds. This opinion is based on the results of speed trial analysis. Excluding the increase of resistance due to wind and sea conditions, the average percentages of the estimated total EHP to the deduced trial values for various classes of ships are as follows:— Capital ships 86%, Cruisers 91%, Destroyers 90%. Making an allowance of 5% for wind and sea conditions these figures become 91%, 96%, 95%, and apply over quite a large speed range. Thus a greater percentage increase of skin friction to give the ship power is required in the larger and slower ships, possibly on account of the skin friction then forming a greater proportion of the total resistance. These results indicate that Prandtl's curves require modification to some extent, but it would be preferred to await further evidence, such as a number of reliable thrust measurements on trial before commenting further on this aspect of the work.

Ad 5. The sizes of grain suggested for destroyers, small and large cruisers, battlecruisers and battleships, and the effect of the appropriate roughness coefficient on the resistance of the vessels has been investigated, and the results are given in table below. It would appear that the size of grain proposed gives in all cases a greater increase in resistance at the full speeds than is inferred as appropriate from speed trial results. At half the full speeds the increase of resistance suggested is still greater than the results of speed trial analysis indicate (except in the case of battleships), but to a much less extent than at the full speeds. In the case of battleships at half full speed the increase should be a trifle greater than that suggested.

It would thus appear that if the curves were modified to follow a different speed law, sizes of grain could be chosen which would fit the various classes of ship over the whole of the speed range. In the case of battleships, battlecruisers and cruisers, a grain of size $k=0.1$ would appear more appropriate than $k=0.2$.

The suggested increase in grain size to take account of fouling is in fair accord with the usual Admiralty allowance of $\frac{1}{2}\%$ per day in warm waters, but for ships operating in temperate waters the increase in grain size should be reduced to one-half of the value suggested.

S.F.

Ship	Full Speed $\frac{V}{\sqrt{L}}$ (knots) (feet)	Size of grain k	Increase of total EHP above Froude %	Size of grain k	Increase of total EHP above Froude %
Battleship	0.85	0.2	13.2	0.1	3.8
	0.42		3.8		-6.0
Battlecruiser	1.1	0.2	16.2	0.1	6.9
	0.55		8.8		-2.4
Cruiser	1.3	0.2	12.0	0.1	6.3
	0.65		11.0		0
Destroyer	2.0	0.1	10.4	0.1	10.4
	1.0		6.7		6.7

91%
96%
95%

d) Antwort von Herrn Troost.

Zu 1. Nach unseren Erfahrungen decken sich im allgemeinen die aus dem Modellversuch mit oder ohne Schrauben nach Froude errechneten Leistungen, wenn nur Zuschläge für Luftwiderstand und Wellengang gemacht werden, nicht mit den Probefahrtsergebnissen.

Zu 2. Bei Torpedobootzerstörern ist so ein Fall bei uns einmal vorgekommen.

Zu 3. Ja.

Zu 4. Vorläufig sind wir der Ansicht, daß die vorgeschlagene Methode der Anwendung der Prandtl'schen Arbeit gute Aussichten hat.

Zu 5. Dem Vorschlag über die Zuteilung der Korngrößen k können wir als vorläufige Grundlage beistimmen, mit der Bemerkung, daß größeren Tankern und Handelsschiffen, auf erstklassigen Werften erbaut, nach unserer Erfahrung die Korngröße $k=0,2$ zuzuteilen wäre und als größte k für werftneue Schiffe $0,25$ anzunehmen wäre.

e) Antwort von Herrn Dr. Kempf.

Zu 1. Die aus den Modellversuchen nach Froude errechneten Leistungen decken sich mit den Probefahrtsleistungen, wenn die Modellgröße so gewählt war, daß die Unterschätzung des Schiffswiderstandes nach Froude und die Unterschätzung des Propellerwirkungsgrades infolge des Maßstabeffektes sich gegenseitig aufheben, was bei mittleren Handelsschiffen und Kriegsschiffen bei Modellgrößen zwischen 4 und 5 m etwa zutreffen mag. Die nach Froude errechneten Schraubenschübe sind in den uns bekannten Fällen stets niedriger gewesen als die auf dem Schiff gemessenen Schraubenschübe.

Zu 2. liegen keine Erfahrungen vor.

Zu 3. Die Unterschiede in den errechneten und gemessenen Schraubenschüben liegen nach unserer Ansicht in der Hauptsache an der Reibungsbewertung.

Der Grund dafür, daß auch nach Froude ohne besondere Reibungskorrektur die Probefahrtsleistung häufig mit der aus dem Modellversuch errechneten Leistung übereinstimmt, liegt nach unserer Ansicht lediglich am Maßstabseffekt der Schrauben. Dies bestätigen unsere Erfahrungen bei den großen Schnelldampfern.

Zu 4. Das Sandrauhigkeitsgesetz von Prandtl läßt sich vermutlich auch für Schiffsrauhigkeit anwenden.

Zu 5. Die Einordnung von Schiffsrauhigkeiten in die Sandrauhigkeiten hängt nicht nur von der Art und Größe der Schiffe ab. Die vorliegenden auswertbaren Messungen lassen vermuten, daß die Schiffsrauhigkeiten sauberer Schiffe zwischen 0,15 und 0,30 Sandrauhigkeit liegen abhängig von:

- a) Dicke der Niete und Platten,
- b) Art der Bauausführung, Stöße und Nähte,
- c) Korn und Behandlung des Farbanstriches (Streifen- und Blasenbildung),
- d) Zustand der Plattenoberfläche, die mit der Zeit rostnarbig wird.

Die hierdurch entstehenden Unterschiede im Reibungswiderstand können bis zu 20% betragen.

f) Bemerkungen und Antwort von Herrn Burkhardt.

Der von den Versuchsanstalten und Wissenschaftlern heute eingeschlagene Weg, die verschiedenen Faktoren bei der Übertragung im einzelnen zu erforschen, ist begrüßenswert. Es muß jedoch betont werden, daß die Ergebnisse dieser Forschung noch nicht genügen, dem Praktiker einwandfreie Unterlagen zur Konstruktion zu geben. Der Wert dieser Forschungsarbeit wird dadurch nicht geschmälert, haben doch die gewonnenen Erkenntnisse die Erklärung manches Sonderfalles ermöglicht.

Für die Marine ist heute noch folgender Weg der Übertragung der zuverlässigste. Die Probefahrtsleistung wird unter Zugrundelegung der EPS nach dem Versuch mit nacktem Modell und durch Vergleich mit Erfahrungswerten aus Meilenfahrten mit ähnlichen Schiffen, also $\eta = \frac{\text{EPS}}{\text{WPS}}$ bestimmt. Dieser Wirkungsgrad η umfaßt alle Faktoren, die bei der Übertragung zu berücksichtigen sind. Hier wird es für wichtig gehalten, die Größenordnung einiger Faktoren auf Grund von Versuchen mit dem großen Schiff festzustellen, d. h. besonders die Meßeinrichtungen für Leistung, Schub, Drehmoment, Propellerwirkungsgrad und Drehzahl zu vervollkommen.

Zu den Fragen ist folgendes zu bemerken:

Zu 1. Nein!

Zu 2. Nein! (Die für das OKM arbeitenden Anstalten verwenden den Froudeschen Reibungsabzug.)

Zu 3. Der Rauigkeitseinfluß wird im wesentlichen die Nichtübereinstimmung zwischen Modellversuch und Probefahrt ausmachen.

Zu 4. Die Anwendung der Prandtlschen Arbeiten über rauhe Platten mag den Verhältnissen zur Zeit am nächsten kommen. Meilenfahrten mit einem mit Balanen bewachsenen Schiff deuten ein quadratisches Widerstandsgesetz an, wie es auch für rauhe Platten durch die Prandtlschen Arbeiten festgestellt wurde.

Zu 5. Die gestellte Frage kann nicht beantwortet werden, solange nicht die Größenordnung der übrigen Faktoren von η einigermaßen sicher bekannt ist.

g) Antwort von Herrn J. F. Allan.

Ad 1. From Messrs Denny's experience the power predicted for M. M. Trial from Model tests with screws, using the S.F.C. method and making allowance for air resistance, bilge keels etc., agrees well with that measured on the new clean-painted ship in a flat calm.

The diameter of model propellers in tests referred to varies from 0.35' to 0.50' for twin screw vessels and is about 0.66' for single screw vessels.

Ad 2. One reliable case is known where the measured power was about 7.5% less than the predicted power.

The particular case referred to as giving 7½% less than the predicted power had model propellers 0.4' diameter and was a 14' model of a 175' vessel doing about 15 knots.

Ad 3. As a large discrepancy between prediction and ship does not generally occur in our experience, the need for increasing the friction power as obtained by using Froude's coefficients is not felt. We are aware that bad paint surface or deterioration of surface has a large adverse influence on the power. Naturally, therefore, where discrepancy exists it may be attributed to surface friction but in our experience such a general conclusion for all cases is not justified either from power or thrust measurement. It may also be remarked that apart from error in measurement small differences between ship and model may be due to unknown scale effect in the propeller and wake.

Ad 4. The general scheme outlined in the circular and in Dr. Kempf's paper is extremely interesting and appears to be sound in principle.

Ad 5. Consequent on the foregoing we find the additions arising from the suggested k values much larger than anything in our experience.

h) Antwort von Herrn General Rota.

Ad. 1. Non si hanno dati precisi per ogni tipo di nave; per grandi transatlantici la PCA determinata in mare è risultata, in due casi analoghi, aumentata del 18% rispetto a quella determinata nelle prove alla Vasca in esperienze di autopropulsione — si deve ritenere come massime.

Ad. 2. Nei limiti delle osservazioni fatte non avvenne mai. PCA_{vasca} fu sempre $< PCA_{mare}$.

Ad. 3. La discordanza può dipendere dalla sotto valutazione della resistenza d'attrito, ma vi sono altre cause che vi concorrono, principalmente la resistenza dell'aria, la resistenza delle appendici considerate non tutte nelle esperienze alla Vasca, la rugosità effettiva causa la pitturazione non omogenea, l'uso del timone per le correzioni di rotta, l'eventuale non perfetta simmetria della carena e delle appendici.

Ad. 5. E' questione di apprezzamento. Allo stato attuale non si hanno dati per appoggiare del tutto la proposta. In conclusione il costruttore che deve rispondere della riuscita della nave darà a suo criterio l'aumento che egli ritiene conveniente al valore di PCA_{vasca} per tener conto di tutte le eventuali sottovalutazioni.

i) Antwort von Herrn Accame.

Ad 1. — Le prove di autopropulsione eseguite con modelli di navi militari di superficie di lunghezza di m. 5—5,50 con tutte le appendici corrispondono soddisfacentemente ai risultati delle prove in mare. Le prove di autopropulsione vengono eseguite col sistema continentale e con la correzione di attrito secondo il metodo Froude. Normalmente, a titolo indicativo, le prove vengono eseguite anche senza correzione di attrito.

Si ritiene che una correzione sia indispensabile nelle prove di autopropulsione di navi sommergibili. In qualche caso pratico si è conseguita una soddisfacente corrispondenza fra prove di autopropulsione e prove in mare di sommergibili quando le prove di autopropulsione erano state eseguite applicando alle PCE, determinate mediante prove di rimorchio, una maggiorazione del 25—30% in emersione e del 30—35% in immersione.

Ad 2. — No, o quanto meno in misura così modesta da potersi ritenere assorbita negli errori di osservazione.

Ad 3. — Non si hanno elementi sufficientemente sicuri per esprimere un parere in merito. Sembra, tuttavia, che possa affacciarsi la ipotesi che le discrepanze che

vengono accusate da molti sperimentatori fra i risultati delle prove alla vasca ed in mare abbiano origine da un effetto di scala la cui natura non è nota.

Ad 4. — Non si sono fatte pratiche applicazioni del sistema di valutazione della resistenza di attrito in base agli studi di Prandtl.

Ad 5. — Non si hanno elementi per esprimere un parere circa i valori proposti per tener conto della ruvidità superficiale.

Per quanto riguarda la possibilità di tener conto dello incremento di ruvidità superficiale per sporcizia di carena, si ritiene che questa ultima sia funzione, oltre che del tempo di permanenza in mare, di troppi altri fattori di natura climatica e biologica per poter essere riferita con un coefficiente costante al tempo trascorso dal carenamento.

k) Bericht von Herrn Dr. Weitbrecht.

Die auf das Rundschreiben I eingegangenen Antworten haben gezeigt, daß

a) Zuschläge zu den nach Froude bestimmten Werten in den meisten Fällen über den Windwiderstand hinaus gemacht werden;

b) diese Zuschläge häufig weniger als Zuschläge für gegenüber Froude erhöhte Reibung, sondern allgemeiner als Ausgleich von irgendwelchen Maßstabeinflüssen betrachtet werden;

c) Änderungen an der vorgeschlagenen Verteilung der einzelnen Schiffsarten auf die verschiedenen Korngrößen gewünscht werden, auch wenn dem vorgeschlagenen Verfahren grundsätzlich zugestimmt wird.

Insbesondere die von Herrn Payne, Haslar, und Herrn Yamagata, Tokyo, für notwendig erachtete Höhe der Zuschläge berechtigt zu der Anschauung, daß die Höhe der Zuschläge nicht nur von der Reibung, sondern auch von der Länge des Modells, dem Durchmesser der Modellschraube und dem bei einem Versuche „Modell mit Schraube“ verwendeten Arbeitsverfahren abhängig ist.

Wird z. B. der Wirkungsgrad des Vortriebs durch Bestimmung des Self-propulsion-point, und zwar ohne Reibungsabzug ermittelt, so ist die Schraubenbelastung beim Modell in diesem Zustand wesentlich größer als bei Einführung eines Reibungsabzugs. Der Wirkungsgrad wird im ersteren Falle schlechter, d. h. aber die Gesamtleistung, berechnet nach einem solchen Modellversuch, ist größer als bei Verwendung eines Verfahrens mit Reibungsabzug; der benötigte Zuschlag, um auf Probefahrtswerte zu kommen, wird natürlich dann kleiner.

Ebenso wird der Reibungsabzug im Verhältnis zum Gesamtwiderstand immer größer, je kleiner der Modellmaßstab und damit das Modell wird. Je kleiner der Modellmaßstab, um so größer die Überlastung der Modellschraube im Self-propulsion-point, um so schlechter der Wirkungsgrad und um so kleiner der benötigte Zuschlag.

Es ist ferner wahrscheinlich, daß bei Verwendung von Modellschrauben unter 120 mm \varnothing Maßstabeinflüsse auftreten, die eine ungenügende Berücksichtigung der tatsächlichen Reibung ausgleichen.

Herr Yamagata, Tokyo, erwähnt, daß die von ihm benutzten Zuschläge sehr gut die notwendige Leistung für das Schiff im unbeladenen Zustand treffen, daß aber stärkere Zuschläge erforderlich sind, um die richtige Leistung für das Schiff im beladenen Zustand zu treffen. Ich vermute den Grund dieser Feststellung in einem verstärkten Maßstabeinfluß der Modellschraube bei nicht völliger oder ungenügender Tauchung am Schiff in leichtem Zustand, gegenüber den Verhältnissen bei beladenem Schiff.

Einen Anhalt, ob Maßstabeinflüsse bei der Schraube vorliegen, bietet stets der Gesamtwirkungsgrad des Vortriebs im Vergleich mit dem möglichen Wirkungsgrad der Schraube, sobald feststeht, daß beim Schiffsmodell keine laminaren Maßstabeinflüsse mehr zu befürchten sind.

Das Ergebnis der Rauigkeitsuntersuchungen, das Herr Kempf im März 1937 vor der INA vorgetragen hat, geht ferner dahin, daß

a) die Rauigkeit der Schiffsaußenhaut wie eine Sandrauigkeit wirkt, d. h. daß der Reibungswiderstand bei den üblichen Geschwindigkeiten dem quadratischen Gesetz folgt;

b) mit einer Korngröße der Rauigkeit von 0,15 bis 0,25 mm die Vermehrung des Reibungswiderstandes an einer gut gestrichenen Schiffsaußenhaut gegenüber der glatten Platte durch die Prandtl'schen Zahlen ziemlich genau erfaßt wird.

Bleibt man sich bewußt, daß die hier ermittelte Korngröße nicht eine tatsächliche Korngröße, sondern nur eine Vergleichsgröße ist, die dem Gesamtzustand der Außenhaut entspricht im Vergleich zu den Versuchen von Nikuradse, so ist nichts gegen die Durchführung der Rechnung einzuwenden.

Ich stelle daher folgende Sätze zur Entscheidung:

1. Ob bei der Umrechnung von Modellversuch auf Großausführung für Probefahrt in ruhiger See bei Verwendung der Zahlenwerte von Froude außer für Luftwiderstand weitere Zuschläge gemacht werden müssen, hängt von der Größe des verwendeten Modells und dem Durchmesser der Modellschraube ab.

2. Bei Verwendung von Modellen über 5,0 m Länge wird der Maßstabeinfluß für den Schiffskörper gering. Die Vergrößerung der Reibung an einer Schiffsaußenhaut gegenüber einer glatten Oberfläche wird bei Einordnung der einzelnen Schiffarten in bestimmte Rauigkeitsklassen durch die Prandtl'schen Arbeiten gut erfaßt.

Bei Verwendung von Modellschrauben mit einem Durchmesser kleiner als 120 mm treten leicht Maßstabeinflüsse beim Vortrieb auf.

Die einzelnen Schiffarten können etwa folgendermaßen aufgeteilt werden:

- a) Rauigkeit entsprechend $k=0,1$
Sportboote, Schnellboote, Torpedoboote,
- b) Rauigkeit entsprechend $k=0,15$
Bäderdampfer, Kreuzer, Schlachtschiffe,
- c) Rauigkeit entsprechend $k=0,2$
Postdampfer, Schnelldampfer, gut gebaute Handelsschiffe,
- d) Rauigkeit entsprechend $k=0,25$
Handelsschiffe mit wenig sorgfältiger Arbeitsausführung, Schlepper,
- e) bei allen Schiffen muß man zur Bestimmung des Reibungswiderstandes für jede Woche nach der letzten Dockung die oben gegebene Korngröße k der Rauigkeit in warmen Gewässern um 0,02, in mäßig warmen Gewässern um 0,01 erhöhen.

Die Zuschläge der Zahlentafeln setzen Reibungswerte für das Modell nach Froude voraus.

1) Schlußbemerkung von Herrn Gawn.

. . . When formerly serving at Haslar under Mr. Payne 15 years ago, I had the advantage of occasional discussions with R. E. Froude and can fairly claim to have been brought up in the Froude tradition and have naturally great pride in his work. Froude himself was only too well aware that some day the occasion would arise for some revision of the skin friction constants. His method of obtaining the constants for the ship although rational was unscientific. Perhaps largely by accident they give results very near the truth and have served us well for nearly 70 years and cannot lightly be set aside. When however there is sufficient evidence to justify their replacement I would like to assure you that My admiralty colleagues and myself would welcome the new constants. . . .

F. Punkt 9:

Bestimmung des Mitstroms durch Versuch Modell mit Schraube.

a) Vorbemerkungen von Herrn Dr. Horn.

Auch hierfür habe ich ein neues Verfahren vorgeschlagen, dessen Grundlagen und Durchführung ich in der Zeitschrift „Schiffbau“ 1935 Nr. 18, 19 und 20 veröffentlicht habe. Auch hatte ich mir bereits erlaubt, Ihnen einen Sonderdruck zuzusenden.

Das Verfahren beruht im wesentlichen darauf, daß:

1. bei dem Vergleich von Freifahr- und Fahrzeugschraube von Gleichheit der Drehmomente ausgegangen wird, was ich in Abschnitt IV der genannten Veröffentlichung eingehend begründet habe;
2. zu seiner Durchführung bei ein und derselben Modellgeschwindigkeit mehrere Selbstantriebsfahrten bei verschiedenen Drehzahlen, d. h. bei verschiedenen Propellerbelastungen, vorgenommen werden müssen.

Für die zu diesem Verfahren gehörige Auswertung habe ich in der genannten Veröffentlichung mehrere Beispiele gebracht. Nachträglich hat sich herausgestellt, daß das Auswertungsverfahren noch verbessert, und zwar einerseits vereinfacht, andererseits genauer gestaltet werden kann. Letzteres ist aus dem Grunde wichtig, weil das Verfahren empfindlicher ist als das bisher übliche und daher auf möglichste Genauigkeit der Auswertung Wert gelegt werden muß. Der Gang des verbesserten Verfahrens, das sich im übrigen vollständig auf den in meiner Veröffentlichung entwickelten Grundlagen aufbaut, ist in einer demnächst in der Zeitschrift „Schiffbau“ erscheinenden Arbeit meines Mitarbeiters Dipl.-Ing. Dickmann enthalten. Von dieser Arbeit liegen jetzt bereits Sonderdrucke vor, und ich gestatte mir, Ihnen mit gleicher Post ein Exemplar zuzusenden. (Schiffbau 1936, S. 113).

Meine Bitte geht nun, gemäß der Empfehlung der Pariser Konferenz, dahin, Sie möchten auch Ihrerseits zu einer Nachprüfung des neuen Verfahrens beitragen, indem Sie:

1. soweit Sie bereits über Selbstantriebsversuche verfügen, bei denen ein und dieselbe Modellgeschwindigkeit bei verschiedenen Drehzahlen, d. h. verschiedenen Belastungen, gefahren worden ist, die Auswertung dieser Versuche nach den übersandten Unterlagen vornehmen;
2. in Zukunft Selbstantriebsversuche in möglichst zahlreichen Fällen in entsprechender Weise, d. h. für ein und dieselbe Modellgeschwindigkeit bei verschiedenen Drehzahlen bzw. Belastungen, durchführen und nach den übersandten Unterlagen auswerten;
3. mir die Versuchs- und Auswertungsergebnisse zur Verfügung stellen, damit ich sie zusammenfassend bearbeiten und einen Bericht darüber der nächsten Konferenz vorlegen kann.

Die Art und Weise der Auswertung geht aus den in der Arbeit von Herrn Dickmann enthaltenen durchgerechneten Beispielen klar hervor, so daß sich eine weitere Erläuterung erübrigt. Für die praktische Auswertung empfehle ich die unter Abschnitt B angegebene „Erste Lösung“, zu welcher die Abbildungen 8—13 und die Zahlentafeln IV—IX gehören. Ich möchte mir ferner noch erlauben, gemäß den Ausführungen auf Seite 6 dieser Arbeit besonders darauf hinzuweisen, daß im Interesse möglichst einwandfreier Ergebnisse die Zahl der bei ein und derselben Modellgeschwindigkeit gefahrenen und ihrerseits in genügend großem Abstand voneinander befindlichen Drehzahlstufen möglichst nicht weniger als 5 betragen sollte, und daß es außerdem auch sehr erwünscht wäre, den Fall Drehmoment gleich Null nach Möglichkeit in die Versuche mit einzuschließen.

b) Bericht von Herrn Dr. Horn.

1. Auf meine im Rundschreiben Nr. 2 vom Februar 1936 unter 2 enthaltene Anfrage sind mir dankenswerterweise die aus der Zusammenstellung ersichtlichen Ergebnisse von Schraubenversuchen mit Schiffsmodell bei verschiedenen Belastungen und gleicher Modellgeschwindigkeit zur Verfügung gestellt worden. Die von der Versuchsanstalt Wageningen und Teishinsho Tank Tokyo übersandten Unterlagen schlossen gleichzeitig die Auswertungen für die Mitstromermittlung sowohl nach dem bisher üblichen wie nach dem von mir und meinem Mitarbeiter Herrn Dickmann vorgeschlagenen neuen Verfahren ein, die von Wageningen außerdem direkte Mitstrommessungen mit Flügelrädern. Die Ergebnisse der Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau Berlin sind bei meinem Lehrstuhl ausgewertet worden. Weiterhin wären die in dem Bericht von Herrn Yamagata zu Punkt 11 (XIX) enthaltenen Ergebnisse von Schraubenversuchen für die Zwecke meiner Untersuchung eben-

falls wertvoll gewesen, ich habe von diesen aber wegen fehlender Hilfskräfte in der mir bisher zur Verfügung gestandenen Zeit leider keinen Gebrauch machen können.

Nähere Einzelheiten der in der Zusammenstellung enthaltenen Versuche und Auswertungen stehen auf Wunsch zur Verfügung.

2. Vor einer Erörterung der Auswertungsergebnisse muß ich mit Bezug auf die Spalten 15—17 vorwegnehmen, daß gewisse Merkmale der Ergebnisse der neuen Auswertung, die aus den wenigen mir für die Pariser Konferenz bzw. für meine Veröffentlichung in der Zeitschrift „Schiffbau“ im September/Oktober 1935 zur Verfügung stehenden Beispielen noch nicht in ausreichendem Maße erkennbar gewesen waren, jetzt aber bei dem größeren Umfange der Unterlagen doch ziemlich deutlich zutage traten, mir den Gedanken nahelegten, die in der obigen Veröffentlichung entwickelte Theorie noch einer weiteren Nachprüfung zu unterziehen. Ein wesentliches Merkmal bestand in folgendem: Einerseits beruht das neue Verfahren zu einem erheblichen Teil auf der Voraussetzung des Vorhandenseins einer Verdrängungsströmung, d. i. einer ohne Energieübertragung vom Schiffskörper auf das Wasser vor sich gehenden Strömung, und auf deren von der Reibungsströmung abweichenden Auswirkung auf die Auswertung des Schraubenversuchs. Andererseits ergab die Auswertung in der Mehrzahl der durchgerechneten Fälle eine verkehrte Richtung des Verdrängungsmittstroms, der bei einer in normaler Lage am Heck arbeitenden Mittelschraube offenbar positiv (nach vorn gerichtet) ausfallen muß. Wenn nun auch diese Unstimmigkeit zunächst teils auf die bisher noch nicht exakt zu erfassende Auswirkung der Wellenströmung, teils auch auf die für die Empfindlichkeit des Verfahrens zu großen Meßungenauigkeiten zurückgeführt werden konnte, so blieb es doch auffallend, daß auch in den mir neu zur Verfügung gestellten Beispielen nur sehr selten ein positiver Verdrängungsmittstrom sich ergab.

Die daraufhin von mir vorgenommene Nachprüfung führte zu einer Erweiterung der Theorie nach der Richtung, daß bei der Zurückführung der Fahrzeugschraube auf eine freifahrend zu denkende Ersatzschraube außer der bisher schon berücksichtigten Gleichheit der endgültigen mittleren Axialströmung nun auch die offenbar ebenfalls zu fordernde Gleichheit der Tangentialströmung Berücksichtigung fand. Die entsprechende Erweiterung der Theorie ist im Anhang unter I 3 enthalten und führt zu einer aus den anschließenden Ableitungen des Anhangs ersichtlichen wesentlichen Änderung in der Handhabung des Verfahrens. Für den ideellen Fall einer gleichförmigen Mitstromverteilung über den Strahlquerschnitt ergäbe sich nunmehr, daß die bisher vorwiegend übliche Ermittlung des mittleren Mitstroms aus dem Freifahrdiagramm mit Hilfe der Größe $K_S^* = \frac{S}{\rho n^2 D^4}$ (K_S -Verfahren) sogar als theoretisch exakt anzusehen wäre, und daß bei Vorhandensein einer Verdrängungsströmung die aus dem K_S -Verfahren einerseits, dem K_M -Verfahren andererseits abzuleitenden λ -Werte grundsätzlich, also auch ohne daß eine Ungleichförmigkeit der Strömung über den Strahlquerschnitt besteht, verschieden ausfallen müssen. Und zwar ist:

$$K_M = K_{Mf} (1 - \vartheta_v),$$

mit $K_M = \frac{M}{\rho n^2 D^5}$ und ϑ_v = Verdrängungssogziffer.

Die in Wirklichkeit vorhandene Ungleichförmigkeit der Mitstromverteilung über den Strahlquerschnitt bringt mit sich (vgl. Anhang unter II b), daß nunmehr

$$K_S = \xi_{as} \cdot K_{Sf}$$

zu setzen ist, mit ξ_{as} gleich einem zunächst unbekanntem Ungleichförmigkeitsfaktor. Für den entsprechenden Faktor ξ_{aM} bleibt die von mir in dem zitierten Aufsatz in der Zeitschrift Schiffbau gegebene Ableitung (Gleichung 40)

$$\xi_{aM} = 1$$

nach wie vor gültig. Da jedoch der Meßwert K_M im Vergleich zu K_{Mf} nach obigem mit dem ebenfalls zunächst unbekanntem Faktor $(1 - \vartheta_v)$ behaftet ist, ergibt sich die Folgerung, daß man, sofern man nicht, was nach wie vor zulässig bleibt, nach

*) Mit Rücksicht auf die vorangegangenen Veröffentlichungen sind die in diesen angewandten Bezeichnungen hier beibehalten worden.

dem Verfahren $M=0$ arbeiten kann, wiederum auf die Vornahme von Überlastversuchen angewiesen ist. Auch im übrigen geht die Ermittlung des einschlägigen Fortschrittsgrades λ auf genau gleichem Wege wie bisher vor sich, d. h. also auch mit den gleichen Hilfskurven v und v_f . λ ist jetzt jedoch nicht mehr identisch mit $\frac{v_p}{Dn}$, sondern es ist

$$v_p = v' (1 - \vartheta_v),$$

worin $v' = \lambda \cdot Dn$ die Fortschrittsgeschwindigkeit der Ersatzschraube relativ zu der Ersatzströmung darstellt.

Wie durch Vergleich mit meinem früheren Verfahren leicht ersichtlich, wechselt nunmehr ϑ_v und damit auch der Verdrängungsmittstrom sein Vorzeichen, und es erscheint damit eine wesentliche bisher bestehende Unstimmigkeit beseitigt. Die

hiernach ermittelten Mitstromwerte $\psi = \frac{v - v_p}{v}$ sind in Spalte 15 der Zusammenstellung eingetragen; sie fallen infolge des nunmehr meist positiven ϑ_v jetzt entsprechend größer aus als nach meinem bisherigen Verfahren. Nähere Erörterung siehe unter 3.

3. Erörterung des Verfahrens und der Ergebnisse.

Es bestätigt sich zunächst die bereits bei den Beispielen, die in meiner zitierten Veröffentlichung und der von Herrn Dickmann enthalten waren, gemachte Erfahrung, daß das Verfahren, da es mit den Ableitungen gewisser Meßkurven arbeiten muß, wesentlich empfindlicher ist als das übliche K_S - oder K_M -Verfahren, und es muß offen ausgesprochen werden, daß die bisher durchschnittlich erreichte Genauigkeit der Drehmomentmessungen nicht ausreicht, um das Ziel des Verfahrens, eine einwandfreiere Ermittlung des mittleren Mitstroms, mit der erforderlichen Sicherheit zu erreichen. Selbst bei der Auswertung der in Wageningen vorgenommenen Versuchsreihen, die besonders einwandfrei und wertvoll sind, weil sie sich über sehr große Belastungsbereiche erstrecken und daher die Kurven M über n mit verhältnismäßig großer Genauigkeit gezeichnet werden konnten, hat es sich nach der beigefügten Mitteilung dieser Versuchsanstalt (Seite 00) herausgestellt, daß trotzdem infolge der normalen Streuung der Drehmomentenmeßpunkte noch verhältnismäßig große Schwankungen in den Mitstromwerten (nach dem angeführten Beispiel 3%) möglich sind. Mit Verkleinerung des Belastungsbereichs wachsen diese Schwankungen bedeutend und erwächst für die Auswertung ein erheblicher Grad von Willkür. Beispielsweise müssen die von der Berliner Versuchsanstalt gefahrenen Belastungsbereiche als zu klein bezeichnet werden; auch die des Teishinsho-Tanks dürften wahrscheinlich noch nicht ausreichen. Bei dem gegenwärtigen Stand des Grades der Meßgenauigkeit der Drehmomentmessungen hat daher die Anwendung des Verfahrens nur Zweck, wenn der Belastungsbereich sehr groß gewählt wird. Außer der Stufe $M=0$ sind mindestens 6 Belastungsstufen notwendig. Ganz besonders anzustreben ist aber eine Steigerung der Genauigkeit der Drehmomentmessungen.

Vorbehaltlich der Unsicherheit, die unter vorstehenden Umständen hinsichtlich der Ergebnisse des neuen Verfahrens besteht — letzteres in der gemäß 2. verbesserten Form, Spalte 15—17, verstanden —, kann über diese Ergebnisse, bei denen ich die von Wageningen aus den angeführten Gründen in den Vordergrund stelle, im wesentlichen folgendes gesagt werden:

a) Mit zwei Ausnahmen (VWS-Versuchsreihen 1b und 4c) hat sich das Verfahren insofern gut durchführen lassen, als sich von der der Auswertung zunächst zugrunde liegenden Annahme $v_p = \text{konst.}$ in den Ergebnissen keine zu großen Abweichungen ergaben. Es ist daraus zu schließen, daß der wirksame Mitstrom von Belastungsänderungen anscheinend nur in unwesentlichem Maße abhängig ist.

b) Der Vergleich des aus dem neuen Verfahren erhaltenen Mitstroms mit dem aus dem K_S - bzw. K_M -Verfahren ergibt nach den meisten mir jetzt zur Verfügung gestellten Ergebnissen ziemlich einheitlich ein Höherliegen der ersteren über den letzteren; teilweise sogar, besonders bei den japanischen Versuchen und bei einigen der VWS Berlin, in ziemlich erheblichem Grade. Das hiervon stark abweichende Ergebnis des Versuchs Nr. 1333 der letzteren Anstalt ist wahrscheinlich infolge

nicht ausreichender Meßgenauigkeit als nicht einwandfrei zu betrachten. Es ergibt sich hiernach die wesentliche Tatsache, daß mit einem mehr oder weniger größeren Betrag des Mitstroms zu rechnen ist, als er nach den bisher üblichen Verfahren herauskommt. Die bisherigen Ergebnisse reichen aber für einen systematischen Vergleich der neuen mit den alten Mitstromwerten noch nicht aus.

c) Soweit sich nach den Ergebnissen des Wageningen-Tanks und des Versuchs 3 der VWS Berlin beurteilen läßt, stimmen, wie aus dem Vergleich der Daten in Spalte 13 und 14 hervorgeht, die aus $M=0$ erhaltenen Mitstromwerte mit denen der Überlastversuche in zufriedenstellendem Grade überein.

Übrigens reicht wegen der gemäß 2. einzuführenden geänderten Interpretierung der Auswertung neuerdings das Ergebnis des Versuchs $M=0$ für sich allein nicht aus, um den Gesamtmitstrom zu ermitteln, da nur die Größe v' (Fortschritts-
geschwindigkeit der Ersatzschraube) erhalten wird und die für die Errechnung von $v_p = v'(1 - \vartheta_v)$ außerdem erforderliche Größe $(1 - \vartheta_v)$ aus dem Versuch $M=0$ nicht entnommen werden kann. Trotzdem bleibt die Hinzunahme des Versuchs $M=0$ zur Kontrolle der aus den Überlastversuchen abgeleiteten v' -Werte nach wie vor erwünscht.

d) Mit der am Schluß von b angeführten Tatsache, daß sich jetzt höhere Mitstromwerte ergeben als nach dem bisher üblichen Verfahren, steht es nicht in Widerspruch, daß im Vergleich zu letzterem der aus direkten Mitstrommessungen (Mitstromrädchen, Pitotrohre) erhaltene nominelle Mitstrom häufig (vgl. die Wageningen Messungen Spalte 18 und 19) sogar noch kleiner ausfällt. Beispielsweise wird durch das Arbeiten der Schraube der Reibungswiderstand des Schiffskörpers und damit auch der Reibungsmittstrom vergrößert, in vielen Fällen wohl auch der Wellenmitstrom. Sonach sind die direkten Mitstrommessungen für die Auswertung von Schraubenversuchen nicht unmittelbar quantitativ verwendbar.

e) Soweit dies auf Grund der zur Verfügung stehenden Versuchsunterlagen möglich war (Versuche der VWS Berlin und von Wageningen), sind die gemäß 2. bzw. Anhang ermittelten Werte der Verdrängungssogziffer ϑ_v in Spalte 16 eingetragen. Hiernach scheint zunächst die Verdrängungsströmung im großen und ganzen nur eine ziemlich untergeordnete Rolle zu spielen, und es könnte daher der Schluß naheliegen, daß unter diesen Umständen das bisher übliche Verfahren in den Fällen als praktisch ausreichend anzusehen sei, in denen die aus K_S und K_M erhaltenen λ -Werte nicht nennenswert voneinander abweichen. Es ist aber zu bedenken, daß hierbei neben der Verdrängungsströmung noch die ungleichförmige

Verteilung des Mitstroms, gekennzeichnet durch $\xi_a = \xi_{as} = \frac{K_S}{K_{Sf}}$ (Spalte 17)*) eine Rolle spielt. Es kann somit trotz Gleichheit der Ergebnisse des K_S - und K_M -Verfahrens ein nennenswerter Einfluß der Verdrängungsströmung vorhanden sein, wenn gleichzeitig eine entsprechende Abweichung des Wertes ξ_a von 1 vorliegt, vgl. Versuchsreihe 7a der VWS Berlin. Jedenfalls aber wird man umgekehrt sagen können, daß, je mehr die Ergebnisse des K_S - und K_M -Verfahrens voneinander abweichen, sich um so mehr die Anwendung des genaueren Auswertungsverfahrens gemäß 2. bzw. Anhang empfiehlt. Dies wird beispielsweise regelmäßig bei in Düsen (Kortdüse!) arbeitenden Schrauben der Fall sein, da hierbei der Verdrängungsströmung eine sehr bedeutende Rolle zukommt.

f) Da die Versuche jeweils immer nur bei einer Fortschrittsgeschwindigkeit durchgeführt worden sind, gestatten die Ergebnisse keine Aussage über die Größe und den Einfluß der Wellenströmung. Im übrigen vermag hierüber das neue Verfahren auch grundsätzlich aus dem Grunde bisher keine Aussage zu liefern, weil durch die grundsätzliche, durch die Änderung des Wellenbildes bedingte Änderung der Mitstromziffer mit der Geschwindigkeit eine neue Unbekannte in die Gleichungen hineinkommt.

Im übrigen scheinen verschiedene Anzeichen darauf hinzudeuten, daß in dem von mir behandelten Falle veränderlicher Belastung bei konstanter Modellgeschwindigkeit die Anwendbarkeit des Verfahrens unter dem Vorhandensein der Wellenströmung nicht leidet. Es ist dies anscheinend so zu deuten, daß nur diejenige

*) Der eingetragene Wert von ξ_a entspricht einer mittleren Belastung.

Art der Strömung eine Sonderbehandlung bei der Auswertung zu erfahren hat, die ohne Energieübertragung zwischen Schiff und Strömung vor sich geht, d. h. also lediglich die Verdrängungsströmung. In diesem Sinne ist es also möglicherweise berechtigt, Reibungsströmung und Wellenströmung, weil mit Energieübertragung vom Schiffskörper her verbunden, bei der vorliegenden Auswertung als gleichartig zu behandeln. Jedoch sind nach dieser Richtung noch eingehendere Nachprüfungen erforderlich.

4. Vorschläge für Entscheidungen.

a) Das genaue von mir entwickelte und neuerdings noch korrigierte Verfahren zur Mitstromermittlung unter Zurückgehen auf Freifahrversuche hat sich anscheinend grundsätzlich im allgemeinen bewährt. Seine Anwendung ist jedoch praktisch bis auf weiteres nur bei sehr zuverlässigen Drehmomentmessungen und bei genügend ausgedehntem Belastungsbereich (mindestens 6 verschiedene, in größerem Abstand voneinander liegende Belastungsstufen) als lohnend anzusehen.

Die Stufe $M=0$ ist daneben zur Kontrolle sehr erwünscht.

b) Die Zuverlässigkeit des neuen Verfahrens sollte noch weiter nachgeprüft werden, wofür sich u. a. Versuche mit in Düsen arbeitenden Schrauben (Kortdüse!) besonders eignen.

c) Steigerung der Genauigkeit der Drehmomentmessungen ist nachdrücklich anzustreben.

d) Erfüllung der unter a) genannten Forderungen vorausgesetzt, ist es wünschenswert, für eine zur Zeit noch nicht mögliche endgültige Aussage über die Bewährung des neuen Verfahrens weiteres Auswertungsmaterial zum Vergleich zwischen dem alten und neuen Verfahren zu sammeln.

Anhang I.

Geänderte Auswertung von Schraubenversuchen.

(Vgl. meine Veröffentlichung im Schiffbau 1935, S. 303ff.; die dort verwendeten Bezeichnungen sind beibehalten.)

I. Die Ersatzschraube ist dadurch definiert, daß sie der Fahrzeugschraube geometrisch ähnlich sein und mit gleicher Drehleistung den gleichen Strahl erzeugen soll. Somit:

1. (wie bisher):

$$\begin{aligned} N_W &= M \cdot 2\pi n = M' \cdot 2\pi n'^* \\ M \cdot n &= M' \cdot n' \end{aligned} \quad (1)$$

2. (wie bisher):

Aus der Gleichheit der Axialströmung des ausgebildeten Strahls (axiale Zusatzgeschwindigkeit $ca' = ca$) folgt gleicher Drucksprung in beiden Propellern:

$$\Delta p' = \Delta p \cdot \frac{S'}{D'^2} = \frac{S}{D^2} \quad (2)$$

$$\frac{S - S'}{S} = \vartheta_v = \text{Verdrängungssogziffer} \quad (3)$$

$$\frac{D^2}{D'^2} = \frac{S'}{S} = 1 - \vartheta_v \quad (4)$$

Der für den Propellerwirkungsgrad der Fahrzeugschraube maßgebende Schubbelastungsgrad muß mit dem der Ersatzschraube identisch sein, also:

$$C_S = C_{S'} = \frac{S'}{\rho v'^2 D'^2}, \text{ d. i. wegen (2)}$$

$$C_S = \frac{S}{\rho v'^2 D^2} \quad (5)$$

Hieraus folgt, daß beim Vorhandensein einer Verdrängungsströmung ($v' \neq v_p$) nicht $\frac{S}{\rho v_p^2 D^2}$, sondern $\frac{S}{\rho v'^2 D^2}$ die für die Ermittlung von Fortschrittsgrad und Wirkungsgrad aus dem Freifahrtdiagramm maßgebende Größe darstellt.

*) Die die Ersatzschraube betreffenden Größen sind durch ' gekennzeichnet.

3. Neu:

Aus der Gleichheit der Tangentialströmung des ausgebildeten Strahls (tangentielle Zusatzgeschwindigkeit $cu' = cu$) und aus der Gleichheit der von beiden Propellern erfaßten Wassermengen folgt zunächst für die Drehmomentdifferentialiale

$$dM' = dT \cdot r' = \rho \cdot dQ \cdot c_u \cdot r' = R' \cdot \rho \cdot dQ \cdot c_u \cdot \frac{r'}{R'}$$

$$dM = dT \cdot r = \rho \cdot dQ \cdot c_u \cdot r = R \cdot \rho \cdot dQ \cdot c_u \cdot \frac{r}{R}$$

(dT bzw. dT' = Tangentialkräfte am Propellerkreisringelement auf Radius r bzw. r').

Wegen $\frac{r'}{R'} = \frac{r}{R}$ ist

$$\frac{dM'}{dM} = \frac{R'}{R}, \text{ also auch}$$

$$\frac{M'}{M} = \frac{R'}{R} = \frac{D'}{D} \quad (6)$$

Somit gemäß Gl. (1)

$$n' = \frac{M}{M'} n = \frac{D}{D'} n$$

$$n' D' = n D \quad (7)$$

Für den maßgebenden Fortschrittsgrad folgt somit:

$$\lambda = \frac{v'}{D' n'} = \frac{v'}{D n} \quad (8)$$

Beim Vorhandensein einer Verdrängungsströmung ($v' \neq v_p$) ist also die Größe $\frac{v_p}{D n}$ nicht mit dem maßgebenden Fortschrittsgrad der Ersatzschraube (Freifahrtschraube) identisch.

II. Für das Verhältnis der Meßwerte

$$K_S = \frac{S}{\rho n^2 D^4},$$

$$K_M = \frac{M}{\rho n^2 D^5}$$

und

$$\kappa = \frac{S \cdot D}{M \cdot 2\pi}$$

zu den zugehörigen Freifahrwerten ergeben sich hiernach folgende Beziehungen:

a) Gleichförmige Strömungsverteilung über Strahlquerschnitt:

1. Schubbeiwert:

$$K_{Sf} = \frac{S'}{\rho n'^2 D'^4} = \frac{S}{\rho n'^2 D'^2 D^2} = \frac{S}{\rho n^2 D^4} = K_S \quad (9)$$

2. Momentbeiwert:

$$K_{Mf} = \frac{M'}{\rho n'^2 D'^5} = \frac{M \cdot \frac{D'}{D}}{\rho n^2 D^2 D'^3} =$$

$$K_{Mf} = \frac{M}{\rho n^2 D^5} \cdot \frac{D^2}{D'^2} = K_M \cdot \frac{D^2}{D'^2} = \frac{K_M}{1 - \vartheta_v} \quad (10)$$

Bei gleichförmigem Mitstrom wäre somit das für den Wirkungsgrad maßgebende λ der Ersatzschraube (Freifahrtschraube) aus $K_{Sf} = K_S$ zu ermitteln (übliches K_S -Verfahren). Aus dem zugehörigen K_{Mf} folgt dann die Größe:

$$1 - \vartheta_v = \frac{K_M}{K_{Mf}} \quad (11)$$

d. h. bei Vorhandensein einer Verdrängungsströmung muß grundsätzlich eine Abweichung zwischen dem nach dem K_S - und dem K_M -Verfahren sich ergebenden λ bestehen. Die Größe des Verdrängungssogs ist aus (11) zu errechnen.

3. κ -Wert:

$$\kappa_f = \frac{S' \cdot D'}{M' \cdot 2\pi} = \frac{S' \cdot D}{M \cdot 2\pi} = \frac{S \cdot D}{M \cdot 2\pi} (1 - \vartheta_v) = \kappa (1 - \vartheta_v) \quad (12)$$

Die im Schiffbau 1935 für die Ermittlung von λ benutzte Beziehung $\kappa_f = \kappa$ besteht hiernach also nicht zu Recht.

b) Ungleichförmige Mitstromverteilung:

Diese muß auch bei der Ersatzschraube vorausgesetzt werden, die unter diesen Umständen zunächst noch nicht eine Freifahrschraube darstellt. Sie läßt sich jedoch auf eine solche zurückführen durch Einführung der aus meiner zitierten Veröffentlichung bekannten Ungleichförmigkeitsfaktoren ξ_a , ξ_{aS} und ξ_{aM} . Es ist demnach zu setzen:

$$\begin{aligned} S' &= \xi_{aS} \cdot S_f', \\ M' &= \xi_{aM} \cdot M_f', \\ \kappa' &= \frac{S' \cdot D'}{M' \cdot 2\pi} = \frac{\xi_{aS}}{\xi_{aM}} \frac{S_f' \cdot D'}{M_f' \cdot 2\pi} = \xi_a \cdot \kappa_f'. \end{aligned}$$

Setzt man:

$$\begin{aligned} \kappa' &= \kappa_f' + \Delta\kappa \\ M' &= M_f' + \Delta M \end{aligned}$$

so folgt aus

$$S' \cdot \frac{D}{2\pi} = (M_f' + \Delta M) (\kappa_f' + \Delta\kappa)$$

durch Vernachlässigung des kleinen Gliedes 2. Ordnung $\Delta M \cdot \Delta\kappa$ in genau gleicher Weise wie früher:

$$\xi_{aM} = 1, \quad \xi_{aS} = \xi_a. \quad (13)$$

Hiernach ist die Größe K_S , die gemäß a) die eigentliche primäre Größe für die Ermittlung von λ ist, jetzt mit dem zunächst unbekanntem Faktor ξ_{aS} behaftet, während andererseits bei der Größe K_M zwar ein Ungleichförmigkeitsfaktor nicht vorhanden ist, dafür aber der aus der Verdrängungsströmung resultierende und ebenfalls zunächst unbekanntem Faktor $(1 - \vartheta_v)$ auftritt. Unter diesen Umständen muß wiederum auf Versuche mit verschiedenen Belastungen zurückgegriffen werden. Da nun, wie nähere Prüfung erweist, der Faktor ξ_{aS} grundsätzlich von der Belastung nicht unabhängig sein, wohl aber in den meisten Fällen mit praktisch ausreichender Näherung Unabhängigkeit der Größe ϑ_v von der Belastung vorausgesetzt werden kann, so muß wiederum von den Drehmomentmessungen ausgegangen werden, und das Verfahren für die Ermittlung von λ wickelt sich in genau gleicher Weise wie gemäß Schiffbau 1935 bzw. 1936 ab. Abweichend davon ist jedoch, da $\lambda = \frac{v'}{D \cdot n}$, die Größe v_p nunmehr in folgender Weise zu ermitteln: Es ist

$$S \cdot v_p = S' \cdot v' = S' \cdot \lambda \cdot D \cdot n$$

und wegen $\frac{S'}{S} = 1 - \vartheta_v$:

$$v_p = \lambda \cdot D \cdot n (1 - \vartheta_v) \quad (14)$$

$$\varphi = \frac{v - v_p}{v}$$

Anhang II.

Auswertung von effektiven Nachstrom-Mittelwerten nach der Methode von Horn-Dickmann.

Ned. Scheepsbouwkundig Proefstation Wageningen.

Die Zahlentafel*) gibt einen Vergleich der Resultate der Nachstromberechnungen nach der Methode von Horn-Dickmann mit denjenigen nach der üblichen

*) Bemerkung des Berichters (Horn): Diese Zahlentafel ist mit gewissen Zusätzen (Kolonnen 15—17) in der Zusammenstellung, erste Gruppe, enthalten.

Zusammenstellung der Bestimmung des Mitstroms durch Versuch „Modell mit Schraube“

1	2	3	4	5	6	7	8			10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
							Überlast - Stufen													
Versuchsreihe	Versuchsanstalt	Schiff-Modell Nr.	α	Schrauben-Modell-Nr.	Modell-geschwindigkeit msek ⁻¹	Zahl insgesamt	im Drehzahlbereich			Einzelwert nahe M=0	Mitstromziffer ψ nach:		Nach abgeändertem Verfahren Horn - Dickmann gemäß Bericht: Berlin 1937	ψ mittel	ϑ	$\xi a = \xi_{as}$	ξ	ψ nach direkten Mitstromrad-Mess. (Mittelwert bis $0,2 \frac{r}{R}$)	Bemerkungen	
							von	bis	sek ⁻¹		aus K_S	aus K_M								
A B C D E	WAGNINGEN Protestation Ned. Scheepbouwkund:	168	21	E 87	1,6278	11	9,30	4,58			0,334	0,319	0,345	0,349	0,374	0,042	0,957	0,309	0,278	
		172B	21	E 87	1,6278	13	9,28	4,53			0,319	0,314	0,354	0,323	0,340	0,024	0,970	0,295	0,258	
		169K	11	A 113	1,752	14	13,55	6,13			0,307	0,307	0,313	0,297	0,284	-0,016	1,025	0,288	0,267	
		29	25	25	1,389	13	6,90	3,76			0,316	0,298	0,323	0,304	0,322	0,037	1,020	0,285	0,256	
		37	18	37	1,637	11	5,75	3,28			0,305	0,284	0,287	0,292	0,309	0,024	1,011	0,268	0,241	
A B C D	TOKYO Experiment Tank Teishinsho Ship	310		196	1,600	4	10,06	7,19			0,286			0,334						
		310		199	1,600	4	10,08	6,91			0,294			0,363						
		310		249	1,600	4	10,75	7,17			0,316			0,379						
		310		314	1,600	4	10,83	6,93			0,325			0,395						
I a I b 3 4 b 4 c 5 6 a 6 b 7 a 7 b	BERLIN Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau („WVS“)	1290	20	845	1,323	4	7,15	5,67			0,362	0,334		0,417	0,473	0,095	0,890			
		1290	20	849	1,323	4	7,45	6,06			0,465	0,395								
		1325	16	2x855	1,450	5	9,245	8,38	5,51		0,286	0,279	0,282	0,295	0,313	0,026	0,980			
		1329	20	845	1,380	5	7,48	6,83	4,01		0,372	0,358		0,393	0,425	0,053	0,953			
		1329	20	857	1,380	5	7,06	6,31	3,18		0,366	0,342								
		1333	25	860	1,080	5	6,46	5,88	3,12		0,369	0,317		0,294	0,269	-0,035	1,190			
		1344	20	863	1,495	5	7,930	7,26	4,54		0,307	0,304		0,298	0,298	+ 0	1,030			
		ohne Wulst	20	864	1,495	5	7,84	7,18	4,56		0,318	0,318		0,321	0,335	0,020	0,968			
		mit Wulst	20	863	1,495	5	7,82	7,18	5,06		0,321	0,328		0,378	0,423	0,072	0,893			
		Wulst	20	864	1,495	5	7,76	7,04	4,405		0,336	0,332		0,340	0,359	0,028	0,961			

Methode von Froude gerechneten. Aus der Tafel geht hervor, daß die erstgenannten Nachstrommittelwerte etwas größer ausfallen als die letzteren. Die aus Flügelradmessungen gefundenen nominellen Nachstromwerte sind wie gewöhnlich noch kleiner als die effektiven Nachstromwerte.

Die Übereinstimmung zwischen den in den Kolonnen 13 und 14 gegebenen Werten ist ziemlich gut, läßt sich möglicherweise aber noch verbessern, wenn man die Kurven in einem größeren Maßstabe aufträgt. Die Streuung in den gemessenen Momentenwerten verursacht aber — wie auch von Dickmann angeführt — eine verhältnismäßig größere Unsicherheit in der Bestimmung der dM -Kurven und dabei eine noch viel bedeutendere Fehlermöglichkeit in den Nachstromwerten. Für die Versuchsreihe „D“ sind die Kurven beispielsweise in zwei verschiedenen Maßstäben gezeichnet worden (Blatt D 3 und D 4), wo sich das Resultat um etwa 3% geändert hat. Die Wahl des größeren Maßstabes und der dadurch ermöglichte genauere Rechnungsgang (dn konstant gewählt) der zweiten Rechnung hat die Veränderlichkeit der v_p -Werte vermindert, und zwar in der Weise, daß diese von derselben Größenordnung wie bei der Froudeschen Methode bleiben. Der persönliche Geschmack beim Straken der M -Kurven durch die immer etwas streuenden Punkte scheint doch einen größeren Einfluß auf die Resultate des neuen Verfahrens zu haben, als es bei dem bisher üblichen der Fall ist.

Es erscheint deswegen bis auf weiteres vorteilhaft, das wesentlich schnellere Froude-Verfahren (Mittelwert von den aus k_s und k_m gerechneten Werten) beizubehalten oder vielleicht diese Nachstromwerte mit einigen Prozent zu vergrößern, um eine bessere Übereinstimmung mit den beiden nach dem Horn-Dickmann-Verfahren gefundenen theoretisch korrekten Resultaten zu erhalten, falls aus einer größeren Anzahl von Rechnungen die Notwendigkeit einer solchen Korrektur hervorgehen sollte.

gez.: Troost.

G. Punkt 10:

Vergleich von Modell-Schleppversuch und Hochseemeßfahrt für M. S. „San Franzisko“.

Bericht von Herrn Dr. Kempf.

Über diesen Vergleich ist auf der Tagung der Society of Naval Architects and Marine Engineers in New York am 15. September 1936 ausführlich berichtet worden, und Angaben über den Genauigkeitsgrad der einzelnen Messungen sind gemacht worden.

Der Vergleich zeigt, daß der Rauigkeitsgrad der nicht mehr neuen Schiffshaut einer Sandrauigkeit von etwa 0,26 mm Korngröße äquivalent war. Demgegenüber betrug die äquivalente Sandrauigkeit der werftneuen „Clairton“ nach Angaben von Herrn Schoenherr 0,16 mm Korngröße. Beide Schiffe haben etwa die gleiche Größe.

Der Vergleich der Propellerwerte C_T und C_Q für Modell und Schiffsschraube zeigt kennzeichnende Einflüsse der Reynoldsschen Zahl, welche die Notwendigkeit offenbaren, beim Modellversuch erhöhte Aufmerksamkeit diesem Einfluß der Reynoldsschen Zahl zu widmen. Dies bezieht sich sowohl auf den Maßstabseffekt beim Übergang vom Modell auf das Schiff, als auch auf den Modellversuch bei verschiedenen Fahrtzuständen und verschiedenen Schraubendrehzahlen. (Vergl. Abb. 7 bis 10).

Die Vergleichbarkeit und Auswertung dieser Versuche war durch zweierlei behindert:

1. durch die noch nicht befriedigende Meßgenauigkeit der Schiffsschraubewerte,
2. durch die vom Maßstab bedingte Unähnlichkeit des Nachstroms beim Modell und beim Schiff.

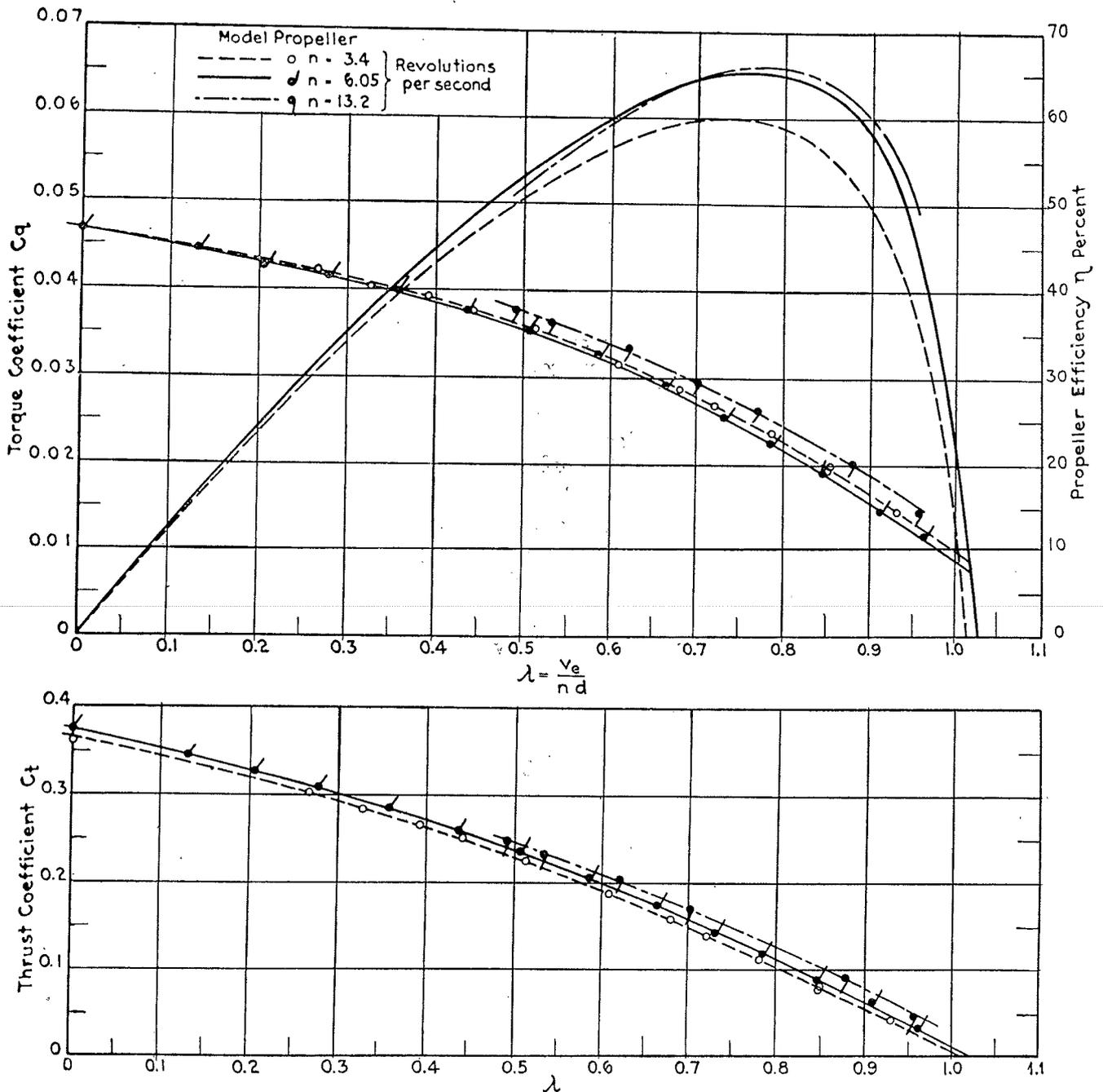


Abb. 7. Schub- und Momentenbeiwerte von Modellpropellern bei Freifahrt mit verschiedener Drehzahl.

Kürzlich ist nun von uns ein neuer Versuch gemacht worden, unter möglichster Vermeidung dieser beiden Störungen Vergleichswerte zu erhalten beim Modell und Schiff des „Tannenbergs“ (2 S. S.).

Die Meßgenauigkeit war befriedigend und die Unähnlichkeit des Nachstroms dadurch ausgeschaltet, daß die Untersuchung auch bei Rückwärtsfahrt des Schiffes stattfand, nach dem Vorschlag von Herrn Yamagata.

Die Ergebnisse sind noch nicht vollständig ausgewertet, so daß noch keine Angaben gemacht werden können. Bei Bedarf sollen die Messungen wiederholt bzw. fortgesetzt werden.

Schon heute kann gesagt werden, daß derartige Messungen nicht nur vielversprechend, sondern dringend notwendig sind, um über den Maßstabeffekt bei

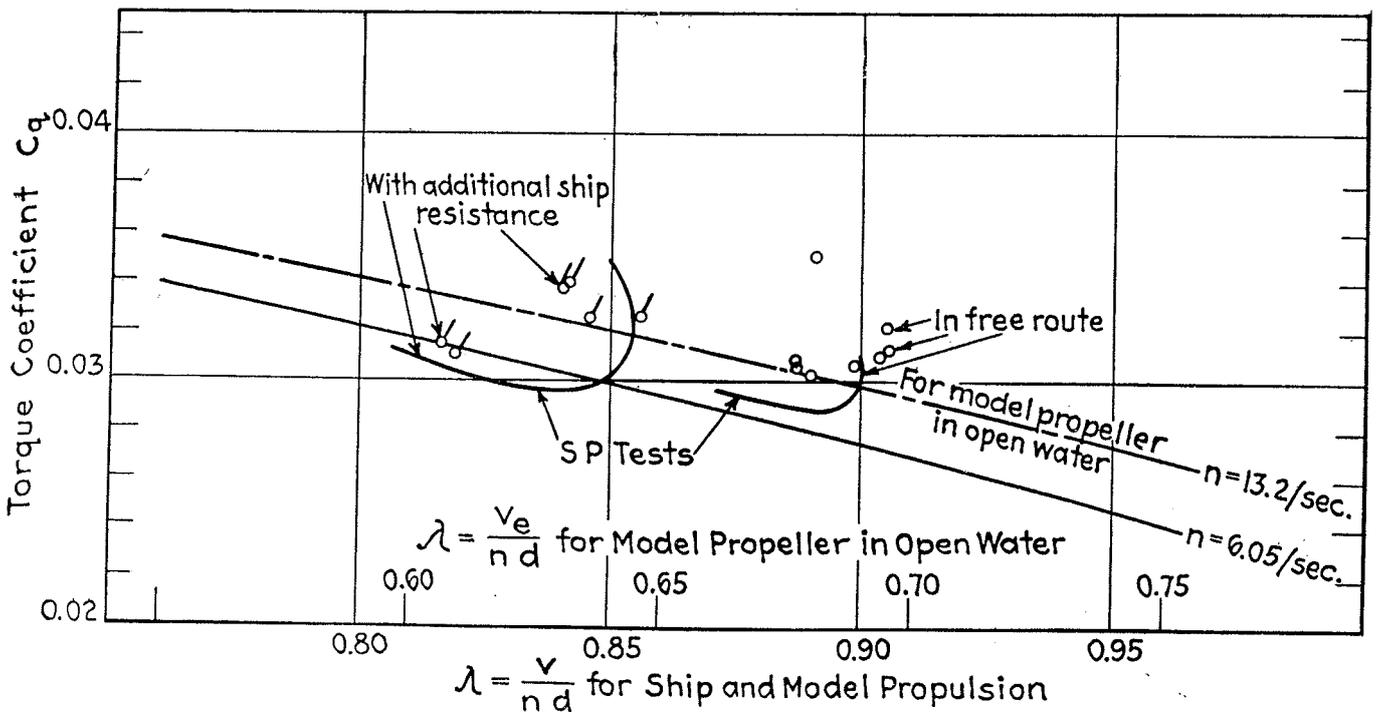
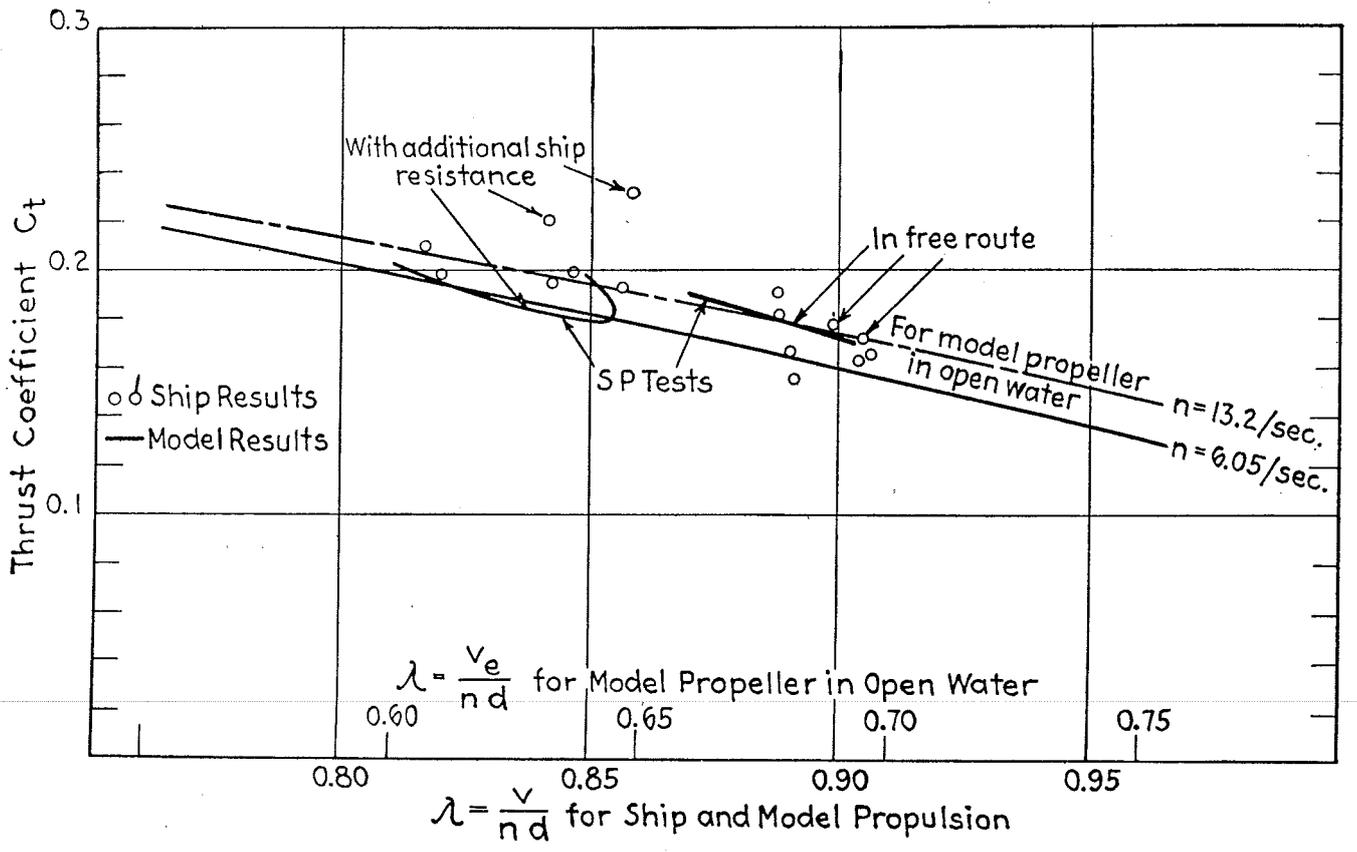


Abb. 8. Vergleich der Schub- und Momentenbeiwerte von Propellern am Modell und am Schiff.

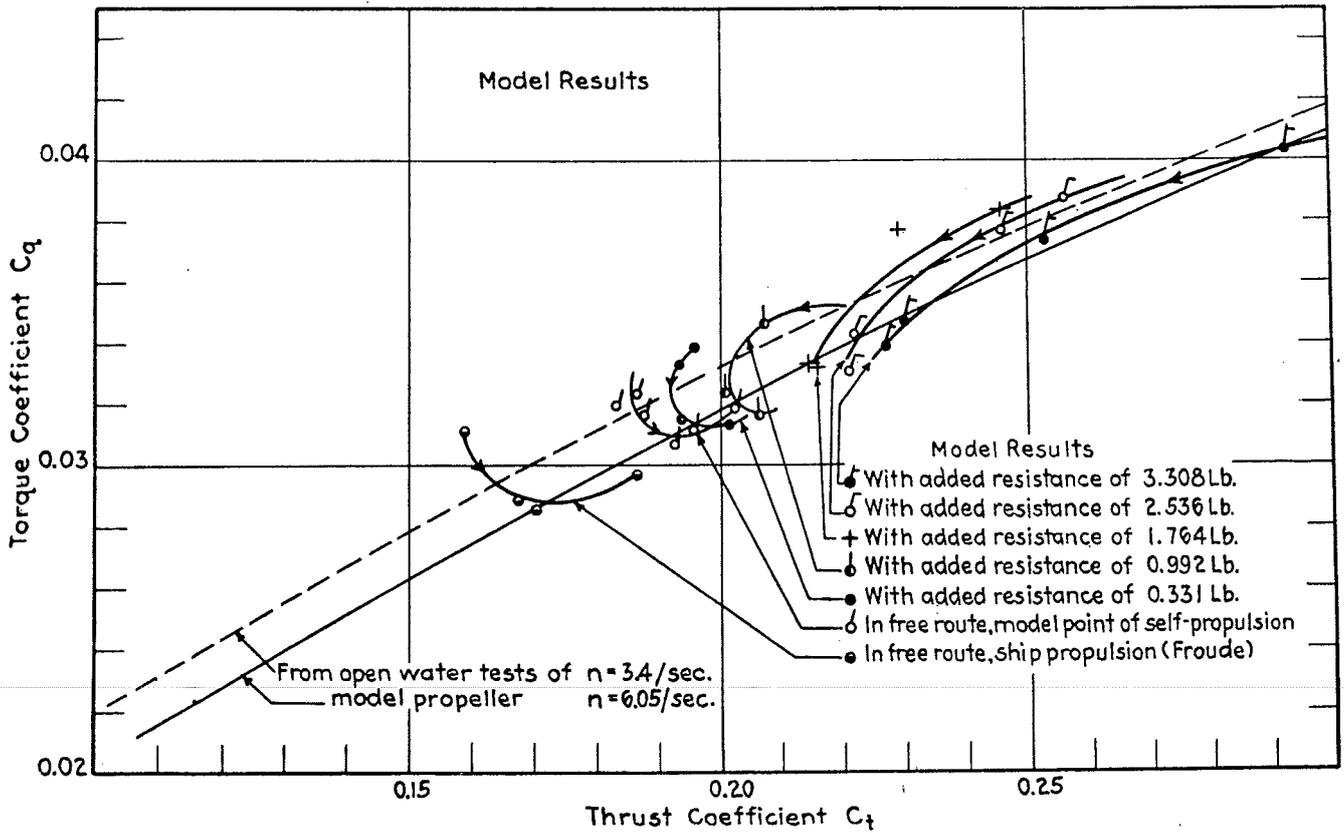


Abb. 9. Momentenbeiwert als Funktion des Schubbeiwertes bei verschiedener Belastung eines Modellpropellers.

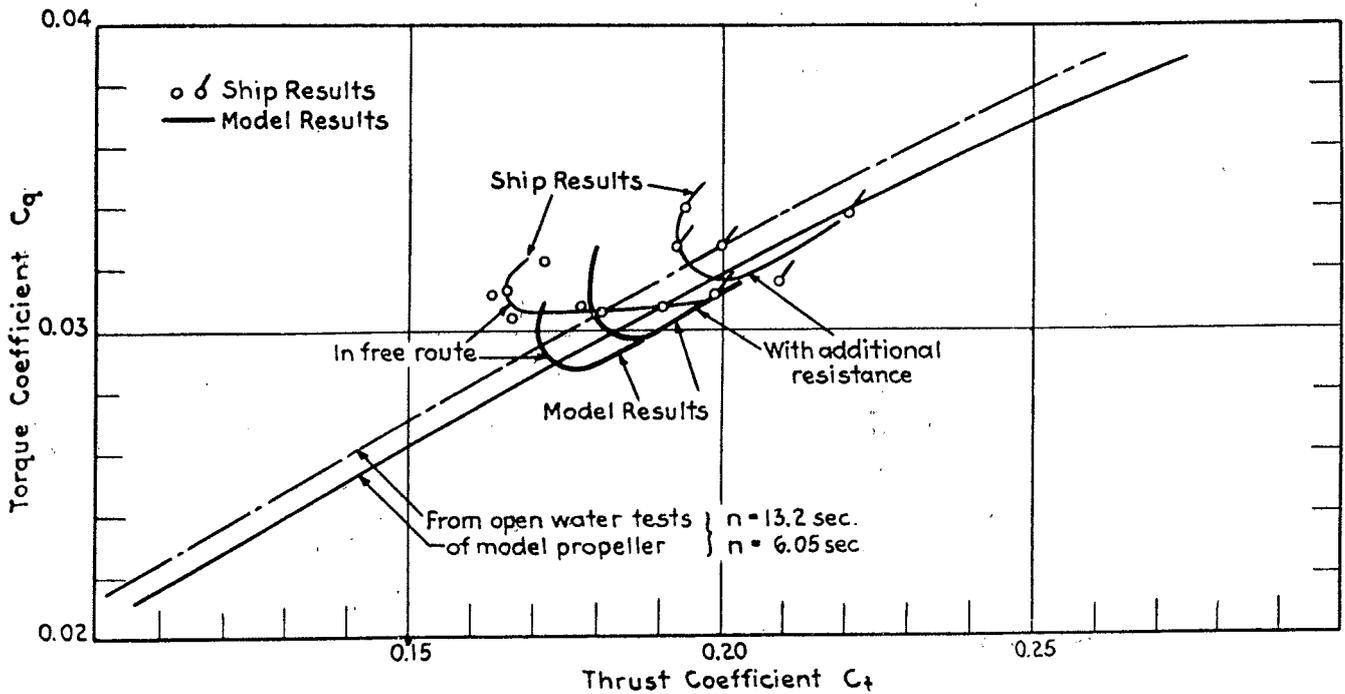


Abb. 10. Vergleich des Momentenbeiwerts als Funktion des Schubbeiwertes beim Modell und beim Schiff.

Schiffsschrauben diejenige Klarheit zu gewinnen, welche unerlässlich ist für eine zuverlässige Umrechnung der Modellergebnisse auf das Schiff. Erst wenn die Wirkung der großen Schraube bei eindeutiger Zuflußgeschwindigkeit genau bekannt ist, kann man mit Sicherheit entscheiden, welcher Maßstab und welche Reynoldssche Zahl für die Modelluntersuchung hinreichend ist, oder welcher Zuschlag für den Maßstabseffekt anzuwenden ist.

Es wird daher empfohlen, dem Vorschlag, den Herr Yamagata in Paris vorlegte, zu folgen, und Schub- und Drehmomentmessungen an großen Schiffsschrauben bei Rückwärtsfahrt des Schiffes im Vergleich zu ähnlichen Modellversuchen in möglichst vielen geeigneten Fällen durchzuführen. Bei der Rückwärtsfahrt des Schiffes sollten die Schrauben regelrecht vorwärts arbeiten, also umgedreht auf der Welle sitzen und in möglichst freiem ungestörten Zufluß arbeiten. Am zweckmäßigsten werden solche Versuche an Doppelschrauben-Fahrgastschiffen vorgenommen, die auf kurzen Strecken verkehren, leicht gedockt werden können und möglichst ein Bugruder besitzen, um bei Rückwärtsfahrt und festgestelltem Heckruder steuern zu können.

H. Punkt 11:

Wake Measurement by a Working Propeller.

Bericht von Herrn Yamagata.

In accordance with the decisions of the International Conference of Tank Superintendents in Paris in 1935, I have prepared this report for the Berlin Conference to be held in May, 1937.

For the purpose of measuring the wake of a model by means of a working propeller, a wooden model (No. 325) and an aluminium propeller (No. 192), whose leading particulars are given in the annexed tables, were employed.

Leading particulars of model No. 325.

Scale of model	1:24
Length on waterline, L	4.826 m
Breadth, B694 m
Draught, T2675 m
Displaced volume, ∇6215 m ³
Wetted surface, S	4.500 m ²
Immersed midship area, 0183 m ²
Waterline coefficient, a782
Midship section coefficient, β985
Block coefficient, δ694
Prismatic coefficient, φ705
Vertical prismatic coefficient, γ887
Center of buoyancy	0,29% of L forward of midship section

Leading particulars of propeller No. 192.

Diameter, D190 m
Boss' ratio200
Pitch ratio (constant)	1.000
Expanded area ratio390
Maximum blade width ratio225
Blade thickness ratio050
Rake	0
Skew back	0
Blade section	aerofoil
Number of blades	4
Direction of turning	right-handed

The model, which was fixed to towing carriage, was towed in both directions, i. e. ahead and astern, at various speeds ranging from 0.4 to 2.8 m/sec., in order

to know the performances of the propeller, whose revolutions were kept 10 per second, at various longitudinal positions relative to the model. When the model was towed ahead and astern, the thrust and torque of the propeller were measured by the propeller dynamometers for open-water and self-propulsion tests respectively. In the latter case the mode of fixing the propeller to the shaft of inboard propeller dynamometer was reverse to the usual way to make the propeller to act always in the normal manner. The measured results, associated with the result of open-water test, are plotted in the non-dimensional form.

Analysing these test results by Froude's method, the wake fraction, w , expressed in terms of model speed, and relative rotative coefficient, η_r , were obtained, and in Plate I and II they are given on the bases of the distance between the normal and actual positions of propeller, σ .

From Plate I and II the following facts will be seen:—

(a) When the model is towed astern, w rapidly falls off with the increase of σ , and becomes null at a short distance forward of the stern. Behind the model the variations of w with σ show themselves as beautifully wavy forms. Though the height of each wave damps slightly with the increase of σ , its length is always equal to that determined theoretically. Some years ago, Dr. Kempf published the similar results, which had been measured on a full-sized ship by means of his resistance log (Trans. Soc. N. A. & M. E., 1932). Since, as stated above, w vanishes at a short distance forward of the stern, the mean curve, drawn through each wavy curve of w behind the model, may be considered as the curve showing the frictional wake only, except for the smaller values of σ .

(b) The measured relative rotative coefficients, which range from 0.85 to 1.065, do not show the regular change with the variation of σ or V/nD . I think this is probably due to the magnified effect on this coefficient of small experimental errors in the propeller tests in open water and model's wake. But it seems to be possible to point out that the coefficients quite near and far behind the model increase and decrease respectively with the increase of model speed.

I. Punkt 13:

Blade Section coefficients as basis for ship propeller design.

a) Vorbemerkungen und Fragen von Herrn J. F. Allan.

In accordance with the decisions of the Paris Conference in October, 1935, the above question will be discussed at the Berlin Conference in 1937.

The Paris Conference members agreed to contribute data bearing on this question for analysis and comparison with a view to reporting thereon for discussion at the Berlin Conference.

The subject is a wide one and is still in process of development as regards its application to the marine screw propeller.

The use of blade section coefficients and a blade section method of design is general for airscrew work whereas in marine screw design the use of standard model propeller series data is general.

It must be generally admitted that a blade element method of approach is essential for a proper conception of the functioning of a screw propeller and more particularly for the design of such propellers for varying wake conditions.

Reservations may be made as regards the degree of practical importance to be attached to detail of wake variation but that does not lessen the importance of the method in marine work.

It is probably impossible to standardise the subject at its present stage of development but it should be possible to find how far the method is in general use and with what reservations or corrections it is applied.

On the one hand it may be used to analyse the performance of existing screws and predict the effect of given variations on the design, and on the other hand

within certain limiting assumptions the method may be used to design a so called "optimum" screw for any given conditions.

The question of blade section shape is intimately associated with the foregoing and data specifically for marine propeller work is not sufficiently available. In this connection a knowledge of pressure distribution must be linked with the data on lift and drag.

The wide use of circular-backed sections in marine screws makes it of first importance, before blade element methods can be applied to analyse the performance of or to design such screws, to have lift and drag coefficients for circular-backed sections over a suitable range of camber ratio for infinite aspect ratio.

Such a group of section coefficients should be discussed and if possible adopted by the conference.

Lift and drag coefficients for so called aerofoil sections are generally taken from available data for tests in air. Sections which may be very suitable for use in air may be quite unsuitable for marine propeller blades and it is desirable to collect data for sections specially designed for the purpose in view.

If sufficient of such data is not already available it would be advisable to arrange for the carrying out of experiments and as a first step opinions may be collected as to the best shape of section for test.

Questions:

1. Do you make regular use of a blade element method for analysis and design of screw propellers?

If so, please state briefly, with references if available, the method employed including any special assumptions or corrections made and the general line of application.

2. What are your views on the results obtained in general and in regard to "optimum" efficiency, and can you submit any tests showing comparisons with predictions?

3. Have you any data on lift, drag or pressure distribution of suitable sections, either circular-backed or aquafoil, which has not been published elsewhere and which you are willing to contribute?

If you are in the habit of using certain published data please state the source of such data.

4. What are your views on the question of this conference collecting and adopting lift, drag and pressure data for circular-backed and other sections suitable for marine propeller work?

b) Antwort von Herrn Dr. Baker.

Ad 1. Blade element method has been tried for about six different screws in this establishment. We do not use it for our ordinary work and I do not think it is worth the labour unless one is prepared to measure in considerable detail the wake which exists at the stern of the ship, and then to correct this without any help from experimental data, for a very large intake velocity which we know occurs at certain parts of this. In my opinion, as good results can be obtained by assuming an average wake condition and then by studying average flow with this.

Ad 2. I do not entirely understand this question but so far as our calculations went they shewed that the efficiency obtained was near about correct but that the thrust, estimated from the blade element theory, was always much higher than the thrust obtained in the experiments. This difference between the estimated and calculated thrust disappears as the number of blades increase.

Ad 3. No.

Ad 4. I should imagine that every tank in existence which is designing screw propellers has already collected and adopted lift and drag coefficients, so far as these exist, and I do not think that the Conference can do anything further with it.

We have already informed Mr. Allan that we are making apparatus at this establishment on which we hope to run flat blades in water, of about 3'-6" x 6". This apparatus will be completed in about six months' time.

c) Antwort von Herrn Dr. Gutsche.

Zu 1. Sofern es sich um die genauere Auswertung bzw. den Entwurf einer Schraube handelt, wenden wir ein Verfahren an, das sich auf die von Herrn Prof. Horn im Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft 1927 angegebenen Rechengrundlagen stützt und im Heft 10 der Mitteilungen der Preußischen Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau auf S. 76 u. f. kurz zusammengefaßt ist. Über einige hierhergehörende Messungen, betr. die Änderung der Profileigenschaften der alleinstehenden Flügel durch ihre Anordnung im Gitterverband, wird noch in nächster Zeit von uns berichtet werden.

Zu 2. Nein. Da die Ergebnisse der eben erwähnten Gitterversuche noch ausstehen, haben wir bisher davon abgesehen, die Treffsicherheit der Rechnung genauer nachzuprüfen. Vorläufige Rechnungsergebnisse lassen indessen auf eine gute Übereinstimmung schließen.

Besonders im kritischen Übergangsbereich gibt eine kurze Nachprüfung auf Grund des oben erwähnten Verfahrens unter Beachtung aller vorhandenen Meßergebnisse an entsprechenden Flügelschnitten oftmals überhaupt erst die Möglichkeit, Vor- und Nachteile zweier — im Modellversuch mitunter gleichwertiger — Schrauben für die Großausführung richtig abzuschätzen.

Zu 3. Wir benutzen ausschließlich die von uns in Heft 10 und Heft 21 der Mitteilungen der Preußischen Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau (s. a. Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft 1935) veröffentlichten Meßergebnisse einer Reihe von „Kreisabschnitt“- und einer entsprechenden Reihe von „Tragflügel“-Profilen, deren Eigenschaften betr. Auftrieb, Widerstand, Moment und Druckverteilung in Abhängigkeit von der Reynoldsschen Zahl an den genannten Stellen veröffentlicht sind.

Zu 4. Wir halten die Angaben im Schrifttum von derartigen Versuchsergebnissen für vollständig ausreichend, so daß sich besondere Sammlungen oder Vereinbarungen erübrigen.

d) Antwort von Herrn Troost.

Ad 1. We make regular use of a blade element method for design of screw propellers.

As a basis of our calculations we use the practical method given by Helmbold in W.R.H. 1926 page 565 and by Lerbs, W.R.H. 1933 page 29, which method is adjusted to the condition for varying wake.

The wake distribution behind single and twin screw models is measured by means of blade wheels according to the method of Kempf-Hoffmann (W.R.H. 1924, page 6). For twin screw vessels measurements are carried out in order to define the magnitude of the "drall" caused by the bossings, for the various radii, by means of right handed and left handed wheels.

The adjustment of the blade elements on each radius of the screw propeller to the speed of advance existing at that radius is done in such a way that the condition "minimum emergency loss of the propeller" remains fulfilled.

So in each radius the inflow velocity

$$u_n/2 = \frac{w_n}{2 \cos \beta} = \text{constant}$$

where $w_n/2$ means the downward or induced velocity at the blade elements and β the hydrodynamic pitch angle.

From a theoretical point of view the method of calculation of screw propellers in a varying wake field given by Helmbold (W.R.H. 1927 page 528) starting from the condition "minimum energy loss of ship and propeller together" may be preferable, but this method involves such a lot of labour that the expenditure of time may be too great for common design work.

If results of model self propelled tests are available, it is our practice for the design of screw propellers, using the blade element method, to adopt the effective mean wake of Froude. If no such results are available it is the best to apply the mean value of the nominal mean wake estimated by the so called "method of volume integration" and the mean wake estimated by the "method of momentum integration", this mean value of blade-wheel measurements agreeing very well with the mean wake estimated in dependance on the thrust distribution over the screw blades.

Looking away from the correction made by allowing for the effects of the centrifugal forces in the propeller race as given by Helmbold another correction is added in order to eliminate the influence of the "gap effect".

This correction is introduced by Gutsche (Mitteilungen der Preußischen Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau, Berlin, Heft 10, 1933) as result of tests carried out with circular backed airfoils as members of a cascade.

This gap correction however seems to be too great using airfoil sections and it is our practice to reduce this correction to $\frac{1}{3}$ or $\frac{1}{2}$ of the values given by Gutsche.

Ad 2. In comparison with a modern type of well-constructed normal propeller for the screw propeller designed with the blade element method we can only expect a little or no advantage in efficiency.

In our views therefore the advantage of this method is not a question of efficiency but by this method of design we are able to make an exact calculation referring to cavitation danger, the thrust distribution over the blade being exactly defined.

In general the results obtained with these airfoil propellers agree very well with the calculations.

In most cases however the revolutions of the so-designed propeller seemed to be 1 or 2% to low. In order to prevent the underestimating of the revolutions it is our practice to reduce the thrust value with about 3 to 5%.

Ad 3. For the calculations mentioned above we always use the data published by Gutsche for circular back sections as well as for aerofoil sections (Mitteilungen der Preuß. Versuchsanstalt für Wasser- und Schiffbau, Heft 10, 1933) transformed in a something more convenient and practical manner.

Using these profiles of Gutsche we take the advantage of the known pressure distribution over the profiles given in practical diagrams by Schönherr (Trans. of S. o. N. A. & M. E. Vol. 42—1934 page 90). Calculations made, using these diagrams, in order to avoid cavitation danger, are in very good agreement with the results obtained with these screw propellers in the cavitation tank.

Ad 4. In our view it would be advisable to carry out tests with the profiles of Gutsche or similar profiles with camber ratios below 0,03 in order to get reliable values for the designing of screw propellers having tip sections with smaller camber ratios, as happens with screw propellers for war vessels and fast passenger vessels. Especially in these cases it will be of interest with a view to the avoiding of cavitation danger, to have at disposal data for sections of small camber ratio.

Further it would be advisable to arrange for the carrying out of lift, drag and pressure distribution tests with airfoil sections of various camber ratios in cascade position in order to define the gap correction for airfoil sections.

It would also be of interest to define by means of systematical tests with airfoil sections of various camber ratios the influence of washed back of the profiles especially on the tail end, upon characteristics of the profiles and cavitation danger.

e) Antwort von Herrn Dr. Horn.

Zu 1. Seit meiner Veröffentlichung „Versuche mit Tragflügel-Schiffsschrauben“, Jahrb. d. Schiffbautechn. Ges. 1927, habe ich mich, sobald ich mit Propellerentwürfen zu tun bekam — und das ist mehrere Male der Fall gewesen, wobei dann meist auch die Entwürfe zur praktischen Ausführung gekommen sind —, stets eines auf der Tragflügeltheorie aufgebauten Verfahrens bedient.

Das in der obigen Veröffentlichung beschriebene Verfahren habe ich grundsätzlich beibehalten, jedoch haben manche Mängel, die damals aus Mangel an verfügbaren Unterlagen in Kauf genommen werden mußten, seitdem verbessert werden können. Hauptsächlich verweise ich dabei auf die Arbeit von Dr. Gutsche: „Versuche über die Profileigenschaften der Blattsschnitte von Schiffsschrauben usw.“. Ich empfehle die in dieser Arbeit enthaltenen Unterlagen für die Auftriebsbeiwerte (Abb. 38 und 39), Widerstandsbeiwerte (Abb. 42 und 43) und zum Zwecke der Ermittlung der Kavitationsverhältnisse die in Abb. 29 und 30 dargestellten Kurven der Druckminima zu benutzen.

Ob und wie weit der sogenannte Gittereinfluß berücksichtigt werden muß, kann erst nach Abschluß und Auswertung der von Dr. Gutsche hierfür vorgenommenen zusätzlichen Versuche beurteilt werden. Ferner bedarf es noch der Klärung, ob die bei dem beschriebenen Verfahren nicht berücksichtigte Strahlkontraktion einerseits, die Unterdruckbildung im Innern des Schraubenstrahls andererseits zusammen einen merklichen Einfluß auf die Schraubenwirkung und somit auch auf den Schraubenentwurf ausüben.

Zu 2. Meiner Ansicht ist das beschriebene Verfahren eben aus dem Grunde vorteilhaft, weil es die Möglichkeit liefert, planmäßig die Flügelschnitte in Verbindung mit Flügelumriß, Dickenverlauf und Steigungsverlauf unter Vermeidung von Kavitation so zu wählen, daß ein günstigster Wirkungsgrad erreicht wird. Da freilich auch die sogenannten normalen Schrauben (Kreissegmentprofile, elliptische Blattform, konstante Steigung, linear von außen nach innen zunehmende Dicke) auf Grund der zur Verfügung stehenden Ergebnisse der systematischen Versuche ohne Zweifel hochentwickelt sind, so kann von der Anwendung des Tragflügelverfahrens in der Regel nur ein mäßiger Gewinn erwartet werden. Aber auch eine nur wenige Prozent betragende Verbesserung muß als wertvoll bezeichnet werden.

Zu 3. Neue unveröffentlichte Unterlagen über Profilbeiwerte und über Druckverteilung habe ich nicht zur Verfügung. Ich benutze die in der schon genannten Arbeit von Dr. Gutsche veröffentlichten Unterlagen.

Zu 4. Ich würde es für nützlich halten, wenn ein Mitglied der Konferenz beauftragt würde, die Ergebnisse aller wichtigeren für Schiffsschrauben in Frage kommenden Profilversuche zu sammeln, und wenn auf Grund dieses Materials einheitliche Werte für die Auftriebs- und Widerstandsbeiwerte und für die Druckverteilungen von der Konferenz festgesetzt würden. Auf alle Fälle empfehle ich, hierbei die mit großer Sorgfalt und Sachkenntnis durchgeführten Versuche von Dr. Gutsche wesentlich zu berücksichtigen.

f) Antwort von Herrn M. P. Payne.

Ad 1. Occasional use has been made at Haslar of the blade element theory for some years as a check on the design and performance of screw propellers. The method employed is based on the Vortex Theory, as developed by H. Glauert in Report and Memorandum No. 786 of the Aeronautical Research Committee. The theory has been well confirmed by results of tests of airscrews, but breaks down when applied to the propellers of wide blades as fitted to warships.

Ad 2. The theoretical results obtained differ greatly from those obtained from experiments on propellers in open-water. Broadly speaking, the thrust calculated from the theory is about 40 per cent in excess; and the torque about 50 per cent in excess of the corresponding model screw results. Tests showing comparisons are available, and the results can be forwarded if required.

Ad 3. The lift and drag data used is contained in the reports of the Aeronautical Research Committee.

Ad 4. The information available cannot be regarded as adequate for the purpose, although it is doubtful whether the comparison referred to in Ad 2 above has been unduly prejudiced on this account. The Conference could usefully collect and adopt lift, drag and pressure data for circular backed and other sections suitable for marine propellers. Presumably attention should be given to the collection of

data at low as well as large Reynolds numbers to permit of comparisons with model as well as ship results. It would also serve a useful purpose if the data were available for different aspect ratios. It is also suggested that the Conference could usefully give its attention to the means of obtaining either a new method, or a qualification to the present method to make it suitable for the wide blades of marine propellers. In warship propellers the width of the blade is proportionately about six times that of the air propeller.

g) Antwort von Herrn Dr. Kempf.

Zu 1. Die Tragflügeltheorie wird bei uns nicht regelmäßig angewandt. Gewöhnlich benutzen wir die Standard-Propellerserien von Schaffran zur Konstruktion und Analyse.

Zur Berechnung der Propeller nach der Tragflügeltheorie benutzen wir die Arbeiten von Helmbold-Lerbs, weil sie auch für höher belastete Propeller gelten.

Der Einfluß der Mitstromverteilung auf den Steigungsverlauf wird gewöhnlich auf Grund von Erfahrungen berücksichtigt, nur in Sonderfällen nach Helmbold berechnet.

Zu 2. Zur Prüfung der theoretischen Vorausberechnung wurden zwei Serien von Propellermodellen untersucht. Bei normaler Belastung hat der Vergleich zwischen Versuchswerten und berechneten Werten ergeben, daß die Wirkungsgrade theoretisch etwa 1—2% besser waren, auch die Schubwerte sind theoretisch errechnet nur wenig größer als die Messung ergibt.

Bei großen Belastungsgraden sind die Schubwerte nach der Rechnung 10% bis 15% größer gewesen als die Messungen ergaben.

Zu 3. Wir benutzen die veröffentlichten und in der Literatur angegebenen Profilwerte.

Zu 4. Sammlung von Profilwerten ist zu empfehlen, besonders bei kleinen d/t -Werten ($<0,04$) und bei Profilen mit hochgezogener Austrittskante (d/t 0,07).

h) Antwort von Herrn Yamagata.

Ad 1. For design of screw propellers we always use our blade element method, and never employ any standard model propeller series data in open water¹⁾. But, it should be pointed out that the radial variation of pitch of the propeller to be arranged in front of Teishinsho-, contra- or reaction-rudder is always determined with regard to the interaction between propeller and rudder as well as the wake distribution measured by bladewheels²⁾. The principal feature of our blade element method, which are fully explained in our Report³⁾, may be said to be in easy design of the optimum propeller in ship's wake.

Ad 2. The coincidence between the values of thrust, number of revolutions and delivered power calculated by our method and the corresponding values measured by self-propulsion test may be generally thought to be satisfactory for practical purposes. Some actual examples are given in the table (p. 74).

Ad 3. We use the drag-lift coefficient (Gleitzahl) $\varepsilon=0,055$, which were determined from the results of a series of self-propulsion tests carried out for this purpose. This value of ε , which is very large as compared with that obtained with aerofoil, is, of course, not a pure drag-lift coefficient, and is influenced by the effects of centrifugal force, contraction of propeller race, non uniformity of wake at each circular ring element, etc., which are neglected at our blade element method.

Ad 4. Since, as described above, the absolute values of the lift and drag coefficients of blade sections, obtained in air tunnel or open water, could not be used for marine propeller design works, chiefly due to the imperfection of the present blade element method, I think it is rather important to find out these values directly useful for each blade element method.

¹⁾ "Congrès International des Directeurs de Bassins", Paris 1935, p. 136.

²⁾ Jour. Soc. N. A. Japan, June 1936, p. 149.

³⁾ Report of the Teishinsho Ship Experiment Tank, No. 1, 1931, p. 1.

Model No.	Prop. No.	Speed of model in m/sec.	Thrust in kg		Number of revs per sec.		Delivered power in kgm/s.	
			(cald.)	(actual)	(cald.)	(actual)	(cald.)	(actual)
37	35	1.547	1.78	1.78 (0)	9.32	9.55 (2%)	6.38	6.50 (2%)
42	36	1.371	2.99	3.14 (5%)	9.22	9.55 (4%)	4.35	4.50 (3%)
48	43	1.635	3.54	3.72 (5%)	5.63	5.51 (-2%)	5.98	6.07 (1%)
62	54	1.775	4.92	4.96 (1%)	8.77	8.90 (1%)	10.28	9.41 (-8%)
74	75	1.856	5.92	6.02 (1%)	10.63	10.72 (1%)	14.46	13.98 (-3%)
78	72	1.813	4.63	5.05 (9%)	9.00	8.78 (-2%)	9.56	9.54 (0)
80	84	1.360	1.19	1.26 (6%)	5.72	5.65 (-1%)	1.89	1.79 (-5%)
87	92	1.694	4.38	4.29 (-2%)	9.24	9.60 (4%)	8.37	7.78 (-7%)
195	157	1.616	3.95	3.80 (-4%)	9.69	9.71 (0)	6.70	6.37 (-5%)
196	161	1.595	3.75	3.71 (-1%)	9.69	9.81 (1%)	6.51	6.00 (-8%)
197	166	1.567	3.54	3.41 (-4%)	11.93	12.30 (3%)	6.56	6.49 (-1%)
198	168	1.635	4.04	4.08 (1%)	7.45	7.53 (1%)	6.60	6.41 (-3%)
Mean percentage difference				1%		1%		-3%

i) Antwort von Herrn General Rota.

Ad 1. Pel progetto di un'elica navale mettiamo a partito la grande collezione di esperimenti effettuati con eliche isolate, ciascuna delle quali presenti un proprio valore di efficienza ottima cui corrisponde un dato regresso, e così per un prestabilito diametro spinta e velocità d'avanzo minore di quella della nave secondo un certo valore di scia, abbiamo una quantità di dati offerti da eliche tutte già singolarmente provate et che nel regime di efficienza ottima danno il modo di poter analizzare i relative dati e farne adattamento al caso che si contempla. Adoperiamo uno speciale „quadro calcolatore“ che in breve tempo fornisca gli elementi di paragone fra tutti i tipi di eliche a disposizione.

Ad 2. Il metodo migliore è quello che si basa su effettive esperienze di modelli di eliche isolate cercando di scegliere quel regime, noto per ogni tipo si voglia considerare, che le esperienze riconoscono essere l'ottimo.

Si ha notizia di buona concordanza fra le esperienze alla vasca con modelli in autopropulsione e prove in mare con navi simili. E' da augurare che si moltiplichino le occasioni per fare tali confronti.

Ad 3. Non si hanno dati particolari circa i valori delle componenti (drag e lift).

Ad 4. Ritengo inutile dal punto di vista pratico, ai fini dell'impiego della Vasca, fare la raccolta dei dati circa i valori delle note componenti.

k) Bericht von Herrn J. F. Allan.

Judging from the replies received to the questionnaire on this subject, nearly all tanks have made some attempt to apply a blade element method to the design of marine screws but the majority do not make regular use of such a method for

ordinary routine work. The reasons for this will be summarised later. Exceptions are Berlin, Wageningen, Teishinsho and Dr. Horn.

The following references are chiefly to papers which are referred to in the replies received.

1. W. Froude. T.I.N.A. Vol. XIX, 1878.
2. H. Glauert. R. & M. 786. 1922.
3. F. Horn. J.S.T.G. 1927.
4. Reports of Prussian Experiment Tank. Nos. 10 & 21.
5. F. Gutsche. J.S.T.G. 1935.
6. Schonherr. J.S.N.A. & M. E. Vol. 42, 1934.
7. Helmbold. W.R.H. 1926, p. 565.
8. Helmbold. W.R.H. 1927, p. 528.
9. Lerbs. W.R.H. 1933, p. 29.
10. Report of Teishinsho Ship Experiment Tank, No. 1, 1931.
11. Helmbold. Zeitschrift für Flugtechnik und Motorluftschiffahrt, 1931.
12. Betz & Helmbold. Ingenieur Archiv, 1931. Zur Theorie stark belasteter Schrauben.
13. Helmbold. Ingenieur Archiv, 1931. Beitrag zur Theorie der Nachstromschrauben.
14. Goldstein. Proc. Royal Society A. Vol. 123, 1929.

Ad 1 & 2. Mr. Payne, using the method given by Glauert in R. & M. 786, finds that for the type of wide-bladed propeller used in warship work both the thrust and the torque are greatly (40%—50%) overvalued by the theory; the disagreement in efficiency, while appreciable is small compared to that in thrust and torque. Results for one such case are given in the paper read by Mr. Gawn at this year's spring meeting of the I.N.A. and appear to include the tip correction due to Goldstein.

Dr. Baker, presumably also using the Glauert method, finds that 'the efficiency is near about correct but the thrust from blade element theory is always much higher than the thrust obtained in experiments' (the difference in torque must be of the same order if the efficiency is near about correct).

Dr. Baker states 'this difference between estimated and calculated thrust disappears as the number of blades increase'. While this may be correct according to theory it will hold only so long as interference between adjacent blades (cascade effect) does not become acute.

Sufficient information on this effect is lacking but it is suggested from the results of some cascade experiments which have been carried out at Dumbarton (see Fig. 11) that so long as conditions are such that the influence of the adjacent sections is confined chiefly to changing the true incidence on the test section, the existing theory is near the truth but a condition arises such that the flow in the cascade of sections is not merely deflected, but obstructed so that a progressive and increasing loss of lift occurs, the effect on drag being relatively small.

When this takes place over any considerable part of a propeller blade the theory fails to give the same result as experiment.

In broad bladed screws such a condition of flow may exist over a substantial part of the blade and along the lines suggested is a probable explanation of the discrepancies referred to found between theory and experiment.

So far as the blade element method has been used at Dumbarton the results have been similar to those already mentioned in that efficiency was reasonably near the same as by experiment but thrust and torque were over estimated. A method based on the cascade results referred to has been used with some success to cover this deficiency but it is not sufficiently complete to be satisfactory for general use.

Dr. Kempf does not generally use a blade element method for screws but in some cases the Helmbold-Lerbs method (ref. 7, 8, 9) for "optimum" design of aerofoil screws has been used. Helmbold's method for taking account of varying wake distribution (ref. 8) is not usually employed, reliance being placed on experience.

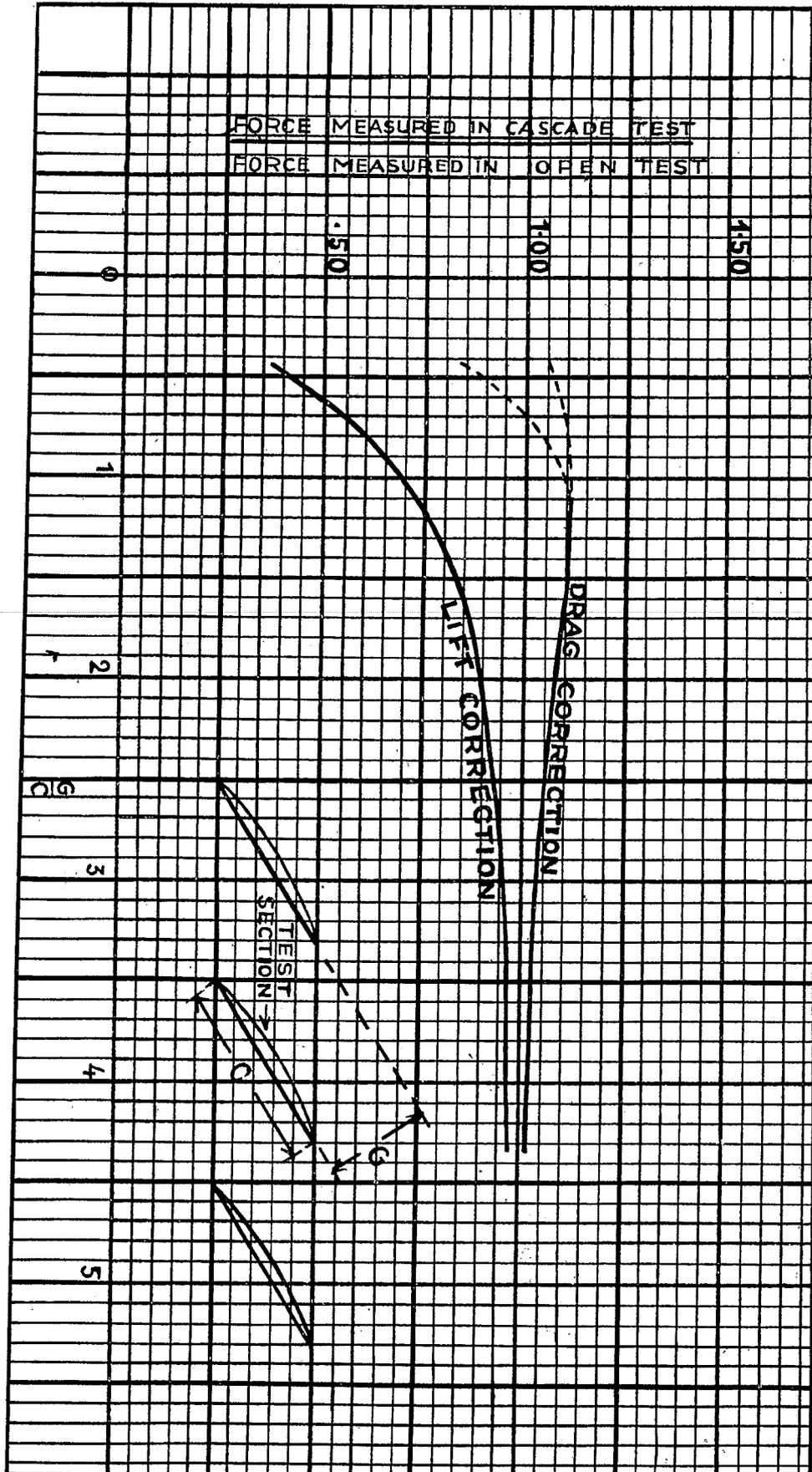


Abb. 11. Cascade-Effect on Modelpropeller.

Comparison of model results with theory show that theoretical efficiencies were 1—2% higher than the experimental ones and that thrust was anything up to 15% higher than experimental values depending on the loading.

This is in broad agreement with Haslar, Teddington and Dumbarton. Mr. Troost makes regular use of a blade element method (Helmbold-Lerbs) for the "optimum" aerofoil screw (ref. 7, 8, 9).

Like Dr. Kempf he finds the Helmbold method of taking account of varying wake too laborious for general use.

A further correction is used by Mr. Troost for 'gap-effect', i. e. the matter already referred to under cascade effect, based on results obtained by Gutsche (ref. 4). It is obvious from the statement in the reply under consideration that further knowledge of this correction is required before satisfactory use can be made of it.

Mr. Troost claims little gain in efficiency but considers the knowledge of thrust distribution obtained by this method valuable for determining cavitation limits.

This may be questioned on the grounds that in the very cases where cavitation is likely to be important the cascade effect correction will be large and consequently the thrust distribution given by theory unreliable.

Good agreement has been obtained by Mr. Troost between calculated and experimental results.

Dr. Horn uses the method described under ref. 3 which is similar in principle to the one just referred to.

He points out the need for further knowledge on the influence of the cascade effect.

Like Mr. Troost he considers the method advantageous for avoiding cavitation but as already mentioned the value of this as the theory stands at present may be questioned.

The Berlin Tank uses Dr. Horn's method but are at present working out an improved correction for the cascade effect and as it were, with hold judgment till these results are available. A good agreement is claimed between theory and practice.

Mr. Yamagata uses a method given in ref. 9 and from the table given in his reply obtains good agreement between theory and experiment. The chief feature of the method would appear to be the use of an empirical value for ϵ , instead of the true drag-lift ratio, this value being determined from special self-propulsion tests and taking account of the effects of centrifugal force, contraction of race, non-uniformity of wake etc.

General Rota does not make use of a blade element method and he considers that the best results can be achieved using available data from open tests of model screws.

Summing up this part of the question it is apparent that the blade element methods of propeller design at present available are not entirely adequate to meet the requirements of marine work. Information available suggests that the chief cause of the failure arises from the relatively broad blades used in marine work and the resultant large interference from adjacent blades. This point has been and is being investigated (Dr. Gutsche hopes to publish his latest results shortly) and it may be expected that in time a modification will be introduced to bring the results of theory into agreement with experiment. The introduction of such a correction to the method of designing "optimum" screws will naturally have to be considered along with the arguments upon which the "optimum" design is obtained.

A similar correction in conjunction with the Glauert method would be applicable to any case both for analysis and design.

Apart from the lack of agreement between theory and experiment, the amount of labour involved in applying the blade element method is a drawback of some practical importance but if a sufficiently complete theory was available graphical or other means of shortening the work would no doubt be evolved (e. g. Lerbs method).

Ad. 3 & 4. The successful use of any blade element method obviously requires an accurate knowledge of the properties of the sections employed and in this respect specialised data for marine propeller work is not extensively available.

Mr. Payne has used data published in the R. & M. but he does not say if this includes tests for circular-backed sections.

Dr. Horn, Mr. Troost and the Berlin Tank use the extensive special tests with circular-backed and aerofoil sections made by Dr. Gutsche.

Tests with three circular backed sections covering a rather limited range of camber ratio are available in Göttingen results (Profiles 608, 610, 708). These do not agree well with cross curves of Dr. Gutsche's results for similar sections.

As suggested in one or two of the replies information is lacking for sections of very low camber ratio such as occur towards the tip of large area blades. The testing of such sections in water presents practical difficulties in producing a test unit of suitable aspect ratio and strong enough to stand up to the forces involved at speeds high enough to avoid scale effects. When it is desired to take pressure measurements at the middle of such a test section the practical difficulties increase.

Pressure tests and force tests on very thin sections and on other sections covering the usual range of camber ratio for propeller work are being carried out at Dumbarton from time to time and these may be published in due course.

Dr. Baker has stated that section tests are being carried out at the N.P.L. on a new apparatus designed for the purpose and that results will be available in due course. It is suggested to Dr. Baker that if possible the N.P.L. should include very thin sections (i. e. less than 0.03 camber ratio) in their series and that the measurements made should include pressure distribution.

In view of these facts the conclusion is that it is not possible or advisable at the present juncture to standardise the properties of circular-backed or aerofoil blade sections. It is necessary to delay a final decision on this question until the results of experiments at present being carried out are available. In the meantime the results of Dr. Gutsche's section tests are the best available for marine propeller design.

It is requested that any suggestions regarding shape of section for blade test should be put forward by members at the conference so that they may be discussed and if considered useful incorporated in tests to be carried out.

It is desirable to aim at the standardisation of values for circular backed sections ranging from as low camber ratio as can be tested to at least 0.20 camber ratio. Departure from circular-backed sections introduces a more complicated problem as quite small changes in curvature on the back or at the entrance of a section cause quite large changes in the suction distributions so that, particularly from the point of view of cavitation, it becomes of great importance to check the detail curvature of the back.

Consequently detailed measurements for a variety of "aerofoil" section series is desirable.

In conclusion two points of view may be held on the question of propeller design from the blade element standpoint.

The more logical point of view is that which aims at a complete theory to give the "optimum" screw design. This involves the assumption of a complete knowledge of wake distribution and fluctuation (including the influence of wake scale effect) and all other relevant factors. It is a position which some may consider unattainable in practice.

If any of the assumptions are incorrect it follows that the "optimum" screw is not achieved. It may therefore be questioned if an incomplete method of designing an "optimum" screw is worth while.

The alternative and simple method is an addition to that of R. & M. 786, to bring it into line with experiment. Such a method would then be applicable to predict the performance of any design of screw within certain limiting assumptions.

It may be reasonably argued that the former method is merely the logical outcome of the latter in that repeated applications of the latter to modified designs should lead to the "optimum" design of the former but nevertheless it may be found in practice that the latter is the more flexible instrument for design and it would be invaluable for analysis.

Summing up it may be stated broadly:

(1) Blade element methods for marine propeller design and analysis are in use to a considerable extent.

(2) No completely satisfactory blade element method is at present available to deal with marine propellers but the indications are that such a method may ultimately be achieved.

(3) Section test results for circular-backed and "aerofoil" shapes suitable for propellers are not extensively available and the results of further experiments are awaited before any standardisation can be recommended.

1) Aus einem Brief von Herrn Dr. Gutsche an Herrn Allan.

...Die Übereinstimmung der von mir angegebenen Profileigenschaften von Kreissegmentschnitten mit gleichartigen Messungen der Göttinger Versuchsanstalt (Profile 608, 609, 610 und 708 der IV. Lieferung der Göttinger Ergebnisse S. 55) habe ich in dem beigefügten Diagrammblatt (Abb. 12) dargestellt.

Die von Ihnen festgestellte Unstimmigkeit der Göttinger Ergebnisse an Profil 610 mit meinen Werten rührt daher, daß Sie für das Profil 610 ein Dickenverhältnis von $\delta=0,065$ angenommen haben (in das holländische Diagramm ist es sogar bei $\delta=0,063$ eingetragen!). Sowohl in meinem Hamburger Bericht von 1932 (siehe Hydromechanische Probleme des Schiffsantriebes S. 194 oben) als auch im VWS-Mitteilungsheft Nr. 10 (S. 3—4) habe ich darauf hingewiesen, daß das von mir angegebene Dickenverhältnis δ nicht mit dem aus der Saugseitenkrümmung folgenden Krümmungsdickenverhältnis δ_k identisch ist. Da ich für meine Profile in Anlehnung an wirkliche Schraubenflügelschnitte eine Schnittform mit endlicher Kantendicke s_0 wählte, während die Göttinger Profile eine theoretisch scharfe Schneide aufweisen (Göttinger Ergebnisse, Lieferung IV, S. 30), und da weiterhin für die Beziehung $\xi_a=f(\alpha_i)$ lediglich die Saugseitenkrümmung maßgebend ist, entspricht dem Göttinger Profil mit dem Dickenverhältnis δ_k ein Profil aus meiner Reihe mit dem Dickenverhältnis:

$$\delta = \delta_k + \delta_0, \text{ worin } \delta_0 = \frac{\text{Kantendicke}}{\text{Profillänge}} = \frac{2}{250} = 0,008.$$

Das tatsächliche Dickenverhältnis des Profils 610 ist nun nach den Göttinger Angaben $\delta_k=0,0669$, so daß es einem Dickenverhältnis meiner Profilverihe $\delta = 0,0669 + 0,008 = 0,0749$ entspricht. — Nach Berücksichtigung dieser Korrektur erscheint mir die aus dem beigefügten Diagramm ersichtliche Übereinstimmung recht gut....

K. Punkt 14:

Projet de Programme pour une Discussion sur les Girations.

a) Vorbemerkungen von Herrn Barrillon.

A. Les études portées jusqu'ici à l'ordre du jour des réunions de Directeurs de Bassins ont été relatives au seul cas d'un flotteur à plan de symétrie vertical, en mouvement rectiligne et uniforme dans la direction horizontale du plan de symétrie.

L'étude du navire en giration et spécialement celle des efforts sur le gouvernail, proposée par Monsieur Allan, introduit simultanément la dissymétrie du flotteur, le mouvement en courbe et le mouvement varié. A mon avis, il est prématuré d'aborder des cas aussi compliqués et il est préférable de procéder par étapes. Je propose donc d'étudier uniquement le cas du navire en giration permanente.

Vergleich Göttinger Profilmessungen mit Angaben aus VWS-Mitteilungen, Heft 10, Abb.38

<u>Göttingen</u>	<u>VWS</u>
<ul style="list-style-type: none"> ○ Profil 608: $l=0,2\text{ m}$; $r=0,56\text{ m}$; $\delta_K=0,045$ ● " 609: " $r=0,49$ " ; $\delta_K=0,0507$ ● " 610: " $r=0,38$ " ; $\delta_K=0,0669$ ● " 708: " $r=0,35$ " ; $\delta_K=0,0731$ 	$\delta_0 = \left. \begin{array}{l} \delta = 0,053 \\ \delta = 0,0587 \\ \delta = 0,0749 \\ \delta = 0,0811 \end{array} \right\} +0,008$

Für Auftriebserzeugung gleichwertige Profile ($r=\text{konst.}$)

Göttingen
(scharfkantig)

$$\delta_K = \frac{S_K}{l}$$

VWS
(Kanten abgerundet)

$$\begin{aligned} \delta &= \frac{S}{l} \\ &= \frac{S_K}{l} + \frac{S_0}{l} \\ &= \delta_K + \delta_0 \\ \delta_0 &= \text{konst.} = 0,008 \end{aligned}$$

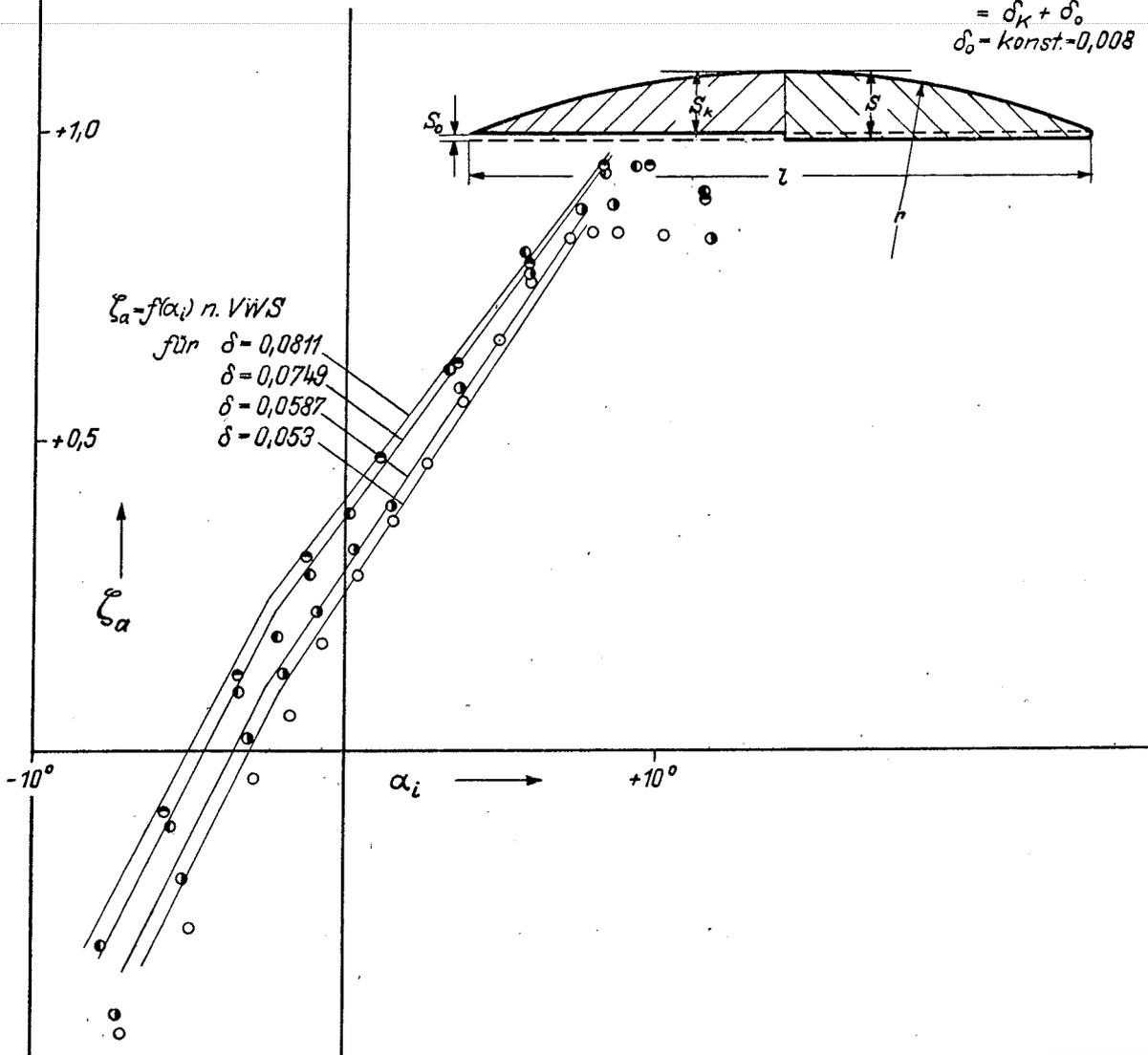


Abb. 12. Vergleich Göttinger Profilmessungen.

B. Dans l'enseignement, deux étapes intermédiaires sont introduites:

- a) l'étude du gouvernail isolé en translation uniforme et
- b) l'étude du navire isolé en marche oblique.

L'étude de la giration du navire cherche ensuite à introduire les résultats de ces deux étapes dans les équations d'équilibre en mouvement du navire.

Un premier point à discuter est de savoir si ces étapes sont nécessaires. Mon avis est le suivant:

- a) l'étude du gouvernail isolé en translation uniforme est nécessaire du point de vue pratique et pour les mêmes raisons que l'étude de l'hélice isolée, mais pour être utilisable cette étude doit être faite dans deux cas: d'abord pour le gouvernail complètement isolé, ensuite pour le gouvernail en présence d'un plan mince; du point de vue théorique le navire en giration et son gouvernail doivent être considérés dans leur ensemble;
- b) l'étude du navire isolé en marche oblique n'a pas de rapport avec l'étude du navire en giration.

C. La documentation concernant le gouvernail isolé est assez vaste à l'heure actuelle: on peut rattacher les observations aux résultats obtenus pour les ailes d'avions, soit par la théorie, soit par les essais sur modèles. Les rapprochements avec la théorie sont difficiles parce que l'allongement du gouvernail dans la direction perpendiculaire à la vitesse est beaucoup plus faible que dans le cas de l'aile d'avion. Comme étude expérimentale il serait intéressant de faire la comparaison entre le gouvernail profondément immergé et le gouvernail peu immergé ou même coupant la surface libre de l'eau.

D. Dans toutes les études théoriques sur la giration on considère séparément la réaction hydrodynamique sur la carène et la réaction hydrodynamique sur le gouvernail. Les théories actuellement classiques ne font pas intervenir les interactions. Il n'est pas possible à l'heure actuelle de faire mieux. Il faut cependant remarquer que l'angle i introduit comme angle d'attaque du gouvernail n'est pas l'angle fait par le gouvernail avec les filets liquides. Ce dernier angle $i-u$ (obtenu en menant une perpendiculaire au rayon passant par la mèche du gouvernail et le centre de giration Ω) est petit par rapport à i , sauf peut-être dans le cas où le gouvernail est placé directement derrière un plan mince. (Abb. 13).

Il serait intéressant de savoir si la mesure simultanée de i et de u a été faite pour des positions variables du gouvernail par rapport au plan mince de l'arrière.

A cette question se rattache celle de la direction des filets liquides de long de la carène en giration. Il ne semble pas y avoir d'expériences modernes sur ce sujet qui serait facile à aborder avec les moyens dont on dispose actuellement pour le tracé des trajectoires le long de la carène.

E. Les équations d'équilibre en mouvement (si l'on néglige l'inclinaison transversale du navire) sont au nombre de 3.

1. L'équation relative aux composantes longitudinales. Cette équation n'aurait d'intérêt que si on avait des mesures de poussées des hélices sur le navire en giration. Dans cette ignorance, les deux autres équations ne contiennent que des forces transversales.

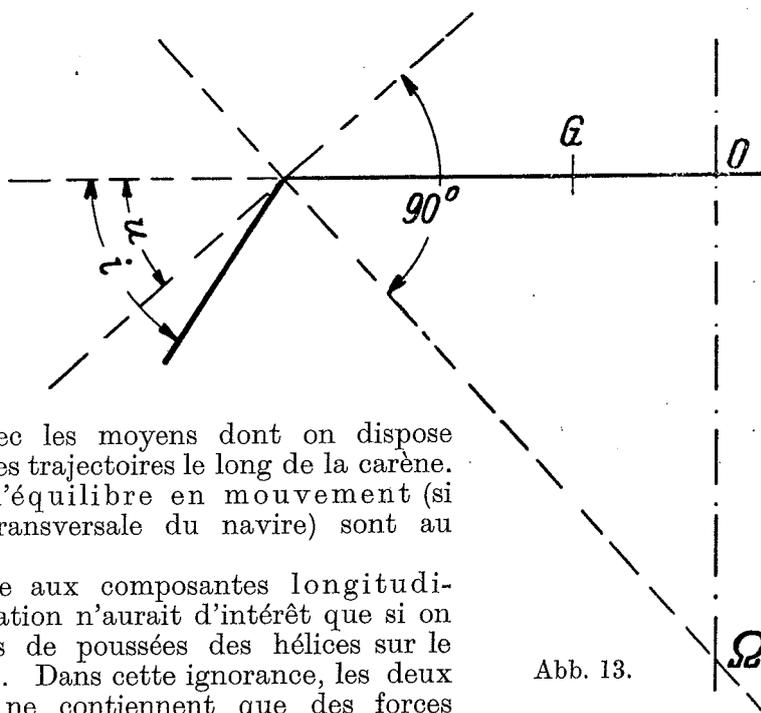


Abb. 13.

2. L'équation relative aux composantes transversales et

3. l'équation relative aux moments par rapport à un axe vertical.

Dans ces deux dernières équations interviennent la force centrifuge $\frac{mV^2}{r}$, la réaction de l'eau sur la carène et la réaction de l'eau sur le gouvernail.

La réaction de l'eau sur le gouvernail n'est en général connue que par son moment par rapport à la mèche et non par sa position. Il serait intéressant de faire des expériences sur ce sujet, mais je ne pense pas que cette position ait une grande influence pour le mouvement du navire; par contre cette position est très importante pour les efforts sur la barre. La réaction de l'eau sur la carène est en général décomposée en une force et un couple. Ceci est sans inconvénient pour le calcul, mais cet ensemble ne représente qu'une force H qui doit équilibrer la force centrifuge et la réaction sur le safran. Cette force doit donc rencontrer le longitudinal du navire entre G et l'arrière. Entre les deux équations conservées on élimine en général δ et on trouve une relation entre r et i d'où l'on tire des conséquences qui ne sont pas invraisemblables; cependant si on porte en ordonnées $\frac{1}{r}$ et en abscisses les composantes transversales sur le gouvernail isolé, on obtient une courbe inacceptable lorsque i est petit. (Abb. 14).

Si au lieu d'éliminer δ on élimine i , on obtient une relation entre $\frac{1}{r}$ et δ . En portant en ordonnées $\frac{1}{r}$ et en abscisses δ , la courbe théorique ne semble pas représenter suffisamment les expériences. Il serait intéressant que les expérimentateurs ayant étudié la question communiquent leurs courbes avec les échelles qui viennent d'être indiquées.

Il serait intéressant de savoir si ces insuffisances de la théorie actuelle sont généralement reconnues. Elles ont pu passer inaperçues parce que les expériences faites ne portaient pas sur de petites valeurs de i en même temps que sur les valeurs pratiques de i .

A mon avis, ce qui retarde actuellement l'établissement d'une théorie convenable est la connaissance insuffisante de la force unique, H , représentant à elle seule la totalité des réactions de l'eau sur la carène en giration permanente.

F. Comme indiqué ci-dessus la théorie ne considère pas actuellement les interactions entre carène et gouvernail. Pour mettre cet effet en évidence il est nécessaire de faire séparément un essai de giration et un essai de gouvernail isolé, puis de rapprocher les deux essais. Pour que ces comparaisons soient fructueuses et puissent être menées simultanément par plusieurs expérimentateurs, il serait utile de définir deux types de gouvernail, l'un de forme ordinaire, l'autre suspendu qui seraient d'abord essayés isolément et permettraient ensuite dans le cas, où un système de gouvernail donnerait dans la pratique des résultats meilleurs qu'un autre, de décider si l'avantage résulte de la forme même du gouvernail ou d'une meilleure association avec l'ensemble de la carène et des propulseurs.

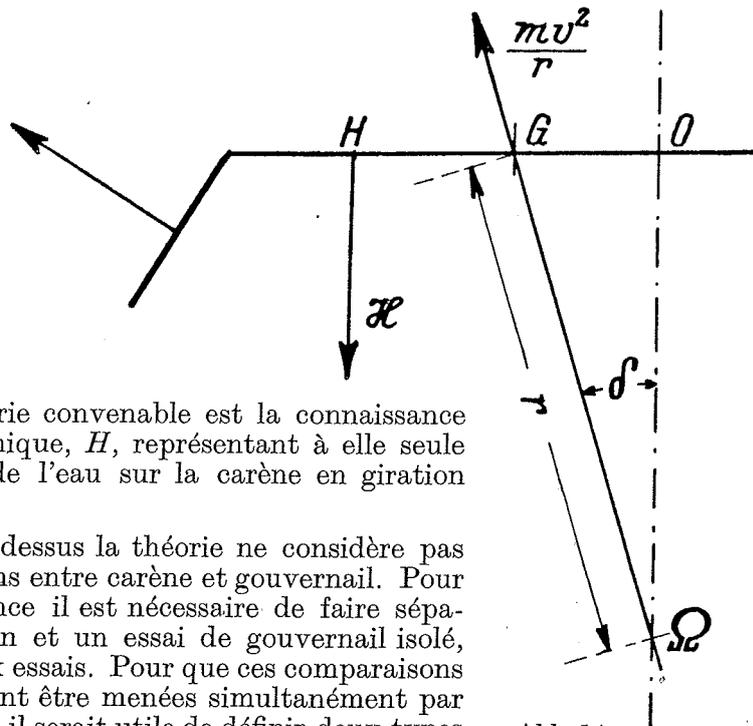


Abb. 14.

G. Je donne ici la traduction de quelques termes spéciaux aux girations permanentes et les notations les plus usuelles.

	Giration permanente	gleichförmige Drehbewegung
r	rayon de giration	Drehkreishalbmesser = Krümmungsradius der Bahnkurve
δ	angle de dérive	Derivationswinkel
Ω	centre de giration	Mittelpunkt des Drehkreises
O	point giratoire	taktischer Drehpunkt
G	centre de masse	Systemschwerpunkt des Schiffes
	giration	Drehbewegung
	gouvernail	Steuerruder (rudder)
	gouvernail suspendu	Schweberuder
	marche oblique	schräge Fortbewegung
	plan mince	Totholzfläche (deadwood)
	interaction	gegenseitige Wirkung
$i-u$	angle d'attaque	Anstellwinkel
i	angle de barre	Ruderausschlag (helm angle)
A	surface de dérive	Längsplan — Lateralplan
α	surface de safran	Fläche des Ruders (area of rudder)
	axe de mèche	Ruderdrehachse

A ces notations il semble utile d'ajouter H , α et σ ainsi définis:

$\alpha = \frac{GO}{L/2}$ rapport entre la longueur GO et la demi-longueur du navire.

N_T composante transversale de l'action hydrodynamique sur le safran (fonction de i).

Cette fonction peut être définie, soit par des expériences sur safran isolé, soit par des mesures sur le gouvernail derrière carène.

$\sigma = \frac{GH}{L/2} \begin{cases} H \text{ point de rencontre avec le longitudinal de la résistance hydrodynamique de la carène.} \\ \sigma \text{ rapport entre la distance du centre de gravité au point } H \text{ et la demi-longueur du navire.} \end{cases}$

$H\sigma \cdot \frac{L}{2}$ moment de la résistance hydrodynamique de la carène seule par rapport au centre de gravité G .

La connaissance du rapport $\frac{\sigma}{\alpha}$ joue un rôle fondamental dans toutes les théories de giration. Il est à prévoir que ce rapport est peu variable pour un même navire lorsque i et la vitesse de route varient.

Les deux équations d'équilibre en mouvement ne contenant pas la poussée des hélices sont approximativement:

$$\frac{mV^2}{r} + N_T = H$$

$$\frac{mV^2}{r} \cdot \frac{L}{2} = H \frac{L}{2} (1 - \sigma)$$

on peut donc par l'analyse d'essais de giration obtenir la relation entre σ et α à condition d'avoir mesuré δ puisque $r \sin \delta = \alpha \frac{L}{2}$.

b) 1. Stellungnahme von Herrn Dr. Weinblum.

1. Die von Herrn Barrillon genannte allgemeine Aufgabe, die Bewegungen eines Schiffes unter dem Einfluß von Steuerkräften in ruhigem Wasser zu untersuchen, kann auf drei Weisen gefördert werden:

- a) durch Messungen am Schiff,
- b) durch Messungen am gesteuerten Modell mit Eigenantrieb,
- c) durch Integration der Bewegungsgleichungen, wobei verschiedene physikalische Größen durch Sonderversuche zu bestimmen sind.

Wir wollen uns nur mit dem Punkt c beschäftigen, dessen Erledigung die Voraussetzung einer wissenschaftlich befriedigenden Lösung vorstellt.

Es gelten die drei bekannten Bewegungsgleichungen:

$$D/g \cdot \frac{dv}{dt} = T \text{ (Kräfte in Richtung der Bahntangente des Schiffes)} \quad (1)$$

$$D/g \frac{v^2}{R} = Q \text{ (Kräfte zur Richtung der Bahntangente des Schiffes)} \quad (2)$$

$$J_z \frac{d\omega}{dt} = M \text{ (Kräftepaar), wobei } \omega = \frac{d\vartheta}{dt} \text{ und } \vartheta = \gamma + \delta \quad (3)$$

(ϑ Gesamtdrehungswinkel, γ Winkel an die Bahntangente im Schwerpunkt, δ Abtrifftwinkel). Nach Barrillon sind diese durch eine vierte für Rollbewegungen zu ergänzen, was besonders im Hinblick auf Stabilisierungsprobleme von Wichtigkeit ist.

Herr Barrillon bezeichnet die Lösung der allgemeinen Aufgabe als zu kompliziert und schlägt vor, sich zunächst auf die reine Drehkreisbewegung zu beschränken.

Die Schwierigkeiten sind sowohl physikalischer Natur wie auch mathematischer, letztere fallen jedoch weniger ins Gewicht. Zunächst müßten die Kräfte T , Q , M bekannte Funktionen der gesuchten Grundgrößen, z. B. v , γ , δ , sein. Dies ist im allgemeinen keineswegs der Fall. Wir wollen im nächsten Abschnitt kurz betrachten, was die Aerodynamik und die Schiffstheorie zur Bewältigung der allgemeinen Aufgabe bis jetzt beigetragen haben.

2. a) Die von Herrn Barrillon in den Vordergrund gestellte Aufgabe über Drehkreisbewegungen ist von seiten der Luftschiffbauer behandelt worden. Ich nenne hier Munk, Klemperer, Kaplan, R. Jones; wegen der Verwandtschaft mit unserem Fach sind diese Arbeiten besonders wichtig, wenn auch die Verhältnisse (Drehkörper, Schraubenwirkung) einfacher als bei uns liegen. Bei der Drehkreisbewegung in idealer Flüssigkeit treten beträchtliche Kräfte in Richtung der Bahntangente auf; die Druckverteilung über den Schiffsrumpf ist von der bei einer Translationsbewegung mit gleichem Anstellwinkel wesentlich verschieden. Klemperer hat vorgeschlagen, die Translationsbewegung entsprechend gekrümmter Modelle statt der Kreisbewegung üblicher Körper zu untersuchen; die Methode ist nicht streng, scheint aber aufschlußreiche Ergebnisse zu zeitigen (Klemperer, Gourjienko). Schwierigkeiten können bei schiffbaulichen Fragen bei der Berücksichtigung des Schraubenstrahls entstehen.

b) R. Schwarz hat für Flugzeuge die Gleichungen (1) bis (3) unter folgenden Voraussetzungen integriert:

$\omega = \text{const.}$, der Schub wird nach einer Näherungsformel $S = f(v)$ angesetzt, die bei kleinen Bahnradien auftretenden hydrodynamischen Effekte werden größtenteils nicht erfaßt. Der Ruderwinkel $\beta_R = i$ wird als gegeben angesehen; man erhält dann die Lösungen für v , γ und δ , aus denen die Winkelgeschwindigkeit und die Bahnkurve ermittelt werden können. — Die Bedeutung der Arbeit für den Schiffbau beruht im Methodischen.

c) Kucharski hat die Vorgänge bei Schiffen untersucht; er setzt $v = \text{const.}$ voraus und reduziert dadurch die Anzahl der Fundamentalgleichungen auf 2. Unter weiteren Annahmen über die am Schiff und am Ruder wirkenden Kräfte gelangt er zu einer expliziten Lösung des Problems. Die Methode von Kucharski ist bewußt schematisch, kann aber eine Unterlage für weitere Verfeinerungen abgeben. Gegenüber dem allgemeineren Verfahren von Schwarz ist hervorzuheben, daß die Winkelgeschwindigkeit nicht gleichförmig angesetzt wird. Auf eine Berechnung der Geschwindigkeit im Drehkreis wird a priori verzichtet.

3. Auf Grund der vorliegenden Untersuchungen möchte ich zu den Ausführungen von Herrn Professor Barrillon folgendes bemerken:

A. Will man zur Zeit noch nicht das Bewegungsproblem in seiner Totalität in Angriff nehmen, so ist neben der Drehkreisbewegung die Bewegung bei kleinen Deviationswinkeln ϑ zu behandeln; letztere Aufgabe ist nicht weniger wichtig als die erstgenannte. Besondere Beachtung wird das Problem der Kursstabilität zu finden haben.

B. Die Untersuchung angestellter Schiffskörper bei Translationsbewegungen ist sowohl für Fragen der Kursstabilität wie der Drehkreisfahrt von Interesse, wenn sie auch unmittelbar keine Lösung der Aufgaben bringen kann; man erhält nur Teilmglieder der maßgebenden Ausdrücke. Untersuchungen, wie sie von Castagneto begonnen sind, sollten daher fortgesetzt werden, wenn ich auch nicht mit allen von ihm eingeführten Begriffen vollkommen einverstanden bin. Eine wichtige Erweiterung bilden die erwähnten Versuche mit gekrümmten Modellen.

C. (Letzter Satz.) Einige Versuche von Baker und Bottomley bewegen sich in ähnlicher Richtung.

D. Die von Herrn Barrillon mitgeteilten Überlegungen über den wirksamen Anstellwinkel im Drehkreis sind besonders wichtig. Es klafft hier eine Lücke, die erst durch gründliche Versuche geschlossen werden kann.

E. Es ist ferner Herrn Barrillon beizupflichten, daß die Kenntnis des Angriffspunktes der Ruderkraft für das Studium der Drehbewegung ziemlich belanglos ist, wichtig dagegen die Kenntnis der Schubkurve im Drehkreis. — Vergleiche zwischen experimentellen Ergebnissen und Lösungen der Bewegungsgleichungen (2) und (3) sind uns nicht bekannt (außer etwa einem Diagramm bei Klemperer). Bei eingehender Beschäftigung mit den Gleichungen wird sich ergeben, ob man mit einer resultierenden Kraft H oder einem System aus Kraft und Moment arbeiten soll. Zunächst halte ich in der Schiffstheorie die Einführung des Moments, die durch die Vorgänge in idealer Flüssigkeit nahegelegt ist, für recht fruchtbar. Wesentlich ist der Hinweis auf die Lage der Resultierenden H hinter dem G -Schwerpunkt des Schiffes, woraus ohne weiteres die Unzulänglichkeit einfacher Tragflächenvorstellungen bewiesen ist.

F. Die Anregung, zunächst den Schiffsrumpf und das Ruder im Drehkreis getrennt experimentell zu untersuchen, ist methodisch richtig und gilt für eine ganze Reihe von Fällen, wo eine gegenseitige Wirkung der einzelnen Elemente zu erwarten ist. Für diese Messungen sind wohl besondere Versuchseinrichtungen erforderlich, wenn es nicht gelingt, die Methode der gekrümmten Modelle weiter zu entwickeln.

Gelingt es, den formalen Apparat für die Berechnung der Bewegungen in ruhigem Wasser zu entwickeln, so wird man versuchen, ihn auch für die schwierigeren Verhältnisse im Seegang nutzbar zu machen, wobei natürlich entsprechende experimentelle Unterlagen durch eingehende Modellversuche zu gewinnen sind.

Schrifttum.

1. F. Horn, „Theorie des Schiffes“.
2. H. Lamb, „Hydrodynamik“.
3. M. Munk in „Aerodynamics“ von Durand, Bd. I u. VI.
4. Klemperer und Arnstein, desgl. Bd. VI.
5. R. Jones, Reports and Memoranda 1061.
6. C. Kaplan, NACA Technical Note Nr. 554.
7. R. Schwarz, Luftfahrtforschung Bd. 14 (1935).
8. Kleinwächter, Luftfahrtforschung Bd. 15 (1936).
9. W. Kucharski, Werft Reederei Hafen 1932.
10. Gourjienko, CAHI Bericht Nr. 182, 1934.
11. Ratib, ZAMM 1934.
12. Baker and Bottomley, Inst. of Eng. and Shipbuilders in Scotland 1921/22, 1923/24, 1926/27.
13. Castagneto, Bericht der Versuchsanstalt Rom 1935.

c) 1. Erwiderung von Herrn Barrillon.

... Tant d'abord je vous rappelle que j'ai proposé de ne parler que du navire en giration permanente; j'aurais même du dire: navire en giration permanente et en eau primitivement calme. Je ne considère pas que le cas du navire en eau agitée soit sans intérêt, non plus que le cas du navire en translation oblique mais je crois que pour une réunion de discussion il est nécessaire de commencer par des cas très simples. Le cas du navire en translation oblique est certainement un cas simple, mais à mon avis il n'a avec le cas du navire en giration qu'un rapport très éloigné.

De même pour le cas simple de l'aile d'avion en milieu indéfini. La parenté (Verwandtschaft) dont vous parlez dans votre § 2a) me paraît très lointaine. Cette parenté ne s'étend pas aux mouvements de la surface libre (vagues) et de plus n'est utilisable que si on compare le navire à une aile d'envergure très faible. Les problèmes d'hydrodynamique à deux dimensions c'est à dire pour une envergure infinie ne peuvent donc être bien utiles pour le cas du navire en giration.

Il y a deux points sur lesquels je suis entièrement d'accord avec vous et qui me semblent confirmer mes façons de voir: „die Druckverteilung über den Schiffsrumpf ist von der bei einer Translationsbewegung mit gleichem Anstellwinkel wesentlich verschieden“ et „... woraus ohne weiteres die Unzulänglichkeit einfacher Tragflächenvorstellungen bewiesen ist“.

J'ai lu en leur temps les divers travaux que vous citez dans votre bibliographie (Schrifttum) à l'exception des mémoires Kleinwächter et Gourjienko. Je n'aurai pas de difficulté à me procurer le mémoire Kleinwächter, mais pour le mémoire Gourjienko, je ne sais pas ce qu'est CAHI. Je vous serais donc très reconnaissant de m'indiquer une référence exacte. Si c'est en russe je n'aurai pas de difficulté pour le faire traduire, mais il n'est pas facile d'obtenir ici ces mémoires russes. Une analyse de ce mémoire a-t-elle été publiée dans un journal allemand?...

d) 2. Stellungnahme von Herrn Dr. Weinblum.

... Ich war überrascht, wieviel gründliche Arbeit von den Luftschiffbauern im letzten Jahrzehnt geleistet worden ist; ich bin daher in erster Linie von Munk und Klemperer (Durand, Aerodynamics Bd. I und VI) ausgegangen; die Abhandlung von Gourjienko — soweit mir bekannt, ist kein deutscher Bericht über diese Arbeit erschienen —: Transactions of the Central Aero-Hydrodynamical Institute in the name of prof. Joukowski, Nr. 182, Moskau 1934, bildet nur eine Ergänzung zu Klemperer. Ich bin ganz Ihrer Ansicht, daß die schiefe Anströmung von Tragflächen nur wenig Positives in unserem Falle bietet; man muß eben Schiffmodelle schräg schleppen. Die Abhängigkeit der aerodynamischen Kräfte und Momente vom Anstellwinkel und der Winkelgeschwindigkeit („Rotary derivative“) wird zweckmäßigerweise bei den Aufgaben der Schiffstheorie ebenso zu verfolgen sein wie im Luftfahrzeugbau. Aus diesem Grunde halte ich auch die Schrägschleppversuche für nützlich (wie z. B. neulich von Castagneto durchgeführt), solange man nicht vergißt, daß wir es mit einem Teil der Erscheinungen zu tun haben.

Befäßt man sich mit der Ableitung nach Anstellwinkel und Winkelgeschwindigkeit (z. B. $\frac{\delta M}{\delta \alpha}$ und $\frac{\delta M}{\delta \omega}$), so ist es naheliegend, das Problem der Kursstabilität auf geradem Kurse und der Schiffsbewegungen bei kleinen Deviationswinkeln mit in den Kreis der Betrachtungen zu ziehen. Es erscheint mir unerläßlich, den Begriff der dynamischen Kursstabilität, wie er etwa von Klemperer (l. c.) gegeben ist, in geeigneter Form für den Schiffbau nutzbar zu machen....

e) 2. Erwiderung von Herrn Barrillon.

... Je puis maintenant vous donner mon opinion sur les divers travaux que vous m'avez signalés et dans lesquels vous estimiez que nous trouverions une parenté utilisable avec le problème qui nous intéresse du navire en giration permanente et en eau primitivement calme.

Pour les discussions théoriques le travail de Karl Kaplan (Naca. Fév. 36) me paraît de la meilleure base. La méthode repose sur l'addition de potentiels relatifs à chacun des mouvements élémentaires. Elle donne dans le cas de l'ellipsoïde une force perpendiculaire à la trajectoire du centre de l'ellipsoïde avec une intensité H et un bras de levier b par rapport au centre de l'ellipsoïde. Les formules sont:

$$H = \frac{mV^2}{R} \sqrt{K_a^2 \cdot \cos^2 \delta + K_T^2 \sin^2 \delta}$$

$$b = R \cdot \frac{\sin \delta \cdot \cos \delta (K_T - K_a)}{\sqrt{K_a^2 \cos^2 \delta + K_T^2 \sin^2 \delta}}$$

La quantité $\frac{H \cdot b}{V^2}$ serait donc pour un ellipsoïde donné fonction seulement de l'angle de dérive δ . (Abb. 15).

Si des formules du même genre s'appliquaient au navire en rotation, on aurait pour le produit $H \cdot b$ une valeur proportionnelle à

$$mV^2 \cdot \sin \delta \cdot \cos \delta.$$

Un résultat aussi simple serait certainement le bienvenu s'il était confirmé par l'expérience.

Malheureusement l'expérience donne un résultat beaucoup plus compliqué pour le navire en surface, sans qu'il soit possible d'affirmer pour l'instant que l'hypothèse de la composition des champs potentiels est seule cause de la divergence entre la théorie et l'expérience. On peut, en effet, admettre qu'il n'est pas légitime de négliger les décollements de l'écoulement (à la fois pour le dirigeable et pour le navire) et de négliger les effets de vagues (cas du navire seulement).

Dans le cas de l'ellipsoïde tournant autour de son centre ($R=0$) on aurait $V=0$ et la théorie ne donnerait plus aucune réaction de l'eau. La raison en est, que le champ d'écoulement considéré par la théorie est un champ à potentiel des vitesses.

Le mémoire Gurjienko est un mémoire expérimental sur la détermination des dérivées de rotation à l'aide d'un modèle courbe. L'auteur indique qu'il n'est pas possible de justifier cette méthode par la théorie mais que les résultats obtenus permettent de prévoir avec une bonne approximation les phénomènes réels. Il compare expérimentalement les dérivées de rotation obtenues sur modèle courbe aux dérivées de rotation obtenues par la méthode d'oscillation et pense trouver un accord suffisant. Il compare les forces déduites du modèle courbe aux forces déduites de l'essai de giration lui-même et trouve un bon accord.

Si ces résultats étaient confirmés, pour les dirigeables, je pense qu'il faudrait en conclure ceci:

1. les dérivées de rotation données par la théorie ne sont pas en accord avec les dérivées de rotation données par l'expérience.
2. les dérivées de rotation données par diverses méthodes expérimentales sont en accord entre elles.

L'insuffisance des méthodes théoriques actuelles serait alors due, pour le cas des dirigeables au fait que l'on néglige les décollements.

De toute façon, il serait nécessaire dans les discussions sur le sujet de préciser de quelles dérivées de rotation on parle dans chaque cas: dérivées de la théorie

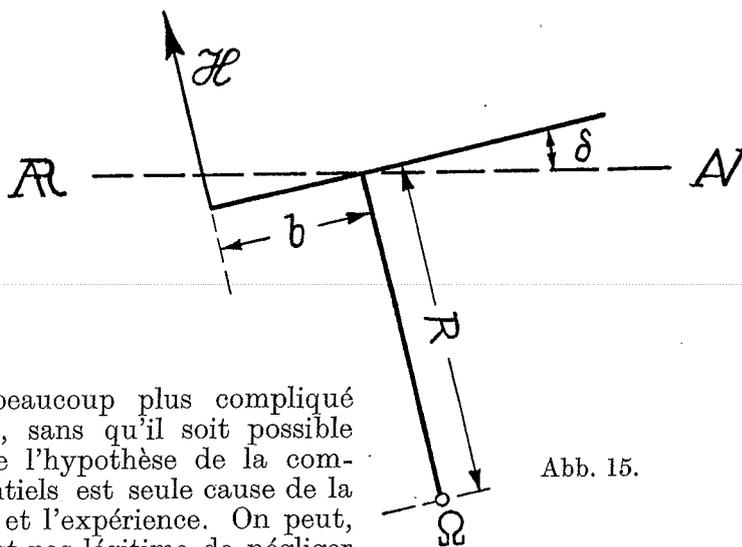


Abb. 15.

potentielle, dérivées expérimentales par oscillation, dérivées expérimentales par modèle courbe.

Mon avis sur les modèles courbes est que si les essais de giration étaient impossibles on pourrait avoir recours à l'étude par modèles courbes, mais que comme les essais de giration de modèles normaux sont parfaitement possibles il semble inutile d'introduire des difficultés nouvelles compliquant à la fois l'exécution de l'expérience et l'interprétation des résultats.

Dans son mémoire Gurjienko ne parle pas de la direction des filets liquides sur le corps en giration au voisinage du gouvernail. Une comparaison sur la direction des filets liquides sur le modèle courbe et sur le modèle normal en giration serait très désirable.

Les autres travaux que vous m'avez signalés me semblent de moindre importance que les deux travaux sur lesquels je viens de m'étendre assez longuement. De l'examen de l'ensemble de ces travaux, il me semble que trois questions ont été complètement laissées de côté dans les études des constructeurs de dirigeables, la première de ces questions est la direction de la vitesse au voisinage du gouvernail, la seconde l'influence des décollements (ces deux questions intéressent à la fois le dirigeable et le navire), enfin la troisième question qui n'intéresse que le navire est celle de l'effet des vagues formées par la marche du navire. Chacune de ces trois études me semble à l'heure actuelle nécessaire et chacune peut être entreprise par la théorie, par l'expérience sur modèle et par expérience sur réel. L'étude théorique du point en giration semble conduire dès maintenant à des résultats intéressants et permettant des rapprochements avec les vagues du navire. A la session des Naval architects 1934, j'ai montré quelques photographies relatives aux vagues du navire réel en giration et posé une question au Professeur Havelock pour savoir s'il avait essayé d'étendre au cas du navire de dimensions finies en giration la théorie faite jusqu'ici uniquement pour le navire ces mouvements de translation uniforme (TINA. 1934 p. 443).

Le Professeur Havelock a négligé de répondre sur cette question particulière et j'ignore si depuis il a travaillé dans cette voie. De toute façon, j'estime que si vous pouviez à l'occasion de la réunion de 1937 donner quelques idées sur ce point, vous rendriez un grand service.

Mon opinion sur l'ensemble des travaux relatifs aux dirigeables est que tout ce qui est connu pour le dirigeable doit se retrouver dans le cas du navire de surface et que par suite, il est indispensable que les études relatives à la théorie du navire soient menées parallèlement avec les études aérodynamiques, mais que dans le cas du navire il y a d'autres phénomènes qui malheureusement rendent nos problèmes encore plus difficiles que ceux qui se posent pour le dirigeable....

f) 3. Stellungnahme von Herrn Dr. Weinblum.

...Ich bedaure, daß ich seinerzeit meine Literaturangaben nicht vollständiger gehalten habe; fast alle offenen Fragen werden sich erledigen lassen, wenn wir die theoretischen Arbeiten von Glauert, Rep. u. Mem. 1216, 1242, und einen ausgezeichneten Bericht von Küßner, Luftfahrtforschung Bd. 13 (1936) S. 410, der Liste hinzufügen.

Hierdurch wird berücksichtigt:

1. „les décollements de l'écoulement“.
2. Die Methode der Krümmen Modelle wird theoretisch plausibel gemacht (streng für ebene Platte).
3. Die Drehableitungen „dérivées de rotation“ nach Theorie und Versuch stimmen grundsätzlich (im Aufbau) überein; der Widerspruch zwischen Theorie und Versuch wird aufgehoben.
4. Es ist nützlich, auf die Elemente einer Erscheinung zurückzugehen; Kraftwirkungen infolge Anstellwinkel und infolge Drehung (Winkelgeschwindigkeit) sind solche Elemente. Betrachtet man als wichtigste Aufgabe die Klärung der Kursstabilität, so sind Versuche mit krummen Modellen äußerst vorteilhaft. Ich halte

Manövrierversuche im Tank für ebenso wichtig oder noch wichtiger, vermag aber nicht zu entscheiden, ob es möglich ist, aus ihnen die elementaren Vorgänge herauszuschälen. Wichtig ist es, die Drehableitungen zu kennen; alle Methoden, die dahin führen, sind zu begrüßen.

5. Erweist sich die Methode der gekrümmten Modelle, wie man auf Grund theoretischer und experimenteller Tatsachen erwarten darf, wenigstens in den einfachsten Fällen als tragfähig, so wird damit die Frage der Kräftewirkung auf das Ruder bei geradliniger und krummliniger Fahrt gelöst. Die Genauigkeit der Versuche von Gurjienko ist hierfür nicht ausreichend, es ist aber anzunehmen, daß man im Schleppkanal wesentlich bessere Ergebnisse erzielen kann.

6. Die Frage der Wellenbildung wird man zunächst wohl rein empirisch behandeln. Prinzipiell sollten die von Havelock gegebenen Ansätze ausreichen, für ein gekrümmtes Modell den Wellenwiderstand zu berechnen, voraussichtlich wird aber die Integration zu große Schwierigkeiten bereiten.

Persönlich ist mir das ganze Problem der Steuerfahrt klar geworden, seitdem ich mich mit dem Begriff der Drehableitungen vertraut gemacht habe. Die Methode der Krümmen Modelle ist hierbei ein angenehmes Hilfsmittel, das man aber fallen lassen kann, wenn die Bestimmung der Kräfte aus der Bahn des Modells einfach und genau genug wird; wieweit letzteres der Fall ist, kann ich zur Zeit nicht beurteilen, jedenfalls sind mir keine Modellversuche bekannt, die zur wissenschaftlichen Klärung der Steuerfahrt beitragen. Ich bin ganz Ihrer Ansicht, daß es ein Fehler wäre, Verfahren auf unsere Schlepprinnen zu übertragen, die ihre Entstehung den Beschränkungen der Windkanäle verdanken, schätze aber die Methode der gekrümmten Modelle höher ein....

g) Bemerkung von Herrn Dr. Horn.

Die nachfolgenden Bemerkungen beziehen sich nur auf einzelne Punkte, nicht auf den ganzen Inhalt des Exposé.

Zu A. Dem Vorschlag, bei der Schwierigkeit der Aufgabe schrittweise vorzugehen und zunächst nur die einfachsten Fälle zu behandeln, ist meiner Meinung nach durchaus zuzustimmen. Jedoch braucht man sich nicht auf den Fall der gleichförmigen Bewegung im Drehkreis zu beschränken, sondern sollte die Kursstabilität auf geradem Kurs, schon im Hinblick auf die praktische Wichtigkeit dieser Frage, mit aufnehmen, zumal ihre Behandlung mit verhältnismäßig einfachen Mitteln möglich ist. Bezüglich der hierfür bereits vorhandenen Vorarbeiten verweise ich, außer eigenen Ansätzen in meiner „Theorie des Schiffes“ (Handb. d. phys. u. techn. Mechanik, V, S. 696—698), auf die Arbeit von Kucharski in Werft-Reederei-Hafen 1932, S. 35ff. Der letzteren Arbeit, die durch die Annahme gleichbleibender Fortschrittsgeschwindigkeit die Bewegungsgleichungen des Drehmanövers von 3 auf 2 vermindert und für diese durch gewisse weitere Vereinfachungen eine verhältnismäßig einfache Lösung ermöglicht, messe ich besondere Wichtigkeit bei.

Zu B. a) Durchaus einverstanden, auch mit Versuchen mit Rudern und davor befindlichem Totholz.

b) Für den oben unter A genannten zusätzlichen Fall der Kursstabilität auf geradem Kurs ist die Kenntnis der am reinen, schräg fortschreitenden Schiffskörper auftretenden Strömungskräfte unentbehrlich. Ich verweise beispielsweise auf den dabei auftretenden, in meiner „Theorie des Schiffes“ in § 105 und 111 dargelegten Begriff des Kursmetazentrums. Aber auch bei der Bewegung auf gekrümmter Bahn können unter Umständen diese Verhältnisse eine Rolle spielen. Ich halte daher Modellversuche bei schräger Fortschrittsrichtung des Schiffskörpers ohne und mit Anstellung des Ruders für wichtig.

Zu C. Soweit Versuchsergebnisse für moderne Ruderprofile bei den für Schiffsruder in Frage kommenden Seitenverhältnissen bisher nicht vorliegen, halte ich es für wichtig, daß solche Versuche gemacht werden.

Zu D. Einverstanden. Außer der gleichzeitigen Messung der Winkel i und u wären, um eine erste rohe Zuordnung der Verhältnisse des am Schiff befindlichen mit denen des freifahrenden Ruders zu erhalten, mindestens noch die Schaftmomente

gleichzeitig zu messen, wenn möglich außerdem die Ruderdrucke. Letztere Messung, die begrifflicher Weise ziemlich schwierig ist, ist vor allem auch für die Untersuchungen zu E wichtig.

Zu E. Sofern die Größe und Lage des Ruderdrucks durch die Messung erfaßt werden kann, kann im ausgebildeten Drehkreis, da für diesen Mittelpunkt und Radius ohne Schwierigkeit zu messen sind und daher Größe und Lage der Zentrifugalkraft als bekannt vorausgesetzt werden können, die Resultierende H der auf den Schiffskörper wirkenden Strömungskräfte aus den Gleichgewichtsbedingungen (Kräfte-dreieck, gemeinsamer Schnittpunkt der drei Kräfte im Situationsplan) ermittelt werden.

Zu F. Wie ich annehme, ist der von dem Herrn Referenten angeregte Versuch so zu verstehen, daß Schiffskörper und Ruder, zunächst in großem Abstand voneinander, dann immer mehr genähert, beide in einer erzwungenen Kreisbewegung (Rundlauf) durch das Wasser geführt werden. Ich würde einen solchen Versuch für recht aufschlußreich halten.

Zu G. Ich möchte vorschlagen, für die Bezeichnung von Winkeln grundsätzlich griechische Buchstaben zu wählen, also beispielsweise für den Ruderwinkel α , für den Anstellwinkel β . Ferner halte ich es für zweckmäßig, einige große lateinische Buchstaben — etwa A (area) oder F (Fläche) oder S (surface) — für die Bezeichnung von Flächen vorzubehalten und, soweit erforderlich, mit Indizes zu versehen (z. B. F_R = Ruderfläche). Die kleinen lateinischen Buchstaben sollten möglichst für die Bezeichnung von Strecken gewählt werden.

h) Bemerkung von Herrn General Rota.

L'argomento prospettato dal Sig. Barrillon è assai interessante.

Gli impianti sperimentali esistenti presso le Vasche possono bene prestarsi per lo studio delle caratteristiche dei timoni provati, come accenna il Relatore, isolatamente od accoppiati a lastra sottile ed aggiungo anche a vari tipi di carene, per studiare l'influenza delle forme poppiere sull'efficienza dei timoni.

Dette esperienze possono benissimo svolgersi come richiede il Sig. Barrillon col timone del tutto immerso o solo parzialmente.

La seconda parte del problema che risiede nella ricerca della reciproca influenza fra carena e timone, può trovare elementi di studio, mettendo a partito le esperienze di evoluzione compiute con modelli in grande specchio d'acqua, come si pratica presso la Vasca di Roma utilizzando i vicini laghi, nelle quali esperienze si ha la possibilità di determinare, per nota velocità ed angolo di barra (i), l'angolo di deriva (δ) e la posizione della nave rispetto al circolo di evoluzione passante pel centro istantaneo di rotazione della nave e che corrisponde al punto d'applicazione della forza centrifuga.

La prove alla Vasca con modelli di carena possono anche servire per la determinazione della resistenza al moto, secondo una direzione che non si trovi sul piano di simmetria della nave, tenendo in azione il timone con angolo di banda tale da assicurare la rotta prestabilita.

Analoghe esperienze possono altresì effettuarsi nelle condizioni di autopropulsione.

Le esperienze con i modelli alla Vasca forniscono altresì il mezzo per determinare i valori dei momenti delle forze applicate sulla testa del timone a velocità ed angoli (i) di banda in rotta rettilinea nel caso di rimorchio e pure nel caso di autopropulsione parzializzata tenendo il timone ad angolo di banda tale da assicurare la rotta rettilinea.

Le esperienze al largo in autopropulsione durante l'evoluzione a velocità V ed angolo di banda i , forniscono altresì in dette condizioni di moto curvilineo i valori del momento ad angolo i .

In sostanza le ricerche sperimentali sono un buon ausilio per gli studi sulla evoluzione delle navi.

i) Bemerkung von Herrn Gawn.

1. M. Barrillon's statement on the turning problem is complete and concise, and the proposals at the end of his report are generally concurred in as desirable objectives. Our knowledge of turning is incomplete in many respects, particularly as regards the variation of path of ship at different speeds, a problem perhaps more acute in warships than in other types because of the greater range of speed in the former.

2. In considering the various investigations that should be carried out it is instructive to note the type of experiments for which results are available. These comprise the following:—

Model.

- a) Measurement of turning force on straight course, i. e. force H .
- b) Measurement of rudder pressure and torque with model on straight course.
- c) Yawing oscillation of model.
- d) Observation of path of dumb model released at speed with rudder over.
- e) Observations of path of self propelled model.

Ship.

- f) Circle trials.
- g) Measurement of rudder torque.

3. a), b) and c) are types of experiments introduced many years ago by Froude, concerning which no doubt, a fair amount of experience has been obtained by various Tanks and some information has been published by Baker and Bottomley. Considerable information is no doubt available as to f), but perhaps not as regards g). d) and e) are a later type of experiment as far as Admiralty experience is concerned.

4. It is appreciated that the results of investigations may be confidential in many cases and so not available for publication, but it would assist our knowledge of turning if delegates would state their general experience and whether any other experimental lines of approach have been tried. The types of experiment most useful to concentrate on could then be determined. Admiralty experience favours particularly a), b), f), and for low speed ships d). e) and g) also afford useful information but they are expensive, particularly the former. It is important to know the extent to which d), e) and f) agree, and present information is that while useful results are obtained by e) there are differences. Briefly: d) gives smaller turning circles and e) larger than f). An important comparison for rudder and steering gear design is b) and g) and while further results of g) are necessary for completeness, present information indicates that experiments as at b) are of great value.

5. In conclusion it is suggested that a), b), e), f) and g) are all useful trials to pursue and subject to expense and further experience e) also. Such investigations are important not only from the point of view of design of rudder, steering gear and assessment of turning properties of ship, but for the development of theory of turning. Taken in conjunction with Mons. Barrillon's comprehensive proposals a) to g) of Page 00 this would constitute a distinct step towards the evolution of a satisfactory theory except that M. Barrillon's proposed study of resistance in oblique motion is considered too remote from actual conditions to have any but a theoretical application.

k) Bericht von Herrn Barrillon.

1. — Le programme que j'avais proposé pour la discussion sur la giration des navires a donné lieu à des réponses de Dr. Horn, Dr. Kempf, Général Rota et Dr. Weinblum. Ces réponses ont été d'accord sur un point: il est nécessaire de traiter d'abord le cas le plus simple de la giration permanente du navire en eau calme, et en négligeant l'inclinaison transversale du navire. Nous ne nous occupons donc que des projections des forces sur un plan horizontal.

2. — Les notations et symboles que j'avais proposés ont donné lieu à des observations du Dr. Horn. Après lecture d'un assez grand nombre de mémoires sur la question et en particulier de plusieurs mémoires signalés par le Dr. Weinblum, je pense qu'il y a intérêt à adopter les notations suivantes qui ne diffèrent des notations proposées antérieurement que par la désignation de l'angle de barre par α . La désignation i est gênante dans les études d'hydrodynamique plane où on pose toujours $i = \sqrt{-1}$. Les notations que j'emploierai seront les suivantes: (Abb. 16 und 17.)

- r rayon de giration
- δ angle de dérive
- ω vitesse angulaire
- Ω centre de giration
- O point giratoire
- G centre de masse
- α angle de barre
- \mathcal{V} vitesse de G ; $\mathcal{V} = \omega r$
- H force totale due aux actions hydrodynamiques sur la carène en giration
- ses composantes: $\left\{ \begin{array}{l} \text{longitudinale: } X \\ \text{transversale: } Y \\ \text{perpendiculaire à la vitesse de } G: Q \end{array} \right.$
- M son moment par rapport à G
- H' force totale due aux actions hydrodynamiques dans l'essai sur modèle courbe
- M' son moment par rapport à G
- H_R force totale due aux actions hydrodynamiques sur le safran.

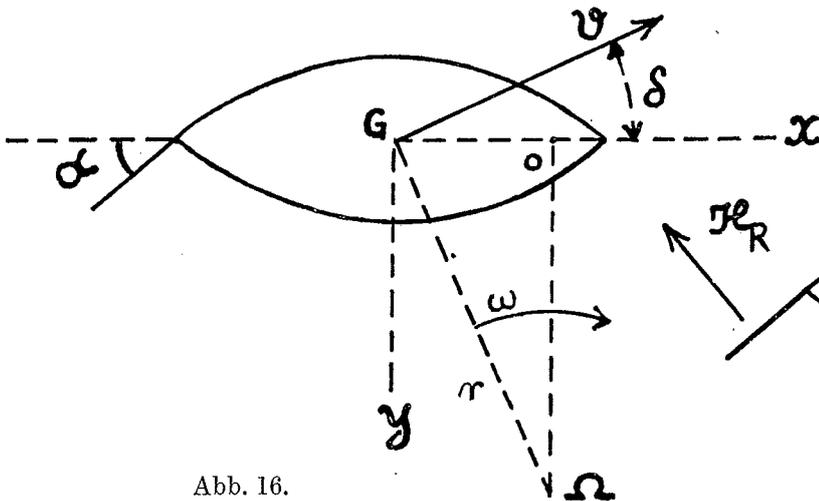


Abb. 16.
Données cinématiques.

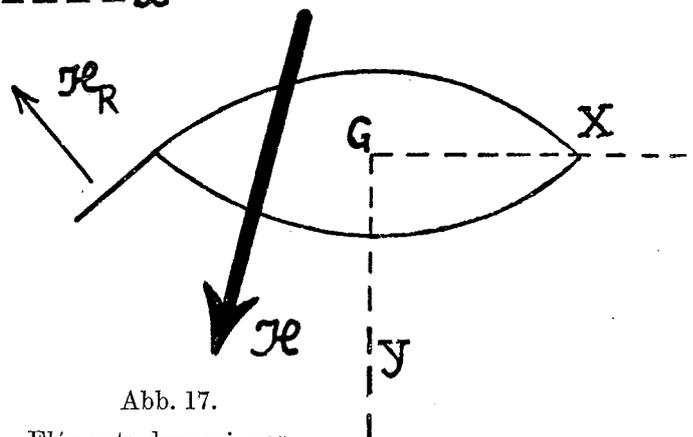


Abb. 17.
Éléments dynamiques.

3. — Le Général Rota se place dans sa réponse au point de vue expérimental. Il est d'accord pour le programme des essais combinés de safrans isolés et avec plan mince, il ajoute l'essai derrière divers types de carènes. Il recommande l'étude de l'interaction safran-carène sur des embarcations. Il recommande des essais de remorquage oblique avec safran orienté, des expériences d'autopropulsion, puis des essais dans lesquels en autopropulsion partielle le safran serait mis à un angle assurant la propagation en ligne droite. Dans l'ensemble le général Rota estime que les recherches expérimentales sont utiles.

La multiplicité des problèmes posés aux expérimentateurs nous semble prouver que malgré les nombreux travaux déjà publiés parmi lesquels ceux de Baker et

Bottomley occupent une place importante, le Congrès a été bien inspiré en mettant à l'ordre du jour de ses travaux la question des girations. La discussion d'un ordre d'urgence dans ces études ne pourra être faite qu'après un examen de la question du point de vue théorique.

4. — La réponse du Dr. Horn comme celle du Dr. Weinblum se place spécialement au point de vue théorique. Ces deux réponses sont d'accord sur un point, c'est qu'il est utile de traiter simultanément les trois questions du remorquage oblique, de la stabilité de route et de la giration. Par contre, les méthodes préconisées sont différentes. Le Dr. Horn s'en tient aux théories classiques telles qu'il les a exposées dans le Handbuch der Physikalischen und Technischen Mechanik, tandis que le Dr. Weinblum expose que les problèmes lui sont devenus clairs à partir du moment où il s'est familiarisé avec les notions de dérivée de rotation. Il propose l'emploi en théorie du navire des méthodes modernes de l'aérodynamique. Le Dr. Weinblum signale aussi l'intérêt des modèles courbes déjà employés par les laboratoires aérodynamiques.

5. — Dans le projet de programme nous avons indiqué que l'étude du remorquage oblique ne nous semblait pas en rapport avec l'étude du navire en giration, et nous n'avions pas parlé de la stabilité de route.

L'introduction par Dr. Horn et Dr. Weinblum de la stabilité de route nous oblige à préciser les différences qui existent entre les trois problèmes.

Le problème de la stabilité de route est un problème dans lequel δ est infiniment petit.

Le problème de la giration est un problème dans lequel δ est petit mais fini.

Le problème du remorquage oblique est un problème dans lequel δ est quelconque.

Dans ces trois problèmes il s'agit de déterminer H lorsqu'on donne les trois paramètres δ , ω , r .

Dans le problème de la stabilité de route on peut supposer ωr constant ($\omega r = V$), il y a alors une seule relation entre les trois paramètres, H n'a pas d'enveloppe liée au solide.

Dans le problème de la giration permanente on a trois paramètres; même en supposant ωr constant il reste deux paramètres.

Dans le problème du remorquage oblique, on a deux relations entre les paramètres: ($\omega = 0$ et $r = \infty$) il y a une enveloppe de H pour chaque valeur de V .

6. — Dans le problème de stabilité de route à vitesse constante H a des composantes et un moment fonctions de ω et de δ . En prenant des développements en série tels que la composante transversale et le moment de H sont nuls pour $\delta = \omega = 0$ on ne tient pas compte des résultats expérimentaux suivants qui semblent montrer que dans la marche en ligne droite avec $\alpha = 0$ il n'y a pas stabilité de route, mais au contraire instabilité de route.

- a) Expériences anciennes sur modèles abandonnés. Par la méthode des modèles abandonnés en vitesse (A.T.M.A. 1924) nous avons trouvé que pour $\alpha = 0$ on n'avait pas $\frac{1}{r} = 0$ et avons indiqué (p. 329) que les limites de δ semblaient être dans un cas $3^{\circ}30'$ avec pour r une limite de 86 fois la longueur du modèle et pour un modèle de 4 m une distance du point giratoire à 3 m 60 sur l'AV de PP AV.
- b) Dans le volume IV des Annali della Vasca Nazionale (p. 41) le Dott. Ing. Castagneto trouve un résultat analogue avec un rebroussement de la courbe de dérive à $0,56 L$ en avant de la PP AV, et indique (p. 43) qu'un modèle abandonné en vitesse sans gouvernail dévie rapidement et indifféremment vers tribord ou vers babord.
- c) Dans Durand: tome VI p. 113 on verra un exemple analogue pour deux dirigeables.

- d) Dans le cas du remorquage oblique H passe à l'avant du centre de gravité. A vitesse égale et δ égal si r croit indéfiniment on passe du cas de la giration au cas du remorquage oblique. Or M change de signe. Il doit donc y avoir une valeur de r pour laquelle M est nul.

Ces faits ne nous semblent pas devoir être négligés. Comme cependant nous n'avons à nous occuper ici que des girations, nous n'examinerons pas ce qui est relatif à la stabilité de route et nous bornerons à signaler l'intérêt que présenterait un essai de giration avec barre à θ sur un navire réel à deux hélices.

7. — Le remorquage oblique, comme déjà indiqué donne une force H passant sur l'avant du centre de gravité, tandis que dans la giration du navire H passe sur l'arrière. Il est classique, pour expliquer les girations, d'introduire en plus de la force de dérive, un couple supplémentaire; c'est par exemple ce qu'indique le Dr. Horn „das Moment des Wasserwiderstandes setzt sich aus zwei Teilen zusammen: dem der momentanen Winkelgeschwindigkeit ω entsprechenden Moment des Wasserwiderstandes gegen die Drehung um G und dem Moment des Translationswiderstandes“.

Or la somme des pressions hydrodynamiques est une force H et on ne doit considérer séparément un couple que si la force est nulle. Le moment supplémentaire introduit dans toutes les théories classiques a pour seule raison d'existence la mise en accord des essais de remorquage oblique et des essais de giration. Il semble donc que pour expliquer un phénomène nouveau on introduise une hypothèse nouvelle.

Pour préciser ce point je renvoie au calcul de Lamb pour le cas du cylindre elliptique, dont je rappelle ici les résultats.

8. — Une ellipse de centre G tourne autour d'un point Ω de son plan. Les $\frac{1}{2}$ axes de l'ellipse sont a suivant G_x et b suivant G_y . La vitesse angulaire est ω compté dans le sens amenant G_x sur G_y . La vitesse $\varphi = \omega r$ du centre de l'ellipse a pour composantes U suivant G_x et V suivant G_y . Le fluide entourant l'ellipse est en repos à l'infini.

La composition des pressions hydrodynamiques agissant sur le périmètre de l'ellipse donne une force H définie par ses composantes X suivant G_x , Y suivant G_y et par son moment M par rapport à G .

Le calcul de ces éléments introduit les mêmes intégrales figurant dans le calcul de l'énergie contenue dans le fluide si

$$T = \frac{1}{2} \left[AU^2 + 2 HUV + BV^2 + R\omega^2 + 2 (LU + MV) \omega \right]$$

est l'énergie contenue dans le fluide, les coefficients A et B relatifs aux mouvements de translation simple suivant chacun des deux axes de l'ellipse suffisent pour le calcul de

$$H \left\{ \begin{array}{l} X = B\omega V - kV \\ Y = -A\omega U + kU \\ M = (A - B) UV \end{array} \right\} \text{ Lamb p. 186 formule 17}$$

Les valeurs de A et B sont

$$\left. \begin{array}{l} A = \pi \rho b^2 \\ B = \pi \rho a^2 \end{array} \right\} \text{ Lamb. p. 85}$$

on a donc $A < B$ si $a > b$

et dans l'expression de M le facteur multipliant UV est négatif.

k est le facteur de circulation.

9. — Dans le problème de giration permanente on a

$$\begin{array}{l} U = \omega r \cos \delta \\ V = -\omega r \sin \delta \end{array}$$

$$H \left\{ \begin{array}{l} X = -B\omega^2 r \sin \delta + k\omega r \sin \delta \\ Y = -A\omega^2 r \cos \delta + k\omega r \cos \delta \\ M = -(A - B)\omega^2 r^2 \sin \delta \cos \delta + 0 \end{array} \right.$$

En considérant séparément la part due à k et la part indépendante de k on voit que la résultante des actions hydrodynamiques est formée

a) d'une force passant par G et égale à $V \cdot k$. Cette force est perpendiculaire à la vitesse comme dans le cas de l'aile d'avion. Cette force est centripète. La valeur de cette force dépend de k qui lui-même ne peut être déterminé qu'en fonction des conditions du mouvement, par exemple par une hypothèse analogue à celle de Joukovski.

b) l'autre force donne un moment positif.

Le moment total ne dépend pas de k il est positif.

La seconde force (indépendante de k) passe par Ω .

La force totale passe donc par Ω . (Abb. 18).

Dans le remorquage oblique on a $\omega=0$; $r=\infty$ et $\omega r = \vartheta$.

H est donc défini par

$$\begin{cases} X=0+k\vartheta \sin \delta \\ Y=0+k\vartheta \cos \delta \\ M=- (A-B) \vartheta^2 \sin \delta \cos \delta + 0. \end{cases}$$

Cette théorie explique bien l'instabilité dans le mouvement de translation et la force de sustentation de l'aile d'avion. Elle n'explique pas la force H du mouvement de giration du navire. En effet la force théorique a un moment par rapport à G de sens contraire de celui qu'il faudrait. Cette théorie ne donne pas de courbe de dérive.

Elle peut être développée en déterminant k en fonction de ω , r , δ , par exemple en prenant

$$k = \rho L \cdot \omega r \sin \delta$$

L étant une longueur de l'obstacle.

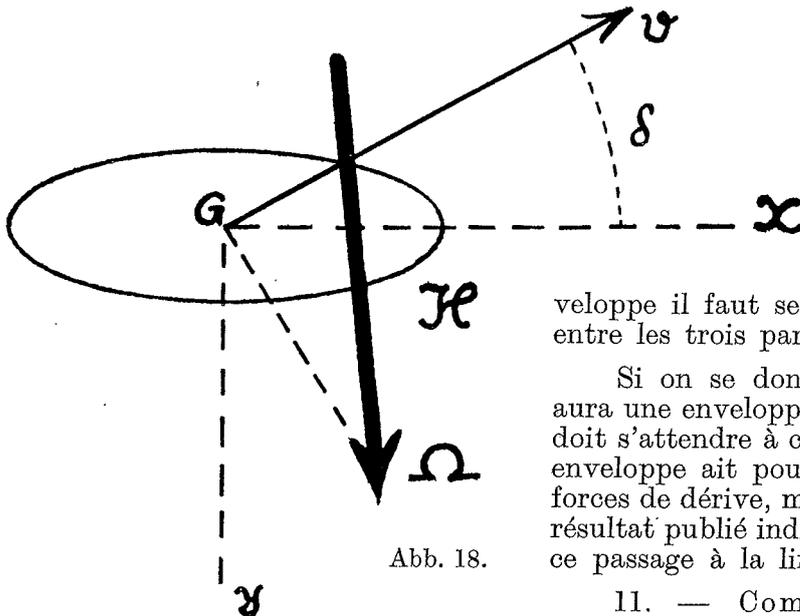


Abb. 18.

10. — Pour préciser le passage continu de la giration au remorquage oblique, il serait intéressant d'avoir dans le cas de la giration une courbe analogue à l'enveloppe des forces dans le remorquage oblique.

Pour obtenir une enveloppe il faut se donner deux relations entre les trois paramètres ω , δ , r .

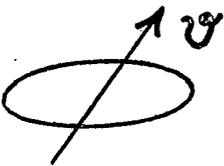
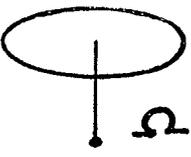
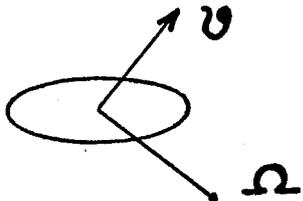
Si on se donne $\omega = C^{te}$ et $r = C^{te}$ on aura une enveloppe en fonction de δ et on doit s'attendre à ce que pour $r \rightarrow \infty$ cette enveloppe ait pour limite l'enveloppe des forces de dérive, mais je ne connais aucun résultat publié indiquant comment se fait ce passage à la limite.

11. — Comme conclusion j'estime que l'essai le plus important

à entreprendre est celui de la détermination de H en fonction de δ , ω , r .

Je rapelle que H est la force à laquelle est soumis le corps en giration permanente sans gouvernail ou avec $\alpha=0$.

12. — Quelques essais ont été effectués pour déterminer H . Pour cela sur un même modèle on a effectué sur manège des essais correspondant à $\delta=0$, des essais de giration ($\omega \neq 0$, $\delta \neq 0$) et des essais de remorquage oblique ($\omega=0$). Le tableau suivant résume ces essais:

	Remorquage oblique $\omega = 0$	Rotation avec $\delta = 0$	Giration $\delta \neq 0$; $\omega \neq 0$
			
Q	$\mathcal{V}^2 \delta^2$	très petit	$\mathcal{V}^2 \cdot \sin \delta$
M	$\mathcal{V}^2 \delta$	$-\omega^2 r^{1/2}$	$-\frac{\mathcal{V}^2}{(r \cos \delta)^{1,8}}$

Les coefficients numériques n'ont pas été écrits.

Ces essais n'avaient pas été exécutés, en vue de la vérification d'une formule. Ils ont donné en plus de Q et de M la valeur de la composante de H dans le sens de la vitesse, soit Q' . Nous n'en parlerons pas ici parce qu'aucune formule n'a été proposée pour Q' .

Nous avons essayé sans succès de mettre les valeurs de Q et de M sous forme d'une somme de 2 termes en ω et en δ . Remarquons d'ailleurs que pour définir H il ne suffit pas de donner Q et M et qu'il faut aussi donner Q' .

13. — La comparaison des résultats dynamométriques obtenus sur ce modèle avec les prévisions de la théorie de l'aile d'avion (même en introduisant une circulation) conduit à penser que cette théorie pourrait expliquer les phénomènes de dérive, mais non les phénomènes de giration. La cause de la différence doit être cherchée dans l'existence des tourbillons formés en dérive et en giration. L'étude se rapprocherait alors de celle de l'aile d'envergure fini (et même d'envergure très petite). Quelques observations permettent de se rendre compte que dans la marche oblique et dans la giration du navire interviennent des tourbillons analogues à ceux observés sur les dirigeables.

Dans le cas de la giration et du remorquage oblique la différence des champs d'écoulement est manifeste. (Champ à la surface du corps et champ dans la masse.)

Weinblum est d'accord sur ce point (2. Stellungnahme).

Des relevés de forme des filets liquides le long d'un flotteur en giration seraient très désirables.

14. — L'étude du modèle courbe préconisé par Dr. Weitbrecht n'a été faite par nous que pour un seul cas. On sait, en effet, que la forme du modèle change avec r . Nous avons opéré en canal avec vitesse variable. Les résultats ont été favorables à la méthode. On peut d'ailleurs prévoir à priori que le modèle courbe donnera des résultats plus proches de ceux de la giration que les résultats en dérive puisque la force H sera du bon côté par rapport à G . Malgré ce résultat satisfaisant nous ne pensons pas que la méthode soit avantageuse au point de vue pratique dans le cas des modèles de navire pour lesquels on peut opérer avec un seul modèle dans tous les cas. Le Dr. Weinblum est de cet avis (3. Stellungnahme). Il ne nous semble donc pas utile de discuter les bases théoriques de la méthode qui jusqu'ici n'ont pas été données sous une forme précise (à part un cas très particulier relatif au plan mince et à $\delta = 0$).

Une autre méthode pourrait être proposée, celle du réservoir tournant avec le modèle fixe.

15. — Pour résumer cet examen théorique, nous pensons que l'étude des girations manque d'une base solide par ignorance de ce qu'est la force H du navire seul, qu'en tout cas les méthodes classiques de la théorie du navire ne donnent aucune explication de la giration.

Nous pensons que les méthodes actuelles de l'hydrodynamique plane avec ou sans circulation ne peuvent conduire au but;

Que l'introduction du système tourbillonnaire manque de bases par suite d'insuffisance de mesure;

Que les méthodes de l'aérodynamique des dirigeables ne peuvent être appliquées au navire, dans leur forme actuelle.

Enfin que ce qui doit être emprunté aux méthodes des constructeurs de dirigeables ou d'avions est non pas un jeu de formules, mais l'idée que des expériences nombreuses doivent être effectuées en même temps que des recherches théoriques.

16. — J'arrive maintenant au programme des expériences à entreprendre sur modèles avec gouvernails:

J'ai déjà indiqué que le Général Rota attachait de l'importance à l'ensemble des expériences. Pour pouvoir analyser un essai avec gouvernail, il nous a semblé utile de proposer des essais dans lesquels le safran serait progressivement rapproché de la carène en giration. Le Dr. Horn considère ce genre d'essais come utile. Le Dr. Weinblum également.

17. — Les questions qui me semblent devoir être discutées au prochain Congrès sont les suivantes:

a) L'étude de la giration, l'étude de la stabilité de route et l'étude de la résistance en marche oblique doivent-elles être séparées?

Ma réponse est: oui.

b) Est-il reconnu que notre incapacité d'expliquer la giration du navire est due à une étude insuffisante de la force H dans la giration du navire isolé?

Ma réponse est: oui.

c) Quelles seraient les méthodes à préconiser pour faire progresser l'étude de la force H , en la mesurant directement sur un navire en giration sans gouvernail.

L'emploi d'une hélice aérienne orientable sur un bateau amarré au centre de giration semble intéressant à étudier.

d) Quelles seraient les méthodes à préconiser pour déterminer la forme des filets liquides sur le flotteur isolé en giration?

e) Est-il utile de faire les calculs d'hydrodynamique plane relatifs au corps tournant formé de deux plans?

f) Est-il intéressant de mesurer les dérivées de rotation sur un certain nombre de formes de carènes.

Ma réponse est: oui.

g) Est-il intéressant de faire une intégration des pressions d'après relevé des vitesses le long de la carène ou de comparer avec le champ théorique?

L. Punkt 15:

Wie lang ist eine Seemeile?

a) Bericht von Herrn Dr. Weitbrecht.

Herr Barrillon hat in der Note wegen der Rückfrage von Herrn Nordström, Stockholm, im September 1936 darauf hingewiesen, daß im Schrifttum sich ganz verschiedene Angaben über die Länge einer Seemeile finden.

Nach diesen Angaben schwankt die Länge einer Seemeile, d. h. die Länge einer Bogenminute des Meridians, zwischen 1851,85 m und 1855,1 m.

In Frankreich, Italien und Deutschland ist die mittlere Länge einer Seemeile als Meßstrecke für die Bestimmung der Geschwindigkeit eines Schiffes mit 1852 m

festgesetzt, während in England diese nautical mile mit 6080 Fuß, d. h. 1853,15 m gerechnet wird. Der Unterschied dieser beiden Längen ist nur etwa $0,6^{0/100}$, hat also praktisch für Geschwindigkeitsmessungen von Schiffen keine Bedeutung.

Es wird jedoch empfohlen, in wissenschaftlichen Arbeiten anzugeben, welche Länge einer Seemeile bzw. einem Knoten zugrunde gelegt ist.

b) Bemerkung von Herrn M.P. Payne.

Abstract from Admiralty Manual of Navigation.

The earth is an oblate spheroid whose greatest and least radii are 3963 and 3950 statute miles respectively. The latitude α is the angle between the normal

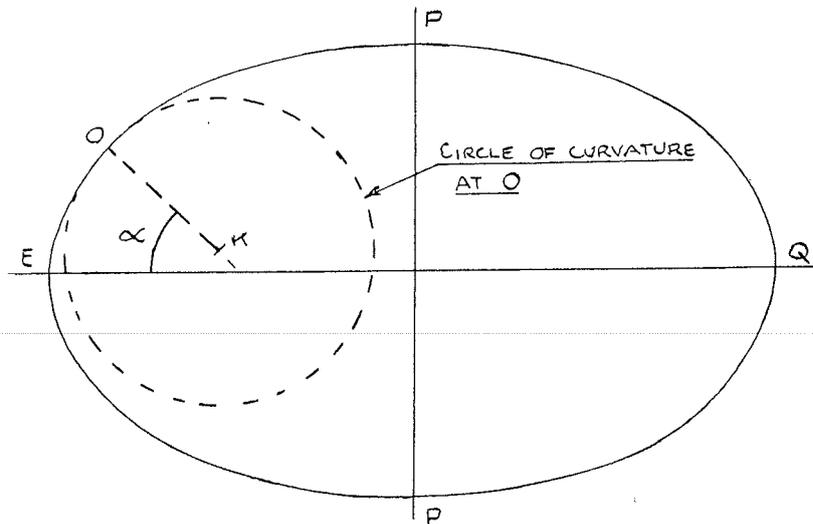


Abb. 19

at the given point in the meridian plane and the equatorial plane (see Fig. 19). The nautical or sea mile is the length of an arc of the meridian through the given point which subtends an angle of one minute at the centre of curvature corresponding to that point (i. e. the nautical mile = AB in Fig. 20).

$$\text{Radius of curvature} = AK = \frac{a+b}{2} - \frac{3(a-b)}{2} \cos 2\alpha$$

approximately, where a and b are the greatest and least radii of the earth respectively.

$$\text{Hence the nautical mile} = AB = \frac{AK \cdot \pi}{60 \cdot 180}$$

$$\text{and } a = 2.09262 \cdot 10^7 \text{ feet, } b = 2.08549 \cdot 10^7 \text{ feet,}$$

$$\text{the nautical mile} = (6076.8 - 31.1 \cos 2\alpha) \text{ feet}$$

and varies from 6045.7 feet at the equator to 6107.9 feet at the poles.

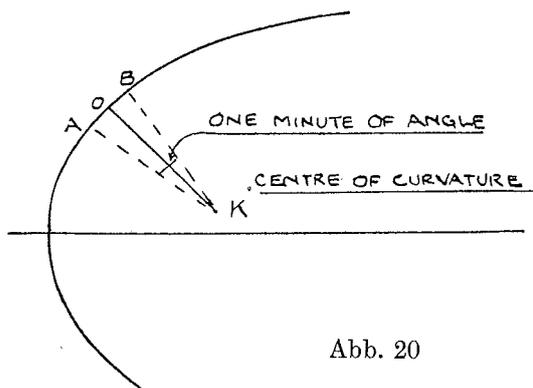


Abb. 20

For the knot, the Admiralty nautical mile has been taken as 6080 feet, and although the reason for its adoption is uncertain, it is supposed to be the nearest round number to 6082.2 feet, which is the length of the nautical mile in the English Channel. Also, assuming the earth to be a sphere of radius $2.089055 \cdot 10^7$ feet, and a nautical mile to be an arc of a meridian circle subtending one minute at the centre, then the nautical mile becomes 6077 feet — mean between the equator and poles — and the nearest round number is 6080 feet, i. e. the Admiralty figure.

The geographical mile is the length of an arc of the equator subtending an angle of one minute at the centre of the earth, and is 6087.1 feet.

Abstract from Dictionary of Applied Physics, Vol. III, p. 465.

Nautical mile=1853.182 m.=6080 ft.=1.1515 stat. mile.

Vol. III. P. 396.

Nautical Mile.

According to the definition adopted in England and the United States, the nautical mile is equal to the length of one minute of arc of a great circle on a spherical earth assumed to have the same area as Clarke's Ellipsoid. On the Continent the terms "nautical mile" and "Geographical mile" are interchangeable, and both are defined as the mean length of arc of one minute of latitude, which varies from 1842.7 m. (6046 ft.) at the equator to 1861.3 m. (6108 ft.) at the poles (6092 ft. at Lat. 60°). Adopting the English definition for nautical mile,

nautical mile=1853.152 m. (Admiralty)
 =6080 ft.
 =1.1515 statute miles

geographical mile=1852 m. (Annuaire du Bureau Central des longitudes)
 =6076.8 ft.

Clarke's Ellipsoid.

The surface of the planet as determined by "sea-level" is approximately an ellipsoid, known as Clarke's Ellipsoid, with axes as follows:

semi-polar axis =6 356,068 m.

semi-equatorial axis=6 378,294 m. and 6 376,350 m.,

and according to Clarke's figures: 1 quadrant=10 007,000 m.

The values of the radii have also been given as follows:

	Equatorial Radius	Polar Radius
Clarke, 1880	6 378,249 m.	6 356,515 m.
Helmert, 1906	6 378,200 m.	6 356,818 m.
U. S. Survey, 1906	6 378,388 m.	6 356,909 m.

Lloyd's Calendar, 1920.

Brit. Statute Land Mile =0.868 N.M.	German Ruthen = 4.064 N.M.
Austrian Mile =4.094 „	Italian Mile = 1.000 „
Danish Mile =4.064 „	Norwegian Mile = 6.097 „
French Kilometer =0.539 „	Russian Verst = 0.576 „
German Geographical Mile=4.000 „	Swedish Mile = 5.769 „

N.M. = Nautical Mile = 6080 ft.

IV. Entscheidungen

A. Decisions.

Ad Point 3.

Lowest Limit of Reynolds-Number for Propeller-Experiments.

1. Provisionally and for routine work a minimum value of $\frac{n \cdot D^2}{\nu} \frac{l_m}{D}$ of $0,4 \cdot 10^5$ is accepted for propeller of aerofoil sections and low thickness ratio.

A minimum value of $0,8 \cdot 10^5$ is accepted for propeller with circular back sections and high thickness ratio.

2. New tests for comparison will be made on sets of propellers of different diameters.

The first model set will be put in circulation by the Rome Tank and be first studied in the Berlin Tank.

The results will be given in the form of diagrams and sent to the Rome Tank. A second set of wider blades will be circulated by Haslav at a later date.

Ad Point 4.

Influence of Form on Frictional Resistance.

1. In using friction coefficients of plates of the same length as the ship for calculating the skin frictional resistance of ships and of models, there is probability that no allowance for form-effect of frictional resistance has to be taken in account.

2. In order to put further experimental evidence on 1. and information on the relation between average change of trim and form resistance it is suggested that accurate measurements with deeply submerged double-models be made, if possible also with resistance and pressure measurements on corresponding solids of revolution.

Ad Point 5.

Influence of a heavily raked Stem when using Artificial Roughness.

It is to be recommended that full models with heavily raked stem should be tested with precaution, to avoid small variations in the frictional belt which lead to erroneous predictions for the ship.

Ad Point 6.

Allowances in Passing from Model to Ship.

It is recommended in publications to split up the allowances in the different parts.

Ad Point 7.

The Application of Prandtl-Coefficients for Rough Plates in Passing from Model to Ship.

Regarding the science of today, it can be suggested that the roughness of a ship's hull works like a sand roughness.

If you have in mind that the given sizes of grain are not a real size of grain but only a relative size, the different classes of ships can be arranged in the following manner:

- a) relative roughness $k=0,1$
sport-boats, highspeed-boats, torpedo boats
- b) relative roughness $k=0,15$
highspeed-coasting ships, cruisers, battleships
- c) relative roughness $k=0,2$
mail-steamers, highspeed-liners, merchantships with good workmanship
- d) relative roughness $k=0,25$
merchantships not carefully worked, trawlers
- e) on all ships, the augmentation of the frictional resistance for each week after leaving the dock is given by augmenting the size of grain k in warm waters by 0,02, in temperate waters by 0,01.

These allowances are based on the frictional coefficients of Froude; they were found satisfactory in some tanks, but other tanks state that the proposed allowances are too high and not correct for all speeds and types. It seems therefore impossible to give at present a general rule.

To come to a definite decision for the influence of roughness, the following provisional programme is proposed:

The Rome tank will send to the different tanks the lines, the drawing of the appendages in the air and under water and a drawing of the screws for a design of which 4 ships are to be built in the next few years.

The different tanks will make tests with a model of 5,5 m length over the range of 10—20 kn, and if they prefer with a larger model also. Each tank is to calculate in the usual manner the power and the revolution for two speeds, one of which shall be the service speed of the ship. The results will be given in the following form: first the power without any allowance using the formula for friction adopted at Paris, and the calculation for the different allowances.

The results are to be examined by the Rome tank.

All tanks are invited to check furthermore the proposed scheme in all those cases where well conducted ship trials are available and send the results to Rome.

Ad Point 9.

The Calculation of Wake by Tests "Model with Screw".

1. The alternative method developed by Prof. Horn for the evaluation of the wake in model propulsion trials is of some importance.

It is possible to use it for fixing the wake if the torque is measured with an error of no more than $\pm 1/2\%$ for different loads of wide range, if possible also for $Q=0$, especially in the cases where the evaluation of the wake by C_t and C_Q gives values with large discrepancy, and for screws with nozzle.

2. For further examination of the method it is proposed to send to Prof. Horn additional data for suitable cases.

Ad Point 10.

Comparison of Tanktests and Trialtrip for M. S. San Franzisko.

1. A decision is deferred pending completion of the trials of SS Tannenberg (twin screws.)

2. Mr. Allan undertook to gather the data which will be sent by the members, i. e. the data of thrust- and torque-measurement on shiptrials and model tests, stating the manner in which the model prediction is obtained.

Ad Point 11.

Wake Measurement by a Working Propeller.

It is recommended to request Dir. Yamagata to forward the values of resistance and thrust in his interesting trials for information of the members.

Ad Point 13.

Blade-Section-Coefficients as Basis for Ship-Propeller-Design

1. Blade element methods for marine propeller design and analysis are in use to a considerable extent.

2. No completely satisfactory blade element method is at present available to deal with marine propellers but the indications are that such a method may ultimately be achieved.

3. Section test results for circular-backed and "aerofoil" shapes suitable for propellers are not extensively available and the results of further experiments are awaited before any standardisation can be recommended.

4. Mr. Troost will send a paper on the method of calculation of propellers by Mr. v. Lammeren to all tanks.

Ad Point 14.

On the Turning of Ships.

Prof. Barrillon's paper deals with a subject, the study of which must be encouraged in the interests of shipbuilders and tanks.

The introduction of the basic elements of the subject in this paper will enable the Members of the Congress to make a further study and will lead to mutual understanding, so that the presentation can be pursued on the next Congress.

B. Decisions.

à Point 3.

Valeurs minimum du Nombre de Reynolds pour des Essais d'Hélices.

1. — Provisoirement et pour les études courantes on admettra que l'on ne doit pas employer de valeurs de

$$\frac{nD^2}{\nu} \cdot \frac{l_m}{D}$$

inférieures à $0,4 \cdot 10^5$ pour les hélices à ailes aérodynamiques de faible rapport d'épaisseur,

ni inférieures à $0,8 \cdot 10^5$ pour les hélices avec sections à dos circulaire et fort rapport d'épaisseur.

2. — Des essais sur séries d'hélices de diamètre variable seront poursuivis.

La première série d'hélices sera exécutée par le Bassin de Rome et mise en circulation dans les divers Bassins en commençant par le Bassin de Berlin. Les résultats seront présentés sous forme de diagrammes et envoyés au Bassin de Rome.

Une seconde série aux ailes plus larges sera mise en circulation plus tard par le bassin de Haslar.

à Point 4.

Influence de Forme à la Résistance de Frottement.

1. — Il a été trouvé qu'il n'était pas vraisemblable de faire une correction de forme lorsqu'on emploie pour le calcul de la résistance de frottement (navire ou modèle) les formules déduites d'Essais sur panneaux de même longueur.

2. — Pour préciser expérimentalement les relations entre l'enfoncement en marche et la correction de forme, il est recommandé de poursuivre des mesures très précises sur modèle double profondément immergé et si possible de mesurer la résistance et les pressions locales sur le solide de révolution associé.

à Point 5.

Influence d'un Étrave fortement inclinée à un Modèle avec Rugosité artificielle.

Dans les essais de modèles à grand remplissage et à étrave fortement inclinée, la prudence dans les conclusions est recommandée. De petits changements dans la couche de frottement peuvent entraîner des prévisions inexactes pour le navire.

à Point 6.

Les Majorations en passant du Modèle au Navire.

Dans les publications, il est recommandé de donner les majorations sous forme détaillée, en indiquant la séparation en diverses parties.

à Point 7.

L'Application des Coefficients de Prandtl pour la Rugosité des Parois sablées en passant du Modèle au Navire.

Dans l'état actuel de la science, on peut penser que la rugosité de la carène agit comme la rugosité des parois sablées au Laboratoire.

La grosseur k du grain employée dans cette assimilation n'est pas une réalité mais une grandeur de comparaison. Les différents types de navires ont été ainsi classés :

- a) Rugosité correspondant à un grain $k=0,1$
embarcations de sport, bateaux rapides, torpilleurs
- b) Rugosité correspondant à un grain $k=0,15$
navires de plaisance, croiseurs, cuirassés
- c) Rugosité correspondant à un grain $k=0,2$
paquebots rapides, navires de commerce bien construits
- d) Rugosité correspondant à un grain $k=0,25$
navires de commerce moins soignés, remorqueurs
- e) pour tous les navires on peut tenir compte du vieillissement depuis la sortie de cale en majorant k de 0,02 par semaine de séjour dans des eaux chaudes et de 0,01 par semaine de séjour dans des eaux tempérées.

Les majorations de rugosité se rapportent aux valeurs de Froude.

Certains bassins trouvent que les majorations ainsi calculées sont correctes. D'autres au contraire trouvent que ces majorations ne sont pas correctes à toute vitesse.

Il semble par suite impossible de formuler actuellement une règle générale.

Pour élucider cette question le programme suivant a été accepté.

Le Bassin de Rome adressera aux divers Bassins un plan de forme, un plan des appendices aériens et sous-marins, un plan d'hélices relatifs à un bâtiment en cours de construction à 4 exemplaires.

Les différents Bassins feront obligatoirement l'essai de ce modèle entre 10 et 20 noeuds avec une longueur de 5,5m et facultativement avec une longueur plus grande. Chaque Bassin fera d'après ses essais une prévision de puissance et de nombre de tours pour deux vitesses dont l'une sera la vitesse maxima du navire réel. Les résultats seront présentés sous la forme suivante: d'abord la puissance sans aucune majoration en employant la formule de frottement adoptée à Paris, ensuite le calcul détaillé des majorations jugées nécessaires.

Les résultats seront centralisés par le Bassin de Rome et un rapport sera présenté à la prochaine réunion. Tous les Bassins sont invités à faire un rapprochement de leurs essais de modèles avec les essais à la mer lorsque ceux-ci seront assez précis, en utilisant les valeurs de k données ci-dessus. Les résultats seront également envoyés à Rome.

à Point 9.

La Détermination du Sillage par des Essais de Modèle autopropulseur.

1. — Le procédé du Professeur Horn pour déterminer le sillage dans les essais de modèle autopropulseur a donné des résultats. On peut l'employer pratiquement lorsque les mesures de couples sont exactes à $\pm 1/2\%$ près dans une gamme étendue de charges de l'hélice, s'étendant si possible jusqu'à $Q=0$, et spécialement dans les cas où la détermination du sillage par C_T et C_Q donne des valeurs très différentes, comme dans les hélices en tuyères.

2. — Il est proposé de communiquer au Professeur Horn les résultats obtenus dans de pareils cas.

à Point 10.

Comparaison des Résultats à Modèleautopropulseur et au Navire pour M. S. San Franzisko.

1. — Une décision est ajournée jusqu'à l'achèvement des essais du Tannenberg.

2. — Mr. Allan est disposé à réunir les données qui lui seront communiquées sur les mesures de couples et de poussées (navire et modèle) afin d'en déduire le passage du modèle au réel.

à Point 11.

Détermination du Sillage par une Hélice travaillante.

Il sera demandé au Directeur Yamagata de compléter sa communication sur ses remarquables essais, par la donnée des valeurs numériques des résistances et des poussées et d'envoyer ces renseignements aux divers Directeurs de Bassin.

à Point 13.

Coefficients des Sections des ailes d'avions comme Base pour la Construction des Hélices marines.

1. — La méthode de calcul des hélices marines par emploi des résultats empruntés à la théorie des ailes d'avions a déjà été fréquemment employée.

2. — La méthode n'est pas complètement satisfaisante mais donne déjà des indications, qui font espérer des perfectionnements.

3. — Les essais de sections à dos circulaire ou à profil aérodynamique sont trop peu nombreux pour que l'on puisse actuellement proposer une méthode uniforme de calcul.

4. — Mr. Troost communiquera aux divers bassins la méthode de calcul exposée dans un mémoire de Mr. v. Lammeren.

à Point 14.

Sur la Giration des Navires.

Le rapport de Mr. Barrillon traite d'un sujet dont l'étude doit être poursuivie aussi bien dans l'intérêt des constructeurs que des Bassins d'Essais.

L'exposé, dans ce rapport, des éléments fondamentaux de la question, permet au membres du congrès d'entreprendre de nouvelles recherches et fait espérer que les travaux sur cette question seront poursuivis à la prochaine réunion.

C. Decisioni.

Ad Punto 3.

Minimo valori del numero di Reynold per le esperienze di elica.

1. In via provvisoria e per gli ordinari lavori sperimentali sono assunti i seguenti valori minimi per i valori di $\frac{n \cdot D^2}{v} \cdot \frac{l_m}{D} =$

$0,4 \cdot 10^5$ per sezioni di pala a forma di ala e bassi valori del coefficiente di grossezza;
 $0,8 \cdot 10^2$ per sezioni a dorso circolare ed elevati valori del coefficiente di grossezza.

2. Prove di confronto saranno fatte con gruppi di eliche di differente diametro. Il primo gruppo di modelli sarà fornito dalla Vasca di Roma la quale lo mettera in circolazione inviandolo subito per primo alla Vasca di Berlino. I risultati saranno rappresentati in diagrammi e inviati e raccolti alla Vasca di Roma.

Un secondo gruppo con sezioni di pala piu larghe sarà fornito in seguito dalla Vasca di Haslar.

Ad Punto 4.

Influenza della forma sulla resistenza d'attrito.

1. Nell'uso dei coefficienti d'attrito delle tavole della stessa lunghezza della nave per il calcolo della resistenza d'attrito del modello e della nave, si è probabile che nessun aumento si deve considerare per effetto della forma.

2. Allo scopo di dare maggiore evidenza al punto 1. e raccogliere elementi sulla relazione che intercede fra le variazioni medie di assetto in corsa e un conseguente possibile aumento di resistenza per l'effetto della forma, si consiglia di fare ulteriori esperienze con modelli doppi profondamente immersi, e se possibile anche con misure di resistenza e di pressione su corrispondenti corpi di rivoluzione.

Ad Punto 5.

Influenza della rugosità artificiale con prora molto inclinata.

Si raccomanda che i modelli pieni con prora molto inclinata siano accuratamente rifiniti, per impedire che piccole variazioni nello strato d'attrito possano portare ad erronee previsioni per la nave.

Ad Punto 6.

Aumenti al Passaggio dal modello alla nave.

Si raccomanda di indicare nelle pubblicazioni gli aumenti singoli che furono applicati nel passaggio dal modello alla nave.

Ad Punto 7.

Influenza della ruvidezza della carena.

Sulla scorta delle cognizioni di oggi si può paragonare la ruvidezza dello scafo delle navi ed una ruvidezza di sabbia di data grossezza.

Considerando le cose non da un punto di vista assoluto, ma da un punto di vista relativo, di raffronto, i differenti tipi di navi possono essere distribuiti così:

- a) rugosità relativa $k=0,1$
imbarcazioni sportive, motoscafi di alta velocità, torpediniere
- b) rugosità relativa $k=0,15$
navi veloci costiere, incrociatori, navi da battaglia
- c) rugosità relativa $k=0,2$
piroscafi postali, piroscafi passeggeri veloci, navi mercantili accuratamente rifinite
- d) rugosità relativa $k=0,25$
navi mercantili non accuratamente rifinite, navi da carico
- e) In tutte le navi l'aumento di resistenza d'attrito per ogni settimana dall'uscita dal bacino di carenaggio è ottenuto aumentando la predetta grossezza di grana k di 0,02 per mari caldi, di 0,01 per mari temperati.

Questi aumenti sono basati sui coefficienti d'attrito di Froude; essi sono ritenuti abbastanza corretti da alcune vasche, mentre secondo altre sono troppo elevati, e non applicabili a tutti i casi. Sembra pertanto impossibile a tutt'oggi dare una regola generale. Per giungere a conclusioni definitive è proposto il seguente programma di prove:

La Vasca di Roma invierà alle diverse Vasche i piani delle forme, il disegno delle appendici entro e fuori acqua, il disegno delle eliche di una nave che sarà costruita in quattro esemplari nel prossimo anno.

Le diverse vasche eseguiranno le prove con un modello lungo almeno m. 5,50 nel campo di velocità da 10 a 20 nodi. Ciascuna Vasca calcolerà, seguendo il proprio metodo, le potenze ed i giri per due velocità, una delle quali sarà la velocità di servizio della nave.

I risultati saranno dati nel modo seguente: prima la potenza senza nessun aumento, calcolata applicando i coefficienti d'attrito accettati a Parigi, e poi la potenza maggiorata per i diversi aumenti, singolarmente specificati. I risultati saranno trasmessi alla Vasca di Roma.

Tutte le Vasche sono inoltre invitate a esaminare sotto questo punto di vista tutti gli elementi a loro disposizione, per i casi nei quali i risultati delle prove in mare si possono ritenere attendibili ed inviare i dati alla Vasca di Roma per la raccolta.

Ad Punto 9.

Determinazione della scia nelle prove di autopropulsione.

1. Il metodo svolto dal Prof. Horn per la determinazione della scia nelle prove di autopropulsione coi modelli ha portato ad una fondamentale conoscenza del problema. E' possibile usando questo metodo determinare la scia con un errore del 1—2% quando siasi misurato il momento torcente; è anche possibile usare questo metodo partendo dai valori di M (momento torcente)=0 specialmente nei casi nei quali la determinazione della scia sulla base delle costanti C_s e C_m è incerta, e per eliche intubate.

2. Per un ulteriore esame del metodo è raccomandato di inviare al Prof. Horn il materiale sperimentale del quale le Vasche sono in possesso.

Ad Punto 10.

Confronto delle prove di autopropulsione colla motonave „S. Francisco“.

1. Ogni decisione è rimandata a quando saranno ultimate le prove colla nave „Tannenberg“.

2. Il Sig. Allan è disposto volentieri a raccogliere i dati che saranno trasmessi dai membri, e cioè i dati di spinta e momento torcente sia per la nave che per il modello. In essi dovrà essere specificato il modo col quale la previsione di potenza è stata fatta.

Ad Punto 11.

Determinazione della scia per elica lavorante.

Si prega il Dir. Jamagata di voler comunicare ai membri i resistenze e spinte delle sue numerose ed interessanti esperienze su questo argomento.

Ad Punto 13.

Calcolo dell'elica col metodo dei coefficienti dell'elemento di pala.

1. I metodi dei coefficienti dell'elemento di pala per il calcolo e l'analisi delle eliche navali sono sufficientemente usati.

2. Nessuno dei vari metodi si può ritenere fino ad oggi del tutto soddisfacente ed attendibile per le eliche navali, ma è da prevedersi che a tanto si possa giungere nel futuro.

3. Non si hanno dati sufficienti, utili per l'applicazione alle eliche, di prove con pale a sezioni circolari e „aerofoil“, e sono desiderabili ulteriori esperienze prima che si possa raccomandare una qualsiasi standardizzazione.

4. Il Sig. Troost invierà a tutte le Vasche una memoria sul metodo di calcolo delle eliche sviluppato dal Sig. van Lammeren.

Ad Punto 14.

L'evoluzione delle navi.

La memoria del Prof. Barrillon riguarda un soggetto lo studio del quale merita di essere incoraggiato nell'interesse dei costruttori e delle vasche.

L'esatta definizione e distinzione dei vari elementi fondamentali dà la possibilità ai membri di fare ulteriori studi e porterà ad una mutua comprensione, in modo da poter continuare la trattazione di questo problema nel prossimo convegno.

D. Entscheidungen.

Zu Punkt 3.

Kleinste zulässige Kennwerte bei Schraubenversuchen.

1. Vorläufig und für übliche Anforderungen wird ein kleinster Wert für $\frac{n \cdot D^2}{\nu} \frac{l_m}{D}$ von $0,4 \cdot 10^5$ angenommen bei Schrauben mit Tragflügelschnitten und kleinem Dickenverhältnis.

Ein kleinster Wert von $0,8 \cdot 10^5$ gilt für Schrauben mit Kreissegmentschnitten und großem Dickenverhältnis.

2. Weitere Vergleichsversuche mit Schraubensätzen von verschiedenem Durchmesser werden von den Versuchsanstalten durchgeführt. — Der erste Schraubensatz wird von der Versuchsanstalt in Rom auf den Weg gebracht und zuerst von der Berliner Versuchsanstalt untersucht. Die Ergebnisse werden in Form von Diagrammen zusammengestellt und an die Versuchsanstalt in Rom gesandt.

Ein zweiter Satz mit breiteren Blättern wird später von Haslar in Umlauf gesetzt.

Zu Punkt 4.

Einfluß der Form auf den Reibungswiderstand.

1. Benutzt man die Reibungswerte von Platten mit einer Länge entsprechend der Schiffslänge bei der Berechnung des Reibungswiderstandes von Schiffen und Modellen, so hat sich gezeigt, daß wahrscheinlich kein Zuschlag mehr für Reibungsformeffekt zu machen ist.

2. Um weitere Versuchshinweise für 1. und Kenntnis über die Beziehung zwischen mittlerer Absenkung und einem zugehörigen Formwiderstandsanteil der Modelle beim Versuch zu erhalten, wird empfohlen, weitere möglichst genaue Messungen mit tiefgetauchten Doppelmodellen zu machen, wenn möglich auch Widerstands- und Druckmessungen an den zugehörigen Drehkörpern.

Zu Punkt 5.

Einfluß eines stark auflaufenden Vorstevens bei künstlicher Aufrauhung.

Es wird empfohlen, bei Versuchen mit völligen Modellen mit stark geneigtem Vorstevén Vorsicht walten zu lassen, um zu vermeiden, daß kleine Änderungen in der Reibungsschicht zu fehlerhaften Angaben für das Schiff führen.

Zu Punkt 6.

Zuschläge beim Übergang vom Modell zum Schiff.

Es wird empfohlen, die Zuschläge bei Veröffentlichungen möglichst getrennt nach ihren Bestandteilen anzugeben.

Zu Punkt 7.

Verwendung der Prandtl -Werte für raue Platten beim Übergang vom Modell zum Schiff.

Nach dem heutigen Stande der Wissenschaft kann man annehmen, daß die Rauigkeit der Schiffsaußenhaut wie eine Sandrauhigkeit wirkt.

Bleibt man sich bewußt, daß die hier ermittelte Korngröße nicht eine tatsächliche Korngröße, sondern nur eine Vergleichgröße ist, so können die einzelnen Schiffsarten etwa folgendermaßen aufgeteilt werden:

- a) Rauigkeit entsprechend $k=0,1$
Sportboote, Schnellboote, Torpedoboote
- b) Rauigkeit entsprechend $k=0,15$
Bäderdampfer, Kreuzer, Schlachtschiffe

- c) Rauigkeit entsprechend $k=0,2$
Postdampfer, Schnelldampfer, gut gebaute Handelsschiffe
- d) Rauigkeit entsprechend $k=0,25$
Handelsschiffe mit wenig sorgfältiger Arbeitsausführung, Schlepper
- e) bei allen Schiffen kann man zur Bestimmung des Reibungswiderstandes für jede Woche nach der letzten Dockung die oben gegebene Korngröße k der Rauigkeit in warmen Gewässern um 0,02, in mäßig warmen Gewässern um 0,01 erhöhen.

Die Zuschläge setzen Reibungswerte für das Modell nach Froude voraus. Diese Zuschläge sind als richtig befunden bei Versuchsanstalten, die den Reibungsabzug brauchen. Dagegen finden andere Versuchsanstalten, daß diese Zuschläge nicht für alle Geschwindigkeiten richtig sind. Es scheint daher unmöglich, eine allgemeine Regel schon jetzt zu geben.

Um Klarheit über Rauigkeitseinflüsse zu erhalten, wird folgendes vorläufiges Programm vorgeschlagen:

Die Versuchsanstalt in Rom wird den anderen Anstalten einen Linienriß, Zeichnungen der Anhänger und des Lufthauptspants sowie die Schraubenzeichnung für ein Schiff senden, das in nächster Zeit viermal gebaut wird.

Die Versuchsanstalten werden mindestens Schleppversuche mit einem Modell von 5,5 m Länge machen für einen Bereich von 10 bis 20 Kn. Es wird freigestellt, auch längere Modelle zu machen. Jede Versuchsanstalt berechnet nach den eigenen Versuchen die Leistung und Drehzahl für zwei Geschwindigkeiten, wovon eine der Höchstgeschwindigkeit des Schiffes entsprechen soll. Die Berechnungen sollen umfassen: zuerst die Leistung ohne jeden Zuschlag unter Verwendung der Reibungsformel, wie sie in Paris angenommen wurde, weiter die Berechnung der einzelnen als notwendig erachteten Zuschläge.

Die Ergebnisse werden von der Versuchsanstalt in Rom gesammelt und bei der nächsten Tagung vorgelegt.

Alle Versuchsanstalten werden weiter aufgefordert, Versuche auf Grund der Vorschläge auszuwerten, soweit genau durchgeführte Probefahrten vorliegen und die Ergebnisse ebenfalls an die Anstalt in Rom zu senden.

Zu Punkt 9.

Bestimmung des Mitstroms durch Versuche „Modell mit Schraube“.

1. Das von Herrn Prof. Horn entwickelte neue Verfahren für die Bestimmung des Mitstroms beim Modellpropulsionsversuch hat grundsätzliche Erkenntnisse ergeben.

Es kann praktisch zur Bestimmung des Mitstroms angewandt werden, wenn Drehmomentmessungen von höchstens $\pm 1/2\%$ Ungenauigkeit für einen ausgedehnten Belastungsbereich, möglichst auch für $Q=0$, vorliegen, besonders in den Fällen, wo die Bestimmung des Mitstroms nach C_t und C_Q stark abweichende Werte liefert, sowie bei Düsen-schrauben.

2. Zur weiteren Prüfung des Verfahrens wird vorgeschlagen, Herrn Prof. Horn für solche Fälle mit Material zu versehen.

Zu Punkt 10.

Vergleich von Modellschleppversuch und Hochseemeßfahrt für M. S. San Franzisko.

1. Eine Entschließung wird vorbehalten bis zum Abschluß der Versuche mit SS Tannenberg.

2. Herr Allan ist bereit, die ihm von den Teilnehmern zugehenden Angaben über Schub- und Drehmomentmessung bei Probefahrten und Modellversuchen zu sammeln; aus diesen Angaben soll ersichtlich sein, wie die Umrechnung vom Modell durchgeführt wurde.

Zu Punkt 11.

Mitstrombestimmung durch Schraubenmessung.

Es wird empfohlen, Herrn Dir. Yamagata um zahlenmäßige Angaben über Widerstand und Schub bei seinen bemerkenswerten Versuchen zu bitten und diese Zahlen dann den Teilnehmern mitzuteilen.

Zu Punkt 13.

Beiwerte von Schraubenflügelschnitten als Grundlage für den Entwurf von Schiffsschrauben.

1. Die Berechnung und Nachrechnung von Schiffsschrauben nach dem Flügelschnittverfahren wird vielfältig angewandt.

2. Gegenwärtig besteht noch kein durchaus befriedigendes Flügelschnittverfahren für Schiffsschrauben, aber es sind Anzeichen vorhanden, daß solch ein Verfahren noch entwickelt wird.

3. Versuchsergebnisse von Schnitten mit Kreisform und Tragflügelform für Schiffsschrauben sind spärlich vorhanden. Es müssen die Ergebnisse weiterer Versuche abgewartet werden, ehe die Aufstellung allgemein gültiger Regeln empfohlen werden kann.

4. Herr Troost wird eine Arbeit über Schraubenberechnung von Herrn v. Lammeren allen Anstalten zusenden.

Zu Punkt 14.

Über Ruderkräfte.

Der Vortrag von Herrn Prof. Barrillon behandelt einen Gegenstand, dessen Untersuchung gefördert werden muß, sowohl im Interesse der Werften als auch der Versuchsanstalten.

Das Aufzeigen der Grundelemente der Frage in seinem Vortrag ermöglicht es den Mitgliedern der Tagung, weitere Untersuchungen zu machen und wird zu gegenseitiger Fühlungnahme führen, so daß die Verhandlungen über diese Frage auf der nächsten Tagung weitergehen können.

V. Schlußwort

Die Anregung von Herrn Dr. John de Meo im Jahr 1932 „for International Technical Cooperation in the field of Ship-Propulsion“ hat sich erneut als lebenskräftig und fruchtbringend erwiesen. In der Schlußsitzung der Berliner Tagung wurde die liebenswürdige Einladung von Herrn General Rota, die nächste Tagung 1939 in Rom abzuhalten, mit Dank angenommen.

Die Preußische Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau dankt nochmals allen Mitarbeitern und Teilnehmern für die wertvolle Unterstützung bei der erfolgreichen Durchführung der internationalen Tagung der Leiter der Schlepptversuchsanstalten Berlin 1937.

VI. Nachtrag

Mitteilung von Herrn Yamagata zu Punkt 11.

Vergl.: Entscheidung zu Punkt 11

Tokyo, 31. 7. 37

Model No. 325

Draught before Running	Displacement before Running	Wetted Surface before Running	Temperature of Water	Remarks
0,2675 m (even keel)	621,5 kgr	4,500 m ²	24,0° C	naked hull with painted surface

Pos. I. a) and b) The vertical position of Model relative to towing carriage during run was always kept unaltered, as compared with that before running.

Pos. II. c) and d) Model was towed freely.

Model-Resistance in kgr

v_m m/s	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	
I {	a (ahead)	0,25	0,36	0,46?	0,56	0,72	0,90	1,08	1,32	1,57	1,88	2,21	2,54
	b (astern)	0,27	0,37	0,48	0,61	0,75	0,98	1,18?	1,44	1,70	2,04	2,42	2,85
II {	c (ahead)	0,27	0,37	0,48	0,61	0,76	0,92	1,13	1,39	1,70	1,97	2,26	2,62
	d (astern)	0,27	0,38	0,5 ?	0,63	0,8	0,98	1,2	1,44	1,74	2,12	2,50	2,90
v_m m/s	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5	2,6	2,7		
I {	a (ahead)	2,98	3,74	5,50	8,20	10,75	12,2	12,96?	13,75	14,85	16,5	18,8	
	b (astern)	3,40	4,25	5,85	8,00	10,35	12,3	13,3	14,25	15,25	16,85?	19,2	
II {	c (ahead)	3,11	4,00	5,70	8,40	11,46?	13,30	14,5	15,25	16,25	18,05	20,6	
	d (astern)	3,42	4,30	5,90	8,30	10,90	13,00	14,3	15,38	16,6	18,4	21,25	

Bemerkung: Die Zahlenwerte sind aus der Zeichnung Teishinsho Tank Nr. 63!3 abgelesen, da diese Zeichnung nicht mit abgedruckt werden konnte. An den Stellen, wo die Zahlenwerte mit ? versehen sind, ist der Kurvenverlauf nicht stetig. Die abgelesenen Werte sind die gestrakten Werte.

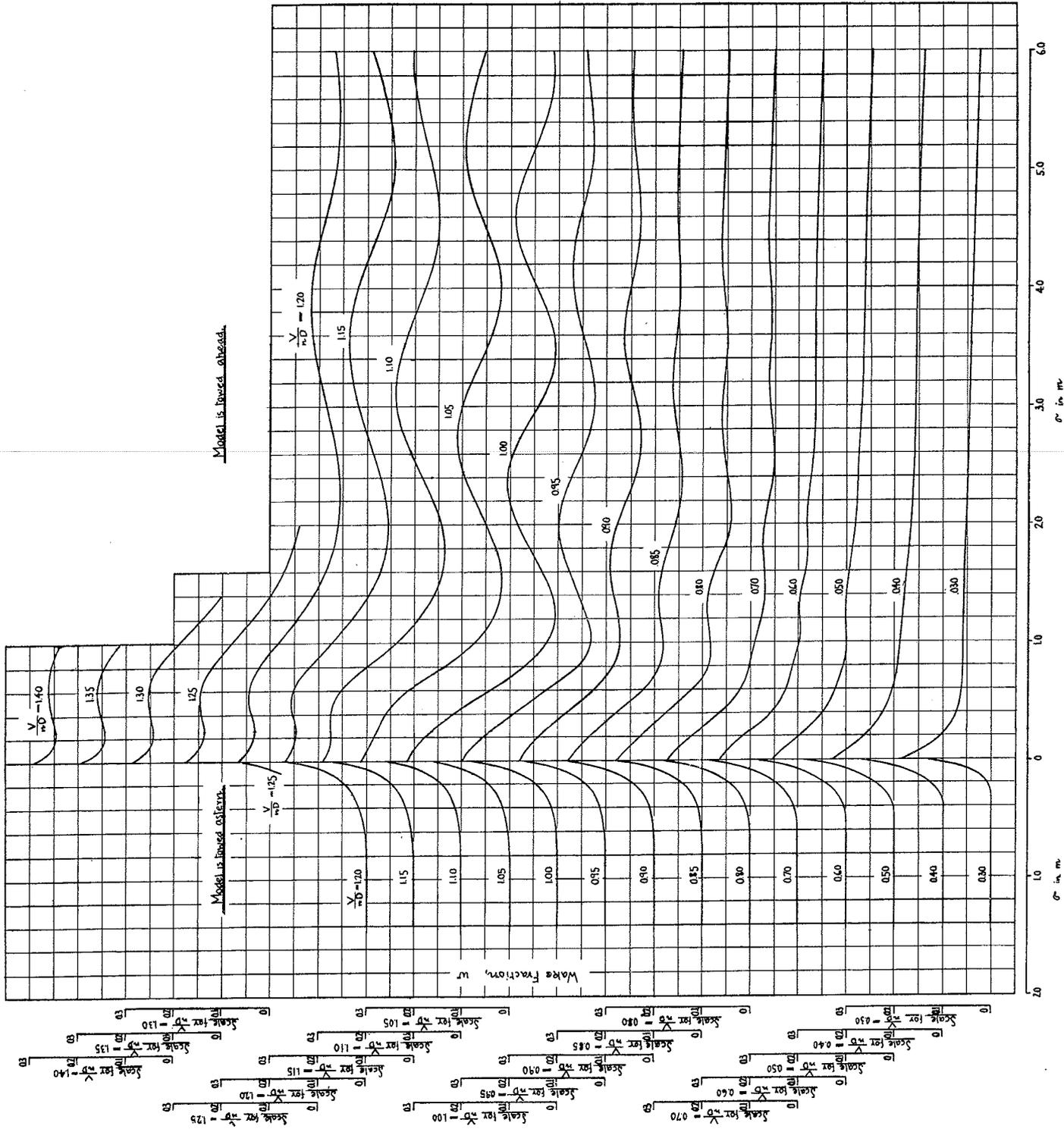
Mitteilungen der Preußischen Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau, Berlin.

- Heft 1. Dr.-Ing. e. h. H. Krey: „Widerstand von Sandkörnern und Kugeln bei der Bewegung im Wasser als Grundlage der Schwemmstoffbewegung in unseren Flüssen.“ Preis 3,50 RM.
- Heft 2. Dr.-Ing. Schaffran: „Systematische Luftpropellerversuche.“ (Vergriffen.)
- Heft 3. Dr.-Ing. e. h. H. Krey: „Die Flutwelle in Flußmündungen und Meeresbuchten.“ Preis 3,50 RM.
- Heft 4. Dr.-Ing. F. Eisner: „Widerstandsmessungen an umströmten Zylindern.“ Preis 9,— RM.
- Heft 5. Dr. phil. B. Tiedemann: „Über Wandern des Sandes im Küstensaume des Samlandes.“ Preis 3,50 RM.
- Heft 6. Geheimer Baurat H. Lang: A. „Beitrag zur Abflußformel für Flüsse.“ B. „Die Mängel der Ganguillet-Kutterschen Geschwindigkeitsformel für Flüsse und die Gefahren bei ihrer Anwendung auf gefüllte Rohrleitungen.“ Preis 2,— RM.
- Heft 7. Direktor und Professor Seifert und Dipl.-Ing. Liebs: „Zur Frage der Übertragbarkeit der Flügeleichungen auf Wassermessungen.“ Preis 2,— RM.
- Heft 8. Dr.-Ing. Georg Weinblum: „Schiffsform und Wellenwiderstand.“ (Vergriffen.)
- Heft 9. Dr.-Ing. Hans Kramer: „Modellgeschiebe und Schleppekraft.“ Preis 3,50 RM.
- Heft 10. Dr.-Ing. F. Gutsche: „Profilversuche.“ Preis 4,50 RM.
- Heft 11. Dr.-Ing. F. Eisner: „Überfallversuche in verschiedener Modellgröße, Maßstab einfluß und Auswertungsverfahren.“ Preis 3,— RM.
- Heft 12. Oberregierungs- und -baurat Dr.-Ing. Weitbrecht: „Über den Maßstab einfluß bei Modellschleppversuchen.“ Preis 2,— RM.
- Heft 13. Dr.-Ing. O. Müller: „Schwingungsuntersuchungen an unterströmten Wehren.“ Preis 6,50 RM.
- Heft 14. A. Prof. Seifert: „Untersuchungsmethoden, um festzustellen, ob sich ein gegebenes Baumaterial für den Bau eines Erddammes eignet.“
B. Reg.- und Baurat Körner: „Erforschung der physikalischen Gesetze, nach welchen die Durchsickerung des Wassers durch eine Talsperre oder durch den Untergrund stattfindet.“ (Vergriffen.)
- Heft 15. Reg.- und Baurat J. Ehrenberg: 1. „Geräte zur Entnahme von Bodenproben für bodenphysikalische Untersuchungen.“ 2. „Das Ausfließen einer Sandkippe in einer Braunkohlengrube.“ 3. „Erfahrungen über das Verhalten von Erdämmen.“ Preis 2,— RM.
- Heft 16. Dr.-Ing. Otto Fuhrmann: „Schwingungsuntersuchungen an überströmten beweglichen Wehren.“ Preis 5,50 RM.
- Heft 17. Dr.-Ing. Georg Weinblum: „Untersuchungen über den Wellenwiderstand völligerer Schiffsformen.“ Preis 1,— RM.
- Heft 18. Direktor und Professor Seifert und Dipl.-Ing. Amtsberg: „Einfluß des Meßfahrzeuges auf die Umlaufwerte von Meßflügeln auf tiefem und flachem Wasser.“ Preis 2,70 RM.
- Heft 19. Dr.-Ing. Hugh J. Casey: „Über Geschiebebewegung.“ Preis 3,70 RM.
- Heft 20. R. Seifert, J. Ehrenberg, B. Tiedemann, K. Endell, U. Hofmann, D. Wilm: „Bestehen Zusammenhänge zwischen Rutschneigung und Chemie von Tonböden?“ Preis 2,— RM.

- Heft 21. Dr.-Ing. Gutsche: „Kennwerteeinflüsse bei Schiffsschrauben-Modellversuchen.“ Preis 1,20 RM.
- Heft 22. Dr.-Ing. Burhorn: „Auslaßbauwerke an Schiffahrtsstraßen.“ Preis 5,— RM.
- Heft 23. Dr.-Ing. Weinblum: „Stereophotogrammetrische Wellenmessungen bei der Hochseemeßfahrt 1934 des Motorschiffes „San Francisco“. Preis 2,— RM.
- Heft 24. I. Dr.-Ing. Kiehnel: „Über Widerstände und Fahrzeiten beim Einschleppen Schiffen und Schleusen.“ II. Dipl.-Ing. Amtsberg: „Modellversuche über das Einschleppen von Kanalkähnen in den Trog eines Schiffshebewerks.“ Preis 7,— RM.
- Heft 25. Dr.-Ing. G. Weinblum: A. „Untersuchungen über scharfe Schiffsrumpfformen.“ B. „Theorie der Wulstschiffe.“ Preis 1,50 RM.
- Heft 26. Dr.-Ing. A. Shields: „Anwendung der Ähnlichkeitsmechanik und der Turbulenzforschung auf die Geschiebebewegung.“ Preis 4,— RM.
- Heft 27. Dir. u. Prof. Seifert: „Modellversuche für Tideflüsse.“ Preis 2,— RM.
- Heft 28. Dr.-Ing. H. Amtsberg: „Untersuchungen über die Formabhängigkeit des Reibungswiderstandes.“ Preis 2,— RM.
- Heft 29. Oberregierungs- und -baurat Dr. Weitbrecht: „Über Formgebung von Rennbooten für Ruder und Paddel.“ Preis 1,20 RM.
- Heft 30. Prof. Dr. Weinblum: „Drei Aufgaben aus der Schiffstheorie.“ Preis 1,— RM.
- Heft 31. Dr. O. Müller: „Schwingungsuntersuchungen an einem unterströmten Wehrmodell.“ In Vorbereitung.

Zu beziehen:

- Heft 1, 3, 5 bis 13, 15 bis 30 durch die Preußische Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau, Berlin NW 87, Schleuseninsel im Tiergarten.
- Heft 4 durch den Verlag von Julius Springer, Berlin.



Tafel I.