

# Jahrbuch

der

# Schiffbautechnischen Gesellschaft



**31. Band**

**1930**

**Berlin**  
Verlag von Julius Springer  
1930

Alle Rechte vorbehalten

ISBN-13: 978-3-642-90164-5 e-ISBN-13: 978-3-642-92021-9  
DOI: 10.1007/978-3-642-92021-9

Copyright 1930 by Julius Springer in Berlin

Softcover reprint of the hardcover 1st edition 1930

## Inhaltsverzeichnis.

<b>Geschäftliches:</b>	Seite
I. Bericht über das 31. Geschäftsjahr 1929; Vorstand der Gesellschaft; Niederschrift über die geschäftliche Sitzung der 30. ordentlichen Hauptversammlung am 22. November 1929 . . . . .	3
II. Satzungen . . . . .	19
III. Unsere Toten . . . . .	20
<b>Vorträge der Sommer-Versammlung 1929:</b>	
IV. Das Großmotorfrachtschiff. Von W. Scholz . . . . .	39
V. Freibord und Sicherheit der Seeschiffe. Von R. Erbach . . . . .	68
VI. Ergebnisse aus dem Strömungsinstitut der Technischen Hochschule Danzig. Von G. Flügel . . . . .	87
<b>Vorträge der 30. Hauptversammlung:</b>	
VII. Der internationale Vertrag zum Schutze des menschlichen Lebens auf See. London 1929. Von G. Koenigs . . . . .	117
VIII. Über den Antrieb neuzeitlicher Schnelldampfer. Von G. Bauer . . . . .	134
IX. Formgebung für Schnelldampfer. Von G. Kempf . . . . .	155
X. Die hydrodynamische Arbeitsübertragung, besonders durch Transformatoren, ein Rückblick und Ausblick. Von H. Föttinger . . . . .	171
XI. Allgemeine Betrachtungen über Strahlpropeller. Von G. Rabbeno . . . . .	215
XII. Die neuere Entwicklung der Kondensatorrohrfrage. Von S. Hirsch . . . . .	229
XIII. Die Elbeschiffahrt unter dem Einfluß ihrer Umschlagstechnik. Von E. Foerster . . . . .	243
XIV. Das Allgemeine Ähnlichkeitsprinzip der Physik und sein Zusammenhang mit der Dimensionslehre und der Modellwissenschaft. Von M. Weber . . . . .	274
XV. Die Anwendung des Ähnlichkeitsprinzips der Mechanik auf zeitlich beliebig veränderliche Vorgänge mit besonderer Berücksichtigung schiffbaulicher und aerodynamischer Probleme. Von W. Herrmann . . . . .	355
XVI. Anwendungen der Michellschen Widerstandstheorie. Von G. Weinblum . . . . .	389
<b>Besichtigungen:</b>	
XVII. a) Die Physikalisch-technische Reichsanstalt . . . . .	441
b) Das Staatliche Material-Prüfungsamt . . . . .	441
c) Schaumlöschversuche der Minimax-Perkeo A.-G. . . . .	441
<b>Anhang:</b>	
XVIII. Namenverzeichnis . . . . .	447

# Geschäftliches.

# I. Bericht über das 31. Geschäftsjahr 1929.

## A. Vorstand der Gesellschaft.

Schirmherr:

SEINE MAJESTÄT KAISER WILHELM II.

Ehrenvorsitzender:

SEINE KÖNIGLICHE HOHEIT, Dr.-Ing. ehr.  
GROSSHERZOG FRIEDRICH AUGUST.

Vorsitzender:

Walter Laas, Professor, Direktor des Germanischen Lloyd, Berlin.

Stellvertretender Vorsitzender:

Paul Preße, Dr.-Ing. ehr., Ministerialdirektor im Reichswehrministerium, Geheimer Oberbaurat und  
Chef der Marine-Konstruktionsabteilung, Berlin.

Fachmännische Beisitzer:

Gustav Bauer, Dr. phil., Dr.-Ing. ehr., Professor,  
Direktor der Deutschen Schiff- und Maschinen-  
bau A. G., Hamburg.  
Caspar Berninghaus, Dr.-Ing. ehr., Werft-  
besitzer, Duisburg.  
Walther Blohm, Dipl.-Ing., Persönlich haftenden  
Gesellschafter der Kommanditgesellschaft  
Blohm & Voß, Hamburg.

Karl Deters, Mitglied des Vorstandes der  
Hamburg-Amerika-Linie.  
Victor Nawatzki, Vorsitzender des Aufsichts-  
rates des Bremer Vulkan, Vegesack.  
Friedrich Romberg, Geh. Reg.-Rat, Professor,  
Nikolassee b. Berlin, Teutonenstr. 20.

Beisitzer:

Walter Borbet, Dr.-Ing., Generaldirektor des  
Bochumer Vereins für Bergbau u. Gußstahl-  
Fabrikation, Bochum.

Eduard Gribel, Reeder, Stettin.  
Philipp Heineken, Dr.-Ing. ehr., Präsident des  
Norddeutschen Lloyd, Bremen.

Geschäftsführer:

Hans Mohr, Dr.-Ing., Direktor a. D.

ab 1. I. 1930: Wilhelm Teubert, Dr.-Ing., Regierungs- und Baurat a. D.

Geschäftsstelle: Berlin W8, Kanonierstr. 1.

Fernsprecher: A. 4. Zentrum 1105.

Drahtung: Berlin, Schifftechnik.

Bankkonto: Deutsche Bank und Disconto-Gesellschaft,  
Berlin, Abt. IVd Nr. 170.

Postscheckkonto: Berlin 38 469.

## B. Veränderungen in der Mitgliederliste.

Im Laufe des Geschäftsjahres haben wir 34 Mitglieder durch den Tod verloren; neu eingetreten sind 18 Mitglieder. Der Mitgliederbestand betrug am Jahresende 1408.

Es sind eingetreten:

a) Als Fachmitglieder:

1. Bahl, Johannes, Dr.-Ing., Oberingenieur, Berlin.
2. Berninghaus, Ewald, Dipl.-Ing. Duisburg.
3. Nolle, Heinrich, Oberingenieur, Hamburg.
4. Erlemann, Gerhard, Dipl.-Ing., Danzig.
5. Godino, Carlos, Ingenieur, Ferrol.
6. Heberling, Wilhelm, Dipl.-Ing., Berlin.
7. Herrmann, Walter, Dipl.-Ing., Berlin.
8. Seifert, Rudolf, Direktor u. Professor, Leiter der Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau, Berlin.
9. Stockder, Arnold, Dipl.-Ing., Danzig.

b) Als Mitglieder:

10. Bensink, G. J., Rotterdam.
11. Buying, Geo, Journalist, Wallasey, England.
12. Fink, Georg, Direktor, Essen.
13. Goerens, Paul, Dr.-Ing., Prof., Mitgl. d. Direktoriums d. Fr. Krupp A.-G., Essen.
14. Laute, Wilmar, Dipl.-Ing., Berlin.
15. Philippi, Heinrich, Dr.-Ing. Direktor, Duisburg.
16. Rump, Wilhelm, Kaufmann, Altona.
17. Sturm, Karl, Gerichtsassessor, Verwaltungsdirektor der Seeberufsgenossenschaft, Hamburg.
18. Waninger, Carl, Abt.-Direktor der Rheinmetall, Düsseldorf.

c) Es starben:

1. S. K. H. Prinz Heinrich von Preußen, Ehrenmitglied der S.T.G.
2. Bergner, Fritz, Fabrikdirektor a. D., Velbert, Rhld.
3. Brennhausen, Curt, Dipl.-Ing., Berlin.
4. Bündgens, Franz, Vize-Konsul, Kiel.
5. Gilles, Alfred, Direktor, Mülheim.
6. Hechtel, Heinrich, Direktor, Köln-Deutz.
7. Heemsoth, H., General-Vertreter, Hamburg.
8. Hincke, F., Generalkonsul, Berlin.
9. Iseler, Albert, Fabrikbesitzer, Leipzig.
10. Klawitter, Willy, Dr.-Ing., Werftbesitzer, Danzig.
11. von Langen, Fritz, Kommerzienrat, Tanneck b. Elsdorf.
12. Lindfors, A. H., Professor, Alingsas b. Gothenburg.
13. Loeck, Otto, Kaufmann, Hamburg.
14. Lorenz-Meyer, Georg, C. L., Ingenieur u. Direktor, Hamburg.
15. von Matern, John A., Direktor, London.
16. Moleschott, Carlos H., Ingenieur, Bonn.

17. Müller, Gustav, Dr.-Ing. ehr., Staatssekretär z. D., Hamburg.
18. Nissen, A., Oberingenieur, Hamburg.
19. Oertz, Max, Dr.-Ing., Werftbesitzer, Hamburg.
20. Rudeloff, E. G., Direktor, Hamburg.
21. Schärffe, Franz, Fabrikbesitzer, Lübeck.
22. Schiementz, Paul, Direktor, Berlin.
23. Schippmann, Karl, Dr., Oberingenieur, Hamburg.
24. Siedentopf, Otto, Patentanwalt, Berlin.
25. von Skoda, Karl, Freiherr, Mödling bei Wien.
26. Steinicke, Karl, Schiffbaudirektor a. D., Darmstadt.
27. Temmler, Hermann, Kommerzienrat, Berlin.
28. Trümmler, Fritz, Mülheim a. Rh.
29. Urlaub, Paul, Ingenieur, Berlin.
30. Usener, Hans, Dr. phil., Fabrikant, Kiel.
31. Vassel, Walter, Oberingenieur, Berlin.
32. Wendemuth, Oberbaudirektor a. D., Hamburg.
33. Wiecke, Generaldirektor, Berlin.
34. Zimnic, Josef, Oscar, Marine-Oberingenieur, Wien.

### C. Wirtschaftliche Lage.

#### Bericht über die Vermögensverwaltung 1928.

##### 1. Einnahmen und Ausgaben.

Einnahmen.	1928.	Ausgaben.	
1. Kassenbestand 1. 1. 28. . .	227,69	1. Jahrbücher und Versand	18463,—
2. Bankguthaben 1. 1. 28. . .	22537,—	2. Gehälter. . . . .	2579,50
3. Postscheckguthab. 1.1.28.	5671,10	3. Kanzleibedarf . . . . .	6838,30
4. Beiträge . . . . .	29136,69	4. Post . . . . .	2148,33
5. Eintrittsgelder . . . . .	480,—	5. Bücherei . . . . .	—,—
6. Zuschuß von der Marine	2000,—	6. Drucksachen . . . . .	2278,80
7. Jahrbuch-Ertrag . . . . .	1025,90	7. Spenden und Beiträge .	760,—
8. Einnahmen für den Einband . . . . .	1486,85	8. Kapitalsanlage . . . . .	33033,50
9. Zinsen aus Wertpapieren und Bankguthaben . . . .	1622,45	9. Verschiedene Ausgaben .	7963,59
10. Zahlung von J. Springer für Werft, Reederei und Hafen . . . . .	4000,—	10. Hauptversammlung . .	1269,10
11. Kapitalauslosung und Auflösung des Vermögensrückzahlungs-Konto . .	15384,85	11. Sprechabend . . . . .	104,60
12. Verschiedene Einnahmen	1951,33	12. Bankguthaben am 31. Dezember 1928 . . .	3938,—
Mk.	85523,86	13. Kassenbestand am 31. Dezember 1928 . . .	249,58
		14. Postscheckbestand am 31. Dezember 1928 . . .	5862,26
		15. Veith-Konto (wegfallend)	35,30
Mk.	85523,86		

Berlin, den 31. Dezember 1928.

Die wirtschaftliche Lage hat sich gegenüber dem Vorjahre nur unwesentlich geändert. Die Einnahmen und Ausgaben und die Anlage des Vermögens gehen aus dem vorstehenden von den Rechnungsprüfern geprüften Bericht hervor.

## 2. Vermögen.

### a) Schiffbautechnische Gesellschaft.

Die Aufwertung des Vermögens hat folgendes endgültiges Ergebnis gehabt:  
7625,— Mk. Anleihe Ablösungsschuld mit Auslosungs-Rechten,  
875,— Mk. Anleihe Ablösungsschuld ohne Auslosungs-Rechte.

Bis zum 31. XII. 1928 sind 1600,— Mk. Anleihe Ablösungsschuld ausgelost und mit dem fünffachen Nominalbetrag zuzüglich 4½% Zinsen ab 1. I. 1926 ausbezahlt worden. Der Rückzahlungsbetrag und ein Teil des Barvermögens der Gesellschaft wurden im Jahre 1928 in Goldhypotheken-Pfandbriefen angelegt, so daß das Vermögen der Schiffbautechnischen Gesellschaft am 31. XII. 1928 betrug:

6025,— Mk. Anleihe Ablösungsschuld mit Auslosungsrechten.  
875,— Mk. Anleihe Ablösungsschuld ohne Auslosungsrechte.  
28000,— Mk. 8% Gold-Pfandbriefe der Meininger Hypothekenbank.  
3938,— Mk. Bankguthaben (Pos. 12 der vorstehenden Aufstellung).  
249,58 Mk. Kassenbestand (Pos. 13 der vorstehenden Aufstellung).  
254,76 Mk. Postscheckkonto (enthalten in Pos. 14).

### b) Veith-Stiftung.

Die Aufwertung hat folgendes Ergebnis gehabt:

7500,— Mk. Anleihe Ablösungsschuld mit Auslosungsrechten. Bis zum 31. XII. 1928 sind 2000,— Mk. Anleihe Ablösungsschuld ausgelost und mit dem fünffachen Nominalbetrag zuzüglich 4½% Zinsen ab 1. I. 1926 ausbezahlt worden. Der Rückzahlungsbetrag wurde in Goldhypotheken-Pfandbriefen angelegt, so daß der Vermögensbestand am 31. XII. 1928 betrug:  
5500,— Mk. Anleiheablösungsschuld mit Auslosungsrechten,  
5600,— Mk. 8% Gold-Pfandbriefe der Meininger Hypothekenbank,  
5607,50 Mk. Postscheckkonto (enthalten in Pos. 14 der vorstehenden Aufstellung)  
35,30 Mk. Bankguthaben (Pos. 15 der Aufstellung).

(Der Rückzahlungsbetrag von 5607,50 Mk. ist am 28. XII. 1928 eingegangen und stand daher am 31. XII. 1928 noch auf dem Postscheckkonto; er ist am 8. I. 1929 in Pfandbriefen angelegt worden.)

### c) Berghoff-Stiftung.

Die Aufwertung ergab: 1250,— Mk. Anleihe Ablösungsschuld mit Auslosungsrechten. Hiervon ist bis 31. XII. 1928 noch nichts ausgelost worden. Ein Barbestand ist nicht vorhanden.

Geprüft und richtig befunden:

gez. Carl Schulthes.

gez. Dr.-Ing. Betzhold.

Rechnungsprüfer.

Berlin, den 8. Februar 1929.



## **D. Tätigkeit der Gesellschaft.**

### **a) Sommerversammlung in Danzig.**

Auf Grund der in der Hauptversammlung 1928 von Herrn Prof. Lienau übermittelten Einladung zum 25jährigen Jubiläum der Technischen Hochschule Danzig und der von der Versammlung mit großem Beifall aufgenommenen Anregung des Herrn Prof. Laas, anlässlich des Hochschuljubiläums in Danzig eine Sommerversammlung abzuhalten, wurde im März eine Umfrage unter den Mitgliedern veranstaltet, in deren Beantwortung 225 Mitglieder ihre Beteiligung in Aussicht stellten. Leider folgten der endgültigen Einladung dann nur ungefähr die Hälfte obiger Anzahl.

Die Sommerversammlung wurde am 17. VII. 1929 durch einen Begrüßungsabend im Artushof eingeleitet, zu welchem der Senat der Freien Stadt Danzig die Mitglieder unserer Gesellschaft, die Spitzen der Behörden und führende Männer aus Danzigs Wirtschaft und Schiffahrt eingeladen hatte. Der Senator für Hafen und Verkehr, Herr Dr. Evert hob in seiner Begrüßungsansprache die Bedeutung der Tagung für die wissenschaftliche Förderung der Danziger Hochschule hervor. Herr Prof. Laas dankte im Namen der auswärtigen Gäste und wies darauf hin, daß die junge Danziger Hochschule in der kurzen Zeit ihres Bestehens schon sehr viel Gutes, namentlich in der Schiffbautechnik, geleistet habe. Er sprach den Wunsch aus, daß Danzig aus der jetzigen politischen Umklammerung wieder herauskommen und die gegenwärtige wirtschaftliche Not namentlich im Schiffbau bald überwinden möge.

Am 18. VII. 1929 fand die Tagung in der Aula der Technischen Hochschule statt, zu welcher als Gäste die Senatoren Dr.-Ing. Althoff und Dr. Strunk, der Rektor der Hochschule Prof. Dr. Buchwald und die Vertreter der Danziger Behörden erschienen waren.

In seiner Eröffnungsansprache führte der Vorsitzende ungefähr folgendes aus: Die heutige Tagung sei die erste Sommerversammlung der Schiffbautechnischen Gesellschaft seit Kriegsbeginn. Die Hauptversammlungen hätten ihren Schwerpunkt in den wissenschaftlichen Vorträgen, die Sommerversammlungen verfolgten dagegen noch einen anderen Zweck, nämlich die persönlichen Beziehungen zwischen den Mitgliedern der Gesellschaft und den am Schiffbau beteiligten Kreisen zu pflegen. Schon im Sommer 1905 habe die Gesellschaft einmal in Danzig getagt; die Abhaltung der diesjährigen Sommerversammlung in Danzig habe ihren Grund in dem Jubelfest der Technischen Hochschule, welcher er die herzlichsten Glückwünsche der Gesellschaft für ihr weiteres Gedeihen übermittele. Der zweite Grund sei die warme Teilnahme an Danzigs Schicksal. Auf das augenblickliche „Nieder“ werde ein „Auf“ folgen, sowohl für Danzig wie für das ganze deutsche Vaterland.

Der Rektor der Hochschule Prof. Dr. Buchwald dankte für die der Hochschule dargebrachten Glückwünsche. Die Hochschule öffne der Gesellschaft bereitwillig ihre Räume und ihre Herzen. Jeder Zustrom aus dem Reiche sei ihr willkommen, die als eine der wenigen Hochschulen des deutschen Sprach-

gebietes die Möglichkeit für die Ausbildung im Schiffbau besitze. Er hoffe, daß über die fachlichen Beziehungen hinaus sich Beziehungen von Mensch zu Mensch knüpfen möchten und daß von der Beschwingtheit der Festtage der Hochschule ein Glanz auch auf die Tagung der Schiffbautechnischen Gesellschaft ausstrahlen möge.

Geheimrat Prof. Dr. Schütte übermittelte die herzlichsten Grüße des Deutschen Verbandes technisch-wissenschaftlicher Vereine und der übrigen Gäste. Der Redner, der persönlich „mehr der Luft als dem Wasser“ angehöre, wünsche, daß die Verbindung zwischen Luft und Wasser immer inniger werden möge.

Direktor Dr. Scholz aus Hamburg sprach im Auftrage des Vereins deutscher Seeschiffswerften die herzlichsten Wünsche für die Tagung aus. Er hoffe, daß der daniederliegende Schiffbau durch Qualitätsarbeit wieder erringen werde, was er an Quantität verloren habe. Um dieses Bestreben zu unterstützen und vor allem den jugendlichen Studierenden die Möglichkeit zu ihrer weiteren Ausbildung zu geben, habe der Verein sich entschlossen, für die nächsten zehn Jahre eine Stiftung zu errichten, aus der Studierenden des Schiff- und Schiffsmaschinenbaus der Danziger Hochschule Mittel für Exkursionen und Reisen zur Vertiefung ihres Wissens gewährt werden sollen. Unter stürmischem Beifall überreichte der Redner dem Rektor der Hochschule diese Gabe. Der Rektor dankte mit warmen Worten und versprach, alles zu tun, um die Hoffnungen, die man an die Arbeit der Hochschule knüpfe, zu verwirklichen.

Auf der Tagung wurden folgende Vorträge gehalten:

Herr Dr.-Ing. Wm. Scholz, Direktor der Deutschen Werft, Hamburg: „Das Großmotorfrachtschiff“.

Herr Prof. Dr.-Ing. Erbach, Danzig: „Freibord und Sicherheit der Seeschiffe“.

Herr Prof. Dr.-Ing. Flügel, Danzig: „Ergebnisse aus dem Strömungsinstitut der Technischen Hochschule Danzig“.

Herr Prof. Flügel, der durch einen Trauerfall in seiner Familie am Erscheinen verhindert war, wurde durch seinen Assistenten, Herrn Dipl.-Ing. Frey, vertreten.

Nach einem Frühstück, das gemeinsam mit den Damen, welche am Vormittag die Sehenswürdigkeiten Danzigs unter sachkundiger Führung besichtigt hatten, eingenommen wurde, fanden Besichtigungen des Instituts für Strömungsforschung und des Laboratoriums für Schiffsfestigkeit statt, wobei die Institutleiter und ihre Assistenten erläuternde Vorträge hielten. Ferner war Gelegenheit zur Besichtigung der Ausstellung „Bauten der Technik“ und der Jubiläumsausstellung „25 Jahre Technische Hochschule“ im Landesmuseum Oliva geboten.

Ein zwangloses Zusammensein im Kurhaus zu Zoppot beschloß die Sommerversammlung.

An der am nächsten Tage beginnenden Hochschulfeier war die Schiffbautechnische Gesellschaft durch die Herren Prof. Laas und Ministerial-Direktor Dr.-Ing. e. h. Presze vertreten.

### b) Hauptversammlung.

Die Hauptversammlung am 20. bis 23. November 1929, zu welcher sich 460 Teilnehmer angemeldet hatten, wurde durch folgende Ansprache des stellvertretenden Vorsitzenden Ministerialdirektor Dr.-Ing. e. h. Presze eröffnet:

Meine Herren! Ich eröffne die 30. ordentliche Hauptversammlung der Schiffbautechnischen Gesellschaft.

Zu unserem großen Bedauern ist unser Herr Ehrenvorsitzender verhindert, an der Tagung teilzunehmen. Wir haben ihm und unserem hohen Schirmherrn in traditioneller Weise Begrüßungstelegramme übersandt. Leider, und zu seinem eigenen großen Bedauern, ist auch unser Vorsitzender, Herr Prof. Laas, von den Folgen einer Operation noch nicht so weit wieder hergestellt, daß er sich den Anstrengungen der Tagung unterziehen möchte. Ich nehme Ihr Einverständnis an, daß wir Herrn Prof. Laas ein Telegramm mit dem Wunsche auf schnellste völlige Wiederherstellung übersenden. (Beifall.)

Meine Herren! Ich begrüße unsere Gäste, im besonderen die Herren Vertreter der Reichs- und Staatsbehörden, den Herrn Vertreter der Königlich italienischen Marine und die Herren Vertreter der Presse.

Dreißig Jahre bedeuten eine Generation im Menschenleben. Eine Generation hat gearbeitet, die Schiffbautechnische Gesellschaft zu gründen. Sie hat sie zu einer ungeahnten Höhe gebracht, und sie hat versucht, sie durchzusteuern durch die außerordentlich schwierigen Zeiten nach dem Kriege. Eine neue Generation muß uns helfen, Verlorenes wieder einzuholen und wiederaufzubauen. Ich hoffe, daß die Vorträge heute und morgen Ihnen die Gewißheit verschaffen, daß die Schiffbautechnische Gesellschaft auf das Äußerste bestrebt ist, ihren guten, alten, hohen wissenschaftlichen Ruf zu wahren und alles einzusetzen zur Förderung von Schiffbau und Schifffahrt, zum Wohle unseres hartbedrängten deutschen Vaterlandes. (Lebhafter Beifall.)

10 Vorträge aus den verschiedensten wissenschaftlichen und praktischen Arbeitsgebieten der Schiffbautechnik wurden gehalten; alle lösten eine eingehende und anregende Aussprache aus. Die Vorträge mit ihren Erörterungen sind in den Abschnitten VII bis XVI wiedergegeben.

Am 21. November 1929 fand das traditionelle Festessen im Zoologischen Garten statt, zu welchem sich 330 Damen und Herren eingefunden hatten. Nachdem Herr Ministerialdirektor Dr.-Ing. e. h. Presze des Vaterlandes und des Reichspräsidenten gedacht hatte, feierte Herr Geheimrat Dr.-Ing. e. h. de Thierry, Vorsitzender des Deutschen Verbandes technisch-wissenschaftlicher Vereine, die Schiffbautechnische Gesellschaft anlässlich ihres 30jährigen Bestehens. Von den 614 Gründern unserer Gesellschaft gehören ihr heute noch 132 als Mitglieder an; von diesen hatten es etwa 40 ermöglichen können, am Festessen teilzunehmen. Dieser Gründer gedachte Herr Walther Blohm in einer Ansprache. Zum Schluß feierte eines unserer ältesten Mitglieder, Herr Admiral Thiele-Bremen, die Damen.

Anlässlich der Hauptversammlung fanden Besichtigungen der Physikalisch-technischen Reichsanstalt und des Staatlichen Materialprüfungs-Amtes statt.

Ferner hatte die Minimax Peekco A.-G. die Mitglieder unserer Gesellschaft zu sehr interessanten Feuerlöschvorführungen nach dem Schaumlöschverfahren eingeladen. Über diese Besichtigungen und Vorführungen wird in den Abschnitten XVII bis XIX berichtet.

Über die geschäftliche Sitzung gibt die folgende Niederschrift Auskunft.

#### **Niederschrift**

über die geschäftliche Sitzung der 30. ordentlichen Hauptversammlung  
am 22. November 1929.

In Vertretung des erkrankten Vorsitzenden eröffnet der stellvertretende Vorsitzende Herr Ministerialdirektor Dr.-Ing. e. h. Presze die Sitzung um 9 Uhr 10 Minuten und stellt die ordnungsmäßige Einladung mit nachstehender Tagesordnung fest:

Geschäftliche Sitzung nach § 26 der Satzung.

1. Vorlage des Jahresberichtes.
2. Bericht der Rechnungsprüfer und Entlastung des Vorstandes von der Geschäftsführung des Jahres 1928.
3. Veränderungen in der Mitgliederliste.
4. Satzungsänderung gemäß Vorschlägen der im vorigen Jahr eingesetzten Kommission. Vorschläge liegen bei.
5. Ergänzungswahl des Vorstandes. Es sind zu wählen: 3 fachmännische Beisitzer und 2 Beisitzer.
6. Wahl der Rechnungsprüfer für das Jahr 1929.
7. Wahl der beiden gesetzlichen Vertreter.
8. Sommerversammlung 1930.
9. Sonstiges.

Beim Beginn der Sitzung sind etwa 30 Mitglieder anwesend, die sich bis zum Schluß auf etwa 60 erhöhen. Danach wird in die Erledigung der Tagesordnung eingetreten.

Punkt 1. Die Versammlung verzichtet auf die Verlesung des versandten Jahresberichtes und genehmigt ihn.

Punkt 2. Herr Baurat Schulthes erstattet den Bericht über die Prüfung der Bücher, die er mit Herrn Oberregierungsaurat Dr. Betzhöld vorgenommen hat. Die Bücher und die Kassenführung des Jahres 1928 wurden in Ordnung befunden, ebenso die im Jahresbericht aufgenommene Zusammenstellung über die Vermögenslage der Schiffbautechnischen Gesellschaft, der Veithstiftung und der Berghoff-Stiftung. Dem Vorstand wird einstimmig Entlastung für die Geschäftsführung des Jahres 1928 erteilt.

Punkt 3. Die Versammlung verzichtet auf die Verlesung der eingetretenen und verstorbenen Mitglieder, weil sie bereits im Jahresbericht aufgeführt sind. Zu Ehren der verstorbenen Mitglieder erhebt sich die Versammlung von den Plätzen.

Punkt 4. Im Namen der im vorigen Jahr gewählten, aus 7 Herren bestehenden Satzungsänderungs-Kommission erläutert Herr Wirklicher Geheimer Marine-Oberaurat a. D. Brinkmann die von der Kommission vorgeschlagenen

Satzungsänderungen, welche allen Mitgliedern gelegentlich der Einladung zur 30. Hauptversammlung zugesandt worden sind. Der Vorsitzende teilt mit, daß sich der Vorstand den Vorschlägen der Kommission angeschlossen hat und die Annahme der Vorschläge der Hauptversammlung empfiehlt. Das Wort wird nicht gewünscht. Die Abstimmung ergibt einstimmige Annahme der Abänderungsvorschläge. Der Vorstand wird ermächtigt, formelle Abänderungen, welche vom Gericht etwa verlangt werden sollten und stilistische Verbesserungen vorzunehmen.

Punkt 5. Herr Arnold Amsinck, welcher dem Vorstand 11 Jahre angehört hat, hat gebeten, mit Rücksicht auf seine starke geschäftliche Inanspruchnahme, von einer Wiederwahl abzusehen. Der Vorstand schlägt Herrn Karl Deters, Mitglied des Vorstandes der Hamburg-Amerika-Linie, als Ersatzmann vor. Die Wahl erfolgt ohne Widerspruch durch Zuruf.

Die Wahlperiode der fachmännischen Beisitzer Bauer, Berninghaus und Blohm läuft ab; der Vorstand schlägt die Wiederwahl der genannten Herren vor. Die Wahl erfolgt ohne Widerspruch durch Zuruf.

Ferner läuft die Wahlperiode des Beisitzers Herrn Gribel ab; der Vorstand schlägt die Wiederwahl des genannten Herrn vor. Die Wahl erfolgt ohne Widerspruch durch Zuruf. Die genannten Herren nehmen die Wahl an.

Punkt 6. Als Rechnungsprüfer werden die Herren Marinebaurat a. D. Schulthes, Oberregierungsbaurat Dr. Betzhold einstimmig gewählt. Als Ersatzmänner werden die Herren Marine-Oberbaurat a. D. Schulz und Marine-Oberbaurat a. D. Gerlach gewählt.

Punkt 7. Auf Grund des § 8 der Satzungen letzter Absatz werden die Beisitzer Herr Geheimer Regierungsrat Prof. Romberg, sowie als sein Stellvertreter Herr Prof. Dr.-Ing. e. h. Bauer als zur gesetzlichen Vertretung berufene Personen gewählt.

Punkt 8. Von einer Sommerversammlung der Schiffbautechnischen Gesellschaft im Jahre 1930 soll abgesehen werden.

Punkt 9. Sonstiges. Der Jahresbeitrag für 1930 wird auf 20 Mk. festgesetzt.

Der Vorsitzende berichtet über Beziehungen zwischen der Schiffbautechnischen Gesellschaft und der Gesellschaft der Freunde und Förderer der Hamburgischen Schiffbau-Versuchsanstalt; es sei beabsichtigt gewesen, im Anschluß an Besprechungen zwischen Herrn Dr. Foerster und ihm am 20. November 1929 eine Besprechung zwischen je 3 Vorstandsmitgliedern der beiden Gesellschaften abzuhalten, um zu beraten, in welcher Form die beiden Gesellschaften zusammenarbeiten können; durch die Erkrankung von Herrn Prof. Laas und die Abwesenheit des Herrn Prof. Dr. Bauer sei diese Besprechung leider nicht zustande gekommen. Er gab der Hoffnung Ausdruck, daß bald ein Weg für ein freundschaftliches Nebeneinanderarbeiten der beiden Gesellschaften gefunden werden möge. Herr Dr. Foerster (der 2. Vorsitzende der G. F. F.) schloß sich diesem Wunsche an und sagte, daß das weitgehendste Einvernehmen zwischen beiden Gesellschaften auch der Wunsch der Freunde und Förderer sei.

Der Vorsitzende teilte ferner mit, daß unverbindliche Vorbesprechungen über ein Zusammengehen von 5 Gesellschaften zu einem „Verband der Technik

in Wasser und Luft“ eingeleitet seien. Auf eine Anfrage des Herrn Oberregierungsrat Ilgenstein, wie sich der Vorstand zu diesem Vorschlage stelle, teilte der Vorsitzende mit, daß der Vorstand beabsichtige, nur dann diese Idee weiter zu verfolgen, wenn ihre Durchführung eine Zusammenlegung der Tagungen, eine Vereinfachung des Geschäftsbetriebes und eine Ersparnis an Kosten bringe. Er betont ferner, daß es sich zunächst um rein persönliche Besprechungen zwischen einzelnen Vorstandsmitgliedern der Gesellschaften handle.

Das Wort wird nicht mehr gewünscht.

Schluß der Versammlung 9,42 Uhr.

Charlottenburg, den 22. November 1929.

v. g. u.

Die gesetzlichen Vertreter:

gez. Paul Presze.

gez. Friedrich Romberg.

### c) Fachausschuß.

In der 18. Sitzung des Fachausschusses am 2. V. 1929, welche in Hamburg stattfand, wurde das Vortragsprogramm für die Sommer- und die Hauptversammlung festgelegt und über das weitere Vorgehen zwecks Beschaffung von Mitteln zur Durchführung der Versuche auf dem Gebiete der Schiffsfestigkeit beraten.

Herrn Dr. v. d. Steinen konnten die erforderlichen Mittel zur Verfügung gestellt werden, um im Schiffbaulaboratorium der Staatslehranstalten Hamburg die von Herrn Geheimrat Tjard Schwarz angeregten Versuche über den Einfluß des losen Wassers auf Deck auf die Stabilität der Schiffe durchzuführen (vgl. Jahrbuch 1929, S. 281—282).

Herrn Prof. Lienau, welcher gelegentlich seiner Reise nach Japan zum Weltingenieurkongreß im Herbst 1929 auf einem Frachtdampfer Messungen zur Klärung verschiedener Fragen auf dem Gebiete der Schiffsfestigkeit durchzuführen beabsichtigt, konnten als Beihilfe für die Beschaffung von Apparaten usw. 1000 Mk. bewilligt werden.

Gegenüber der im Jahrbuch 1927, S. 39 mitgeteilten Zusammensetzung des Fachausschusses sind folgende Änderungen eingetreten: Ausgeschieden ist Herr Prof. Laas, nachdem er zum Vorsitzenden der Gesellschaft gewählt worden war; hinzugewählt wurde Herr Prof. Dr.-Ing. G. Schnadel, Berlin. Herr Reichsbahnrat Dr. Bernhardt, Reichsbahnzentralamt, Berlin, erklärte sich zur gelegentlichen Mitarbeit bereit, nachdem Herr Reichsbahnrat Hülsenkamp seine Tätigkeit beim Fachausschuß niederlegen mußte, weil ihm ein neues Amt übertragen wurde.

### d) Sprechabend.

Der fünfte Sprechabend, welcher am 2. V. 1929 im Curiohaus in Hamburg stattfand, wurde durch eine Ansprache des Vorsitzenden des Fachausschusses, Herrn Prof. Dr., Dr.-Ing. e. h. Bauer, eingeleitet. Referiert wurde über das Thema „Mechanische Rostbeschickung und Kohlenstaubfeuerung an Bord von Schiffen“.

Es sprachen folgende Herren:

1. Herr Direktor Wolfenstetter (Deutsche Schiff- und Maschinenbau-A.-G.) über „Kohlenstaubfeuerung“.
2. Herr Direktor Salge (Willi Salge G. m. b. H.) über „Kohlenstaubfeuerung“.
3. Herr Ingenieur Schulze (Deutsche Werft) über „Mechanische Rostbeschickung“.
4. Herr Ingenieur Wiebe (Deutsche Schiff- und Maschinenbau-A.-G.) über „Kohlenstaubfeuerung“.
5. Herr Direktor Schulte (Verein zur Überwachung der Kraftwirtschaft, Essen) über „Kohlenstaubfeuerung bei Landanlagen“.

Eingehende Berichte über diese Vorträge sind in der Zeitschrift „Werft—Reederei—Hafen“, Heft 11 vom 7. Juni 1929 veröffentlicht.

#### e) Gedenktage.

Am 21. Februar 1929 feierte unser langjähriger Rechnungsprüfer, Herr Prof. Krainer, seinen 60. Geburtstag; am 22. März 1929 unser Gründer, Herr Marinebaurat a. D. Schlueter, den 75. Geburtstag. Am 3. November 1929 beging Herr Baudirektor Hartmann in Hamburg sein 50jähriges Dienstjubiläum.

Den Jubilaren wurden die herzlichsten Glückwünsche der Gesellschaft übermittelt.

#### f) Veith-Stiftung.

Die Auslosungsbeträge der Anleihe-Ablösungsschuld sind zinstragend angelegt worden. Aus den Zinsen konnte ab 1. November 1929 ein Studierender des Schiffbaufaches unterstützt werden.

Die nicht mehr den heutigen Verhältnissen entsprechende Satzung (vgl. Jahrbuch 1922, Seite 46) wird umgearbeitet.

#### g) Berghoff-Stiftung.

Da das Vermögen in Anleihe-Ablösungsschuld angelegt ist und daher keine Zinsen bringt, konnten im verflossenen Jahre Unterstützungen nicht gewährt werden.

Die Satzung (vgl. Jahrbuch 1922, Seite 47) wird den jetzigen Vermögensverhältnissen entsprechend umgearbeitet.

#### h) Deutscher Verband Technisch-Wissenschaftlicher Vereine.

(Auszug aus dem Tätigkeitsbericht für das Jahr 1929.)

Das Jahr 1929 hat dem Deutschen Verband eine Reihe wertvoller Mitarbeiter durch den Tod entzogen. Es starben vom Vorstandsrat Geh. Reg.-Rat Prof. Dr.-Ing. e. h. Max Rudeloff und Stadtoberbaurat a. D. H. Metzger; vom Ausschuß zur Förderung der Herausgabe der Illustrierten Technischen Wörterbücher Geh. Reg.-Rat Dr. C. L. Weber und vom Stiftungsrat der Siemens-Ring-Stiftung Carl Freiherr Auer von Welsbach.

Die Mitgliederzahl hat sich auf Beschluß des Vorstandes vom 14. Dezember 1928 auf 38 erhöht. Neuaufgenommen wurden: Die Gesellschaft für angewandte Mathematik und Mechanik und der Verband für autogene Metallbearbeitung.

Weltkraftkonferenz: Das Jahr 1929 stand ganz im Zeichen der Vorbereitung für die größte technisch-wirtschaftliche Tagung Deutschlands, die Zweite Weltkraftkonferenz, die vom 16. bis 25. Juni 1930 in Berlin stattfindet.

Der an der Spitze der Weltkraftkonferenz stehende Ehrenausschuß wurde gebildet. Das Ehrenprotektorat übernahm Reichspräsident von Hindenburg, das Ehrenpräsidium hat Exzellenz von Miller inne. Mitglieder des Ehrenausschusses sind die Vertreter der Reichs-, Staats- und Kommunalbehörden, der Wissenschaft, der Industrie und Wirtschaft.

Für die fachlichen Beratungen wurden auf den einzelnen Fachgebieten 12 Ausschüsse gebildet:

Feste Brennstoffe, Flüssige Brennstoffe, Gasförmige Brennstoffe, Dampfkraft, Verbrennungskraft, Wasserkraft, Mechanische Energieleitung, Elektrizität, Energiewirtschaft und Recht, Normung, Ausbildung, Statistik.

Anfang 1929 setzten die Beratungen der Fachausschüsse ein, deren Ergebnis die Herausschälung der aktuellsten Fragen auf den einzelnen Gebieten der Energiewirtschaft war. Diese wurde in Form von „Anregungen“ dreisprachig an die Nationalen Komitees, an die uns bekannten Organisationen und an einzelne Fachleute im Auslande versandt. Der Erfolg war, daß bis zum 1. November, dem offiziellen Meldeschluß für die Berichte, 386 Berichte bei uns angemeldet vorlagen, die sich auf die wichtigsten Länder in folgender Weise verteilten:

Deutschland . . . . .	56	Italien . . . . .	26
Amerika . . . . .	62	Norwegen . . . . .	12
England . . . . .	48	Frankreich . . . . .	19
Österreich . . . . .	37		

Die diesjährigen Tagungen der Weltkraftkonferenz waren:

1. Teilkonferenz Barcelona vom 15. bis 23. Mai,
2. Teilkonferenz Tokio vom 29. Oktober bis 7. November,
3. Sitzung des Internationalen Hauptausschusses vom 18. bis 19. September in Paris.

Die Verhandlungen in Barcelona galten ausschließlich dem Problem der Erfassung der Wasserkraft und setzten damit die Beratungen fort, die bereits 1924 in London und insbesondere 1926 in Basel aufgenommen worden waren.

Die Weltkraft-Teilkonferenz Tokio wurde zusammen mit dem Weltingenieurkongreß in Tokio abgehalten. Beide Veranstaltungen hatten in der ganzen technischen Welt über Erwarten große Aufmerksamkeit gefunden.

Etwa 600 fremde Teilnehmer waren in Tokio vertreten, an der Spitze Amerika mit weit über 100. Es folgten Deutschland mit 32, Großbritannien usw., insgesamt 26 Staaten. Die deutsche Delegation wurde vom Vorsitzenden des Deutschen Nationalen Komitees der Weltkraftkonferenz, Generaldirektor Dr.-Ing. e. h. C. Köttgen, geführt.

Zum Weltingenieurkongreß waren von den verschiedensten Ländern insgesamt 800 Vorträge angemeldet worden. Deutschland hatte sich mit 48 Beiträgen daran beteiligt. Das Berichtsverzeichnis der Weltkraft-Teilkonferenz Tokio umfaßt 120 Vorträge, von denen 10 aus Deutschland stammen.

Nach den bisher in Deutschland vorliegenden Nachrichten sind die deutschen Teilnehmer in Japan ungewöhnlich herzlich empfangen worden.

Technisches Schrifttum: Als größter Erfolg der Ausschüßarbeiten ist wohl die Gründung der Vermittlungsstelle für den technisch-wissenschaftlichen Quellennachweis zu buchen. In fast einjähriger Arbeit hat der Ausschuß durch die Auswertung einer Umfrage im deutschen Sprachgebiet, durch Sitzungen im Gesamtausschuß sowie in einem eigens dazu gebildeten Unterausschuß die Grundlagen dazu geschaffen, so daß sämtliche Mitgliedsvereine des Deutschen Verbandes der Gründung zustimmten.

Aufgabe der Vermittlungsstelle ist es:

1. Bekanntmachung der bereits in Deutschland bestehenden zahlreichen Fachauskunftsstellen.
2. Weiterleitung aller Anfragen in die richtigen Kanäle, die nicht unmittelbar den Weg zu einer Fachauskunftsstelle finden.

Es ist also mit ganz einfachen Mitteln eine Zusammenfassung der Quellennachweise im deutschen Sprachgebiet geschaffen worden, an deren Ausbau naturgemäß immer noch weiter gearbeitet werden muß. Illustrierte Technische Wörterbücher: Im Vordergrund der Wörterbucharbeiten stand im vergangenen Jahre die Neubearbeitung der gänzlich veralteten und heute als weitgehend unbrauchbar zu bezeichnenden 1. Auflage des Fachbandes „Maschinenelemente“. Leider ist in der Drucklegung der bereits fertiggestellten Handschriften (Bergbau, Luftfahrt, Kraftmaschinen) kein Fortschritt erzielt worden. Die reinen Drucklegungskosten je Band bewegen sich über 100000 RM., und da sich auf dem Gebiete des Büchermarktes die Verhältnisse außerordentlich verschlechtern haben, dürfte in Zukunft auch die Drucklegung der Wörterbuchmanuskripte ohne Druckkostenzuschüsse nicht durchgeführt werden können.

Schiedsgerichtswesen: Die Mitgliederversammlung des Deutschen Ausschusses für das Schiedsgerichtswesen beschloß am 20. Februar einige wesentliche Änderungen der Schiedsgerichtsordnung. Sie betreffen die Zusammensetzung des Schiedsgerichts und die Ablehnung von Schiedsrichtern.

Technisch-Wissenschaftliche Lehrmittelzentrale: Die Nachfrage nach TWL-Lehrmitteln ist weiter gestiegen. Käuflich wurden in der Zeit vom 1. Oktober 1928 bis 30. September 1929: 71200, leihweise 4300, zusammen also 75500 Diapositive abgegeben.

### i) Deutscher Dampfkesselausschuß.

Die für Oktober 1928 vorgesehene dritte Mitgliederversammlung fand, da die Vorbereitungen der Unterausschüsse bis dahin nicht abgeschlossen werden konnten, am 26. Februar 1929 statt. Neben einer Anzahl redaktioneller Verbesserungen wurden auch einige sachlich wichtige Änderungen an den Werkstoff- und Bauvorschriften für Landdampfkessel vorgenommen. Ein ausführliches Berechnungsverfahren für glatte Vierkantrohre nebst Erläuterungen wurde festgelegt. Für die Berechnungsvorschrift der Blechdicken von Kesselböden ohne Verankerung gegenüber innerem Überdruck wurde die Fassung



der Schiffskesselvorschriften übernommen, mit dem Zusatz, daß die Gleichungen sowohl für inneren wie für äußeren Überdruck gelten. Die Vorschrift über die Berechnung der Blechdicken von gewölbten Böden gegenüber äußerem Überdruck konnte gestrichen werden, da für diese Böden das gleiche Berechnungsverfahren wie für gewölbte Böden mit innerem Überdruck in der Regel als zulässig angesehen werden kann.

Im übrigen ist der Ausschuß der Ansicht, die Vorschriften bis auf weiteres möglichst nicht zu ändern und zunächst Erfahrungen mit den Ergebnissen der bisherigen Beratungen zu sammeln.

### **k) Deutscher Ausschuß für Technisches Schulwesen (DATSCH).**

Im Berichtsjahre 1929 hat der Deutsche Ausschuß für Technisches Schulwesen seine Tätigkeit auf den verschiedensten Gebieten des technischen Ausbildungswesens weiterhin gefördert.

So erfuhr die wichtige Zeitfrage der Gewerbelehrausbildung eine eingehende Beratung. Die Ausbildungsvorschläge des DATSCH wurden in der Landtagsitzung vom 22. Febr. 1929 durch Vertreter aller Parteien eingehend erörtert. Über den bisherigen Verlauf unserer Tätigkeit in dieser Frage ist in der Zeitschrift „Technische Erziehung“ (Jg. 1929, H. 1, 2, 3, 4 und 9) berichtet worden.

Anfang Juli 1929 fand in Eisenach die Tagung des Ausschusses statt. Sie behandelte in ihrem ersten Teil das technische Mittelschulwesen. Es hielten Referate: Direktor Dr.-Ing. Vetter-Nürnberg und Oberstudiendirektor Prof. Dr.-Ing. Förster-Magdeburg über „Die praktische Ausbildung“, Oberstudiendirektor Müller-Dortmund: „Elektrotechnik und höhere technische Lehranstalten“. Der zweite Teil der Tagung beschäftigte sich mit dem Berufs- und Fachschulwesen. Den Hauptvortrag hielt Dr. Litt-Leipzig über „Die Ausbildung der Gewerbelehrer an den drei preußischen berufspädagogischen Instituten“. Im zweiten Abschnitt nahmen zur Frage der Weiterbildung des Facharbeiters zum Werkmeister die Herren Buschmann vom Deutschen Werkmeisterverband-Düsseldorf und Regierungsbaumeister a. D. Direktor Frauendienst-Berlin Stellung. Für die Industrie sprach dann noch Obergeringenieur Krug.

Veranlassung zu einer weiteren Veranstaltung des Deutschen Ausschusses bot die 68. Hauptversammlung des VDI, die mit einer „Lehrschau Holz“ verbunden war. Im Rahmen derselben hatte der DATSCH eine schultechnische Schau: „Die Ausbildung des technischen Nachwuchses in den holzgewerblichen Berufen“ übernommen. Im Verlauf der Haupttagung hielt der DATSCH eine Fachsitzung: „Ausbildungswesen“ ab, deren Tagesordnung eine Reihe wichtiger Ausbildungsfragen enthielt.

In Fortführung seiner Lehrgangsarbeiten hat der DATSCH im Berichtsjahre neu herausgegeben: Lehrgänge für Schmiede, Zimmerer, Maurer, Installateure und Dreher. Weitere Neuerscheinungen sind: Elektrische Schweißung, Anlernen für Bohrer und Fräser, Kraftfahrttechnische Tafeln nebst Erläuterungen, Rohstoffe sowie Gemeinschaftskunde.

Die vom Deutschen Ausschuß herausgegebene Zeitschrift „Technische Erziehung“ hat auch im Berichtsjahre eine Fülle von Beiträgen über Ausbildungs- und Erziehungsfragen auf technischem Gebiete gebracht.

### **l) Das Reichskuratorium für Wirtschaftlichkeit (RKW).**

Das RKW hat im letzten Jahre seine Arbeiten fortgesetzt. Sie betrafen in der Hauptsache die Schaffung von Rationalisierungsmitteln wie Normen, Lieferbedingungen, Prüfverfahren, Hilfsmittel der wirtschaftlichen Fertigung und Verwaltung, Lehrmittel für die Ausbildung des Nachwuchses und der Berufstätigen. Auch wurden Gemeinschaftsarbeiten innerhalb größerer Gruppen begonnen.

Die Durchführung der Arbeiten im einzelnen oblag wieder den verschiedenen Körperschaften und Ausschüssen.

In den RKW-Nachrichten wurde über den Stand der Arbeiten allmonatlich berichtet. Abgeschlossene Ergebnisse sind in der Broschürenreihe des RKW behandelt. Eine systematische Zusammenfassung der Gemeinschaftsarbeit gibt das „Handbuch der Rationalisierung“, das im Dezember 1929 herausgekommen ist.

An öffentlichen Mitteln für die Arbeiten des RKW wurden für das Etatsjahr 1929/30 500 000 RM. bewilligt. Von 1925/26 bis 31. März 1930 wurden an Reichsmitteln 6,05 Millionen RM. bewilligt, bis zum 30. Sept. 1929 5 423 295 RM. von Vorstand und Finanzausschuß bereitgestellt.

## **I. Ausschuß für Wirtschaftliche Fertigung (AWF).**

Der Ausschuß hat die im vorjährigen Bericht erwähnten Arbeiten weiter geführt und dazu neue in Angriff genommen.

Zur Verbreitung der AWF-Ergebnisse wurden Vorträge ausgearbeitet und allen Stellen zur Verfügung gestellt, die an den Arbeiten Interesse haben. Die mit Lichtbildern ausgestatteten Vorträge behandeln Gegenstände wie: der Spritzguß und seine Anwendung, Lastaufnahmemittel, wirtschaftliche Flurförderung, Fließarbeit, Verpackung, Schleifen usw.

In den AWF-Mitteilungen werden die Arbeitsergebnisse des AWF bekanntgegeben und Stellungnahme aus der Praxis erbeten zu den laufenden Arbeiten, über die dort berichtet wird.

Im vergangenen Jahr ergab sich als wertvoll eine Gliederung der Arbeiten für wirtschaftliche Fertigung nach Industriezweigen. Für jeden Zweig läßt sich mit Vorteil der Gesamtkomplex der ihn betreffenden Fragen zusammenhängend behandeln.

### **1. Hilfswissenschaften der Technik.**

#### **A. Graphisches Rechnen.**

Die Kurse des bezüglichen Ausschusses zur Selbstanfertigung von Rechentafeln sind ständige Einrichtungen in Berlin geworden, wobei sich das Buch „Graphisches Rechnen, Beispielsammlung und Richtlinien usw.“ besonders bewährt hat. Eine weitere Verbesserung des Unterrichts hat der „Nomographische

Baukasten“ gebracht. Das ist eine Sammlung von 50 Leiterstäben mit verschiedensten Teilungen. Mit ihrer Hilfe kann fast jede gewünschte Rechentafel mit geraden Teilungsträgern schnell zusammengestellt werden. In den Kursen wird Selbstanfertigung von Rechenstäben geübt, die den Rechentafeln oft überlegen sind. Aus diesem Grunde auch hat der Ausschuß Sonderrechenstäbe von sich aus herzustellen und zu billigen Preisen zu verkaufen beschlossen. Der erste solche Sonderrechenstab dient z. B. zur Berechnung der Maschinenlaufzeit von Werkzeugmaschinen.

#### B. Getriebewesen.

März 1930 wird auf der Leipziger Messe die dritte Getriebechau veranstaltet. Den Besuchern sollen über 25 fertige Getriebeblätter und außerdem ein Übersichtsblatt übermittelt werden. Dieses Blatt umfaßt außer den Getriebeblättern noch rund 300 Getriebe, die in den Büchern „Getriebe und Getriebe-modelle“ abgebildet sind.

### 2. Technische Arbeit.

#### A. Arbeitsvorbereitung.

In dem AWF-Buch „Grundlagen für Arbeitsvorbereitung-Zeitstudien“ sind die maßgebenden Gesichtspunkte für Durchführung und Auswertung von Zeitstudien veröffentlicht worden. Ferner sind weitere Vordrucke entwickelt für die Ermittlung von Arbeitszeiten. Daraus wird ersichtlich, wie die für eine bestimmte Arbeit angegebene Zeit ermittelt worden ist. Die Vordrucke zur karteimäßigen Erfassung der Leistungsangaben, Abmessungen usw. von Betriebsmitteln wurden ergänzt, namentlich durch Vordrucke für Gießerei-modelle. Vordrucke für Holzbearbeitungsmaschinen sind in Arbeit. Eine Zusammenstellung der Grundsätze für das Terminwesen in der Fertigung steht vor dem Abschluß.

#### B. Arbeitsweise.

Im Ausschuß für Fließarbeit wurden wichtige Teilfragen näher untersucht, z. B. die Frage der Entlohnung bei Fließarbeit, Fließarbeit im Gießereiwesen, Pausenfrage bei der Fließarbeit usw. In einer Druckschrift wurde die in- und ausländische Literatur über Fließarbeit übersichtlich zusammengestellt.

Die Unterausschüsse für Reparaturwesen haben die Automobil-, Landmaschinen- und Waagenreparatur verarbeitet. Die Druckschrift „Die neuzeitliche Reparaturwerkstatt für Automobile“ ist erschienen. In Berlin und Köln wurden mustergültige Reparaturwerkstätten dieser Art dem großen Publikum gezeigt.

#### C. Arbeitsverfahren.

Der Ausschuß für Stanzereitechnik hat die Grundformen der Stanz- und Ziehwerkzeuge bearbeitet. Aus Stanz-, Zieh- und Schnittwerkzeugen werden die Verbundwerkzeuge abgeleitet und durch Beispiele erläutert. Diese bilden den Übergang zu der heute besonders wichtigen automatischen Fertigung.

Die begonnenen Arbeiten zur Feststellung von Richtlinien für allgemein verwendbare Werkzeugbestandteile wurden fortgesetzt. Auch wurden wichtige Teilgebiete der Stanzereitechnik bearbeitet, z. B. Werkstoffe für Werkzeuge, Toleranzen geschnittener Teile, zulässiger Grat an geschnittenen Teilen, Zusammensetzung komplizierter Stempel und Schnittplatten, Verwendung von Druckluft zum Auswerfen geschnittener usw.-Teile usw.

Der Ausschuß für Verpackungswesen hat die Druckschriften „Zweckmäßige Verpackung aus Pappe“ und „Verpackung und Versand von Postpaketen“ herausgegeben. Die Druckschriften „Zweckmäßige Verpackung aus Holz“ und „Seemäßige Verpackung“ sind wesentlich ergänzt und erweitert in 2. Auflage erschienen. Ferner wurden die Arbeiten zur Herausgabe weiterer Verpackungsdruckschriften fortgesetzt. Zusammen mit der Reichsbahn und den wirtschaftlichen Spitzenverbänden wurden die ersten Entwürfe für Standard-Verpackungen aufgestellt, bei deren Verwendung das Anerkenntnis der mangelhaften Verpackung wegfallen soll.

### 3. Gemeinkostengebiete.

#### A. Energieleitung.

Im Unterausschuß für mechanische Energieleitung wird die Übertragungsfähigkeit von Treibriemen auf kleine Riemenscheiben besonders untersucht, da wissenschaftliche Grundlagen hierfür noch fehlen und die kleinen Riemenscheiben, obwohl unerwünscht, stark verbreitet sind.

Im Unterausschuß für den Antrieb von Arbeitsmaschinen hat Prof. Schlesinger Richtwerte für die Vereinheitlichung von Drehzahlen beim Leerlauf ausgearbeitet.

Der Unterausschuß für pneumatische Energieleitung hat seine Arbeiten im wesentlichen abgeschlossen. Schriften liegen vor für Preßluftanlagen, Preßluftwerkzeuge und Maschinenkarten hierfür.

#### B. Förderwesen.

Die Untersuchungen von Fahrwiderständen sind abgeschlossen. Noch in diesem Jahre werden die Ergebnisse veröffentlicht und der Industrie nutzbar gemacht werden.

Auf dem Gebiet der Flurförderung wurden die Arbeiten zu einem gewissen Abschluß gebracht. Auch der erste Teil der dreiteiligen Druckschrift „Gleislose Flurförderung“, der „Grundlagen wirtschaftlicher Flurförderung“ behandelt, ist erschienen. Der zweite Teil „Die Handfahrgeräte“ und der dritte „Die mechanisch angetriebenen Flurfördermittel“ lagen schon früher vor.

Beabsichtigt ist weiter, die in Fabrikbetrieben vorhandenen Fahrbahnen zusammenzufassen und sie auf ihre Bestandteile, Bau sowie Vor- und Nachteile für die einzelnen Betriebe zu untersuchen. Das Ergebnis soll demnächst veröffentlicht werden.

Zusammen mit der keramischen Industrie wurde die Druckschrift „Förderwesen in der Keramik und in den Betrieben der Industrie der Steine und Erden“ herausgebracht.

Das Förderwesen in der Sägewerksindustrie, das besonders im argen liegt, ist Gegenstand ausführlicher Beratungen. Von der vorgesehenen dreiteiligen Druckschrift „Richtlinien für wirtschaftliches Fördern in Sägewerksbetrieben“ ist der erste Teil „Fördern auf dem Rundholzplatz“ im Sommer erschienen. An der Herausgabe des zweiten Teils „Das Fördern in der Sägehalle“ und des dritten Teils „Das Fördern auf dem Schnittholzplatz“ wird gearbeitet. Auch hierzu werden wie immer Betriebsblätter hergestellt, welche die Ergebnisse der Arbeiten in kurzen einfachen Sätzen besonders für Betriebsbeamte und Arbeiter zusammenfassen.

#### 4. Sonderarbeiten in bestimmten Industriezweigen.

Zusammen mit der Deutschen Gesellschaft für Gewerbehygiene und dem Deutschen Arbeitsschutz-Museum ist eine Sonderausstellung „Arbeitsitz und Arbeitstisch“ veranstaltet worden. Sie soll einen Überblick über die Maßnahmen zur Erzielung einer richtigen Arbeitshaltung geben. Die Ausstellung hat guten Erfolg gehabt: weite Kreise haben sich damit befaßt, die in der Praxis bisher gemachten Erfahrungen mit besonderen Arbeitsitzen und Arbeitstützen auf neue Gebiete zu übertragen und so diese gesundheitlich und wirtschaftlich wichtige Frage zu fördern.

Die in der Metallverarbeitung üblichen Meßverfahren wurden erläutert und die Anforderungen an Herstellungs- und Meßgenauigkeit der betreffenden Meßgeräte festgelegt. Dabei ist die Absicht maßgebend, die wirtschaftliche Ausnutzung der in den Werkstätten angewendeten Meßgeräte, entsprechend ihrer besonderen Eigenart, zu steigern.

### II. Reichsausschuß für Lieferbedingungen (RAL).

Im Laufe des Jahres 1929 sind folgende RAL-Vereinbarungen abgeschlossen und der Wirtschaft übergeben worden:

- Nr. 063 A, Bezeichnungsvorschriften für Sattler-, Polster- und Täschnerleder und daraus hergestellte Lederwaren.
  - „ 280 A, Lieferbedingungen und Prüfverfahren für vegetabilische Leime, Klebstoff und Bindemittel.
  - „ 476 A, Lieferbedingungen und Prüfverfahren für Kohlepapier.
  - „ 840 F, Farbenkarte für Büromöbelbeizung.
  - „ 844 B, Lieferbedingungen und Prüfverfahren für Bleimennige.
  - „ 844 E, Lieferbedingungen und Prüfverfahren für Eisenocker.
  - „ 931 A, Lieferbedingungen für Schreibstifte.
- Din-Ral Nr. 931/2, Minen für Füllstifte.

### III. Ausschuß für Wirtschaftliche Verwaltung (AWV).

Der Ausschuß hat eine Anzahl allgemein wichtiger Aufgaben zu Ende geführt und die Ergebnisse veröffentlicht. Neue Anregungen aus der Wirtschaft wurden aufgenommen und den Fachausschüssen zur Bearbeitung überwiesen.

Im Fachausschuß für Bürowesen wurden folgende Gebiete behandelt: Richtlinien für Rechnungsvordrucke, Auftragsbestätigungen, Normblätter für Geschäftsbrief, Halbbrief, Postkarte usw., Ordnernormung, Vereinheitlichung der Geschäftskarte, Einheits-ABC-Regeln.

Im Fachausschuß für Rechnungswesen wurden Einheitsbuchführungen für verschiedene Gewerbe bearbeitet.

Der Fachausschuß für Einkaufs- und Lagerwesen hat einen Erfahrungsaustausch über die wichtigsten Fragen der Einkaufs- und Lagerorganisation herbeigeführt. Die Ergebnisse liegen vor in einer Broschüre: Einkaufs- und Lagerwesen.

Der Fachausschuß für Terminologie verfolgt die Festlegung einheitlicher Begriffsbestimmungen und die Einführung entsprechender Bezeichnungen auf den verschiedenen Gebieten. Folgende Gebiete standen bzw. stehen noch unter seiner Mitwirkung: Arbeitsvorbereitung, Förderwesen, Einkaufs- und Lagerwesen, Rechnungswesen, Muster- und Probewesen.

Der Fachausschuß für Handelswirtschaft bezweckt die statistische Erfassung der wirtschaftlichen Vorgänge im deutschen Handel, die Auswirkung dieser Statistiken und die Herausgabe von Richtzahlen über Umsatz, Unkostenverhältnisse und Lagerumschlagshäufigkeit.

Als abgeschlossene Arbeiten liegen vor: „Die Kosten im Wäscheeinzelhandel“, „die Kosten im Handel“, „die Kosten im Eisenwarenhandel“.

Als Broschüre ist erschienen: „Richtzahlen für den Wäscheeinzelhandel“.

#### m) Deutscher Schulschiff-Verein.

Der Deutsche Schulschiff-Verein hatte im Frühjahr 1928 die Dreimasterbark „Elfrieda“ erworben und auf der Tecklenborg-Werft in Wesermünde zum Schulschiff umbauen lassen. Nach Fertigstellung erhielt der Segler den Namen „Schulschiff Pommern“. Mit einer Besatzung von 79 Personen, darunter 64 Zöglinge, wurde am 4. Oktober 1928 die nach Madeira und Las Palmas führende Winterreise angetreten. Danach war eine Rückfahrt des Schulschiffs bis Plymouth vorgesehen. Vor dem Englischen Kanal geriet das „Schulschiff Pommern“ in sehr stürmisches Wetter und verlor in dem herrschenden Orkan am 24. Nov. 1928 seine 3 Masten. Da durch die niederstürzende Takelage alle Rettungsboote zertrümmert oder beschädigt waren und das hilflose Wrack auf die Klippen der Insel Guernsey zutrieb, wurde der auf drahtlose SOS-Rufe herbeigeeilte Schlepper „Heros“ der Bugsier- und Bergungs-Aktiengesellschaft in Hamburg durch Signale gebeten, die Besatzung des Schulschiffes zu übernehmen. Nach unendlichen Mühen gelang es, trotz der stürmischen See die gesamte Mannschaft am 24. Nov. nachmittags und am folgenden Tage vormittags an einem Rettungsseil glücklich hinüberzuschaffen. Diese Rettungsstat war nur möglich infolge der

hervorragenden Disziplin an Bord des Schulschiffes, sie war zugleich eine Glanzleistung der Besatzung des Seeschleppers „Heros“, die dafür mit mancherlei Auszeichnungen durch das Reich, den Hamburger Senat, sogar durch den Britischen Lloyd usw. bedacht wurde.

Das an den Klippen vorbeigetriebene und bei St. Malo aufgebrachte Wrack des „Schulschiffs Pommern“ war so stark beschädigt, daß die Wiederinstandsetzung des Schiffes nicht mehr möglich war.

Anzuerkennen ist, daß die von dem „Schulschiff Pommern“ zurückgekehrten Zöglinge durch diesen Schiffbruch von dem gewählten Beruf nicht abgeschreckt worden sind, sondern sämtlich den Seemannsberuf weiter verfolgt haben.

In Rücksicht darauf, daß in nächster Zeit eine wesentliche Vergrößerung der Zahl der deutschen Handelsschiffe, also eine größere Nachfrage an Schiffsoffizieren nicht zu erwarten ist, genügen die beiden Schulschiffe „Großherzogin Elisabeth“ und „Schulschiff Deutschland“ des Deutschen Schulschiff-Vereins mit den 6 in Fahrt befindlichen Frachtschulschiffen und den wenigen noch vorhandenen Segelschiffen für die Ausbildung eines hinreichenden Schiffsoffiziersersatzes. Der Deutsche Schulschiff-Verein trägt sich aber mit dem Gedanken, möglichst schon in kurzer Zeit einen Neubau an Stelle des jetzt schon 29 Jahre in Fahrt befindlichen Schulschiffes „Großherzogin Elisabeth“ in Dienst zu stellen.

Im Winterhalbjahr 1928/29 hatte das Schulschiff „Großherzogin Elisabeth“ außer Santa Cruz auf Teneriffa einige Häfen in Brasilien aufgesucht, während der Reiseplan des Schulschiffes „Schulschiff Deutschland“ den Hafen von Cadix und mehrere Häfen in Westindien umfaßte. Im Sommer 1929 haben beide Schulschiffe in der gewohnten Weise Übungsfahrten in der Nordsee und vorwiegend in der Ostsee ausgeführt.

### n) Deutscher Nautischer Verein.

Der Verband Deutscher Seeschiffer-Vereine ist in den Deutschen Nautischen Verein eingetreten, so daß die Funktionen des Deutschen Seeschiffahrtstages auf den Deutschen Nautischen Verein als alleinige Vertretung der allgemeinen nautischen Belange übergegangen sind. Es ist vorgesehen, daß alle drei Jahre der Vereinstag in größerer Form unter dem Namen „Deutscher Seeschiffahrtstag“ stattfinden soll.

Die im vorigen Jahr eingesetzten Kommissionen betreffend den Ausbau der Deutschen Seewarte, den Funkpeildienst und den Transozeanluftverkehr haben ihre Berichte vorgelegt und hierdurch die schwebenden Fragen wesentlich geklärt und gefördert. Weiter wurden hauptsächlich folgende Angelegenheiten behandelt und auf der Jahrestagung erörtert: Änderung der Seestraßenordnung, Vereinheitlichung der Ruderkommandos, Revision des internationalen Signalbuchs, des Seeunfalluntersuchungsgesetzes und der Seemannsordnung, Seewasserstraßenordnung, Sturmwarnungen und optische Kurssignale. Die Einzelheiten hierüber sind im 61. Geschäftsbericht des Deutschen Nautischen Vereins und im Verhandlungsbericht über den 55. Vereinstag vom 27. Mai 1929 niedergelegt.

## II. Satzungen.

### A. Satzung der Schiffbautechnischen Gesellschaft.

In der geschäftlichen Sitzung der 30. ordentlichen Hauptversammlung am 22. 11. 1929 ist eine neue Satzung angenommen worden, die dem Gericht zur Genehmigung vorliegt. Die alte Satzung ist im Jahrbuch 1928 S. 31—34 abgedruckt.

### B. Satzung der silbernen und goldenen Denkmünzen.

Siehe Jahrbuch 1928 S. 35.

### C. Satzung der Veith-Stiftung.

Die im Jahre 1916 aufgestellte Satzung entspricht nicht mehr den heutigen Verhältnissen; ihre Neufassung ist in Arbeit. Die alte Satzung ist im Jahrbuch 1922 S. 46 abgedruckt.

### D. Satzung der Berghoff-Stiftung.

Die im Jahre 1917 aufgestellte Satzung entspricht nicht mehr den heutigen Verhältnissen; ihre Neufassung ist in Arbeit. Die alte Satzung ist im Jahrbuch 1922 S. 47 abgedruckt.

### III. Unsere Toten.

Im Jahre 1929 hatten wir den Verlust unseres Ehrenmitgliedes S. K. H. Heinrich Prinz von Preußen und von 34 Mitgliedern zu beklagen. Ihr Leben und Wirken schildern folgende Nachrufe:

#### HEINRICH PRINZ VON PREUSSEN

war als zweiter Sohn des Kaisers Friedrich III. am 14. August 1862 in Potsdam geboren. Von Kind an für eine Lebenslaufbahn in der Marine bestimmt, trat er schon mit 15 Jahren 1877 als Kadett in die Kriegsmarine ein. Der damalige Chef der Admiralität, General v. Stosch, hat mit eigener Hand zur Erziehung des Prinzen folgendes geschrieben: „Ich muß mit Nachdruck betonen, wie ich es im Interesse der Zukunft des jungen Herrn sowohl wie im Interesse des Allerhöchsten Dienstes für durchaus erforderlich halte, daß der Prinz auch an sich die Einwirkung der militärischen Gewalt kennen lerne, damit er dereinst in höherer Stellung mit derjenigen Festigkeit und Mäßigung handeln möge, die er in ihrer Anwendung auf die eigene Person als gut und ersprießlich erkannt hat.“ — Jeder, der diesen Satz liest, erkennt, daß altpreußische Zucht und Gehorsam als die Grundlagen dieser Erziehung angesehen worden sind. Als Seekadett hatte er als Ersten Offizier den Korvettenkapitän Köster, der den Dienst als eiserne Pflicht auffaßte und der gegenüber dem jungen Prinzen keine Schonung kannte. In seiner weiteren Ausbildung durchlief er alle Dienststellungen an Bord von Kreuzern, Torpedobooten und Linienschiffen, um zuletzt Kommandant auf „Irene“, „Beowulf“, „Sachsen“ und schließlich auf „Wörth“ zu werden. Nach 1895 wurde er Geschwaderchef und führte als solcher nacheinander die II. Division des I. Geschwaders, das Kreuzergeschwader in Ostasien und zuletzt die Hochseeflotte. Als er im September 1909 das Kommando der Hochseeflotte abgab, wurde er zum Großadmiral und kurz darauf zum Generalinspekteur der Marine ernannt. Bei Kriegsausbruch erhielt er die Stellung eines Oberbefehlshabers der Ostseestreitkräfte. Trotz veralteter und an Zahl schwacher Schiffe gelang es ihm, die Ostsee fest in deutscher Hand zu halten, Rußland durch Abschneiden der Zufuhr niederringen zu helfen, die baltische Zufuhr für Deutschland aber offen zu halten.

Prinz Heinrich wurde bereits kurz nach der Gründung zum Ehrenmitglied der Schiffbautechnischen Gesellschaft ernannt; an der 25-Jahr-Feier beteiligte er sich als Vertreter des Schirmherrn.

Nach dem Umsturz hatte er sich auf sein Gut Hemmelmark bei Eckernförde zurückgezogen und widmete sich dort seinen sportlichen Neigungen. Nach kurzer Krankheit erlag er am 20. April 1929 einer Lungenentzündung.

#### FRITZ BERGNER

stammte aus Lauban in Schlesien, wo er am 27. Juli 1865 geboren wurde. Nach Beendigung seiner praktischen und kaufmännischen Lehrzeit war er bei verschiedenen Hütten und Stahlfabriken tätig. 1900 kam er in Beziehungen zum Schiffbau, als er Direktor der Sanitas A.G. in Hamburg wurde. Dann war er 14 Jahre kaufmännischer Leiter der Vereinigten Schmirgel- und Maschinenfabrik A.G. Hannover-Hainholz, wo ihm die Organisation des Verkaufs oblag. 1916 übernahm er die Leitung der Temper- und Graugießerei Engels in Velbert, welche er zu einem bedeutenden Werke ausbaute. Die letzten Jahre seines Lebens leitete er das Eisen- und Stahlwerk Krone A.G. Die Enttäuschungen der Inflation und die Unruhen der Besetzung untergruben seine Gesundheit und verursachten ein Nerven- und Asthmaleiden, dem er am 7. November 1929 erlag.

#### CURT BRENNHAUSEN

wurde am 12. November 1880 als Sohn des bei der „Stettiner Maschinenbau A.G. Vulcan“ tätigen Oberingenieurs Brennhausen geboren. Der Beruf seines Vaters zeichnete ihm seinen Lebensweg vor: Nach Besuch des Gymnasiums seiner Vaterstadt und Ablegung des Diplomexamens an der Technischen Hochschule Charlottenburg trat er als Konstrukteur beim „Vulcan“ in Stettin ein. Von 1907 bis 1908 genügte er seiner Militärpflicht bei der Werftdivision in Kiel. Nachdem er dann 2 Jahre bei der A.E.G., Abteilung für Schiffsturbinen, tätig gewesen war, kehrte er zum „Vulcan“ zurück, wo er bis 1914 im Konstruktionsbüro für Schiffs- und Landturbinen arbeitete. Von 1914 bis 1921 war er bei Blohm & Voss in Hamburg beschäftigt, und zwar zuerst wieder im Turbinenbau, dann in der U-Boots-Abteilung, um zuletzt die Leitung der umfangreichen Normenabteilung des Werkes zu übernehmen. Im Januar 1921 wurde er Oberingenieur und Leiter der Normenprüfstelle beim Normenausschuß der Deutschen Industrie in Berlin. Dies verantwortungsvolle Amt hat Brennhausen mit vorbildlicher Pflichttreue bis zum letzten Tage seines Lebens ausgeübt. Aus arbeitsreichem Leben erlag er am 6. November 1929 einem Schlaganfall, der ihn als Folge eines akuten Nierenleidens hinwegraffte.

#### FRANZ BÜNDGENS

wurde am 27. April 1867 in Kirchherten bei Düren im Rheinland geboren. Er besuchte das Gymnasium in Essen a. d. Ruhr bis zur Oberprima und trat dann als Einjähriger in die Marine ein. Nach Ablauf des Einjährigenjahres trat er in die Torpedo-Offizierslaufbahn über und nahm als Torpedo-Oberleutnant im Jahre 1901 seinen Abschied, um als Teilhaber in die Maschinen- und Metallwarenfabrik Bohn & Kähler einzutreten. Diese Firma entwickelte sich in stark ansteigendem Maße, so daß sie während des Krieges eine Arbeiterzahl von über 2000

beschäftigen konnte. 1921 wurde die damalige offene Handelsgesellschaft Bohn & Kähler in eine Aktiengesellschaft umgewandelt und Bündgens trat als Vorsitzender des Aufsichtsrates an deren Spitze.

Vor und während des Krieges war der Verstorbene Vorsitzender des Arbeitgeberverbandes für Landbetriebe, Kiel, und außerdem Aufsichtsrat in verschiedenen Gesellschaften der Industrie und der Hochseefischerei. Er starb am 17. Oktober 1929 an den Folgen eines langjährigen Herzleidens.

#### ALFRED GILLES.

Mit Gilles ist einer der Führer der rheinischen Stahlindustrie aus dem Leben geschieden. 40 Jahre lang gehörte er der Firma Thyssen & Co. in Mühlheim an. Seine rastlose Arbeit und seine weitsichtige kaufmännische Klugheit veranlaßten den Gründer der Firma Thyssen, zu dessen Vertrauten er gehörte, ihm immer wichtigere Aufgaben anzuvertrauen und ihn schließlich zum leitenden kaufmännischen Direktor der Stahl- und Walzwerke zu ernennen. Aus arbeitsreichem Leben rief ihn der Tod am 6. September 1929 ab.

#### HEINRICH HECHTEL,

geboren am 8. August 1872 zu Brake, erhielt seine Schulbildung auf dem dortigen Gymnasium, arbeitete 3 Jahre als Maschinenbaulehrling bei Tecklenborg und besuchte die Maschinenbaufachschule zu Einbeck und die Technische Hochschule zu Karlsruhe.

Als Konstrukteur für Schiffsmaschinenbau war Hechtel von 1901—1910 bei der J. Frerichs & Co., Osterholz-Scharmbeck und bei der G. Seebeck A. G., Geestemünde, und im Norddeutschen Lloyd, Bremerhaven, sowie bei der Schloßwerft R. Holtz, Harburg, tätig. Auf der letzteren übernahm er 1913 als Oberingenieur und 1915 als leitender Ingenieur die technische Leitung über die Schloßwerft und Norder-Werft bis zum Jahre 1923. Zwischendurch hatte Hechtel Gelegenheit, sich 2 Jahre als Montage-Ingenieur und Repräsentant in Barranquilla (in Kolumbien) zu betätigen, wo er unter anderem auch einen Leuchtturm und ein Elektrizitätswerk baute.

1923 eröffnete sich ihm ein neues großes Feld durch die Übernahme der Leitung der Schiffswerft Gebrüder Sachsenberg in Köln-Deutz, die er als Direktor von 1923—1929 bedeutend erweiterte und auf der er eine Reihe höchst beachtenswerter Bauten für die Rhein-Schiffahrt ausführte, vor allen Dingen starke Seitenradschleppdampfer und die größten neuzeitlichsten Fahrgastschiffe. Gestützt auf seine gründlichen Kenntnisse und reichen Erfahrungen ging er eigene neue Wege, und zwar mit Erfolg.

Die starke Verschlechterung der wirtschaftlichen Lage der deutschen Rheinschiffahrt führte 1929 zur Schließung der Kölner Werft Gebr. Sachsenberg A. G., und so mußte sich Hechtel nach einer neuen Tätigkeit umsehen. Mitten in seinen Verhandlungen wegen Übernahme einer leitenden Stellung in Ägypten machte ein Unglücksfall am 8. November 1929 seinem Leben ein Ende. Er läßt seine Frau mit 2 erwachsenen Kindern zurück. Seine sachliche und doch liebens-



würdige Art und sein gerader Charakter erwarben ihm geschäftlich volles Vertrauen und allenthalben willige Anerkennung seines Könnens und aufrichtige Beliebtheit, so daß sein Name bei einem großen Kreise von Freunden und Fachgenossen unvergessen bleiben wird.

#### FRITZ HINCKE

wurde am 14. Juni 1871 zu Barmen geboren. 1895 gründete er die Nordwestdeutsche Bank in Bremerhaven, die später in eine Kommanditgesellschaft auf Aktien umgewandelt wurde. Diese ging unter seiner Leitung durch Fusion in die Deutsche Nationalbank, Kommanditgesellschaft auf Aktien, mit dem Hauptsitz in Bremen, über. Im Jahre 1920 folgte wiederum unter seiner Leitung die Fusion mit der Nationalbank für Deutschland, Berlin, welche 1921 eine Interessengemeinschaft mit der Bank für Handel und Industrie einging, die im Jahre 1922 zur Fusion unter der Firma Darmstädter und Nationalbank, Kommanditgesellschaft auf Aktien führte. Hincke wurde bei dieser Gelegenheit persönlich haftender Gesellschafter dieser Firma. Anfang 1927 schied er aus Gesundheitsrücksichten als solcher aus, um als Aufsichtsratsmitglied mit seinen reichen Erfahrungen weiter im Interesse der Darmstädter und Nationalbank tätig zu sein. Während seiner Tätigkeit in Bremen wurde Hincke zum königlich preußischen Generalkonsul ernannt. Er gehörte dem Aufsichtsrat des Norddeutschen Lloyd und vieler anderer Bremer Firmen an. Er starb am 29. Dezember 1928.

#### ALBERT ISELER,

der Seniorchef der Firmen Schumann & Co., Armaturen- und Apparate-Bau, Leipzig-Plagwitz, und Schumann & Co., Gießerei, Leutzsch in Leipzig-Leutzsch, ist am 5. Dezember 1929 nach vollendetem siebzigsten Lebensjahr verstorben. Er war bahnbrechend in der Herstellung von Dampfarmaturen und Apparaten für die moderne Wärmewirtschaft, von Präzisionsguß und Spritzguß. Mit großer Schaffenskraft und Pioniertätigkeit hat er seine in den achtziger Jahren gegründeten Werke zu ihrer heutigen Bedeutung geführt, die sich auf den Grundsatz der Qualitätsarbeit stützt. Der Verstorbene war von liebenswürdigem Wesen und überaus großer Hilfsbereitschaft und hat sich trotz starker geschäftlicher Inanspruchnahme vielfach in den Dienst der Allgemeinheit gestellt.

#### WILLI KLAWITTER

war am 15. Dezember 1856 zu Danzig als Sohn des Schiffbaumeisters Julius Wilhelm Klawitter geboren. Im April 1875 bestand er die Reifeprüfung am Danziger Realgymnasium. Er widmete sich dann dem Studium der neueren Sprachen, Geschichte und Nationalökonomie auf den Universitäten Straßburg i. Els., Leipzig, Berlin und Greifswald, absolvierte sein Staatsexamen 1880 in Greifswald und studierte das Sommersemester 1881 an der Universität Genf. Diesem Studium folgte eine Lehrtätigkeit am Städtischen Gymnasium in Danzig. Im Jahre 1882 mußte er aus Familienrücksichten einen Berufswechsel vornehmen: er trat in das Werftunternehmen seines Vaters ein. Voran ging eine weitere

Ausbildung auf der Schiffswerft von Georg Howaldt in Kiel. Oktober 1885 übernahm Willi Klawitter die kaufmännische Leitung der Firma J. W. Klawitter. Auf seine Initiative geschah der Ausbau des Werkes zu einer Maschinenfabrik, die Angliederung einer Eisen- und Metallgießerei, sowie die Einrichtung einer Kupferschmiede und die Reorganisation des Werftbetriebes auf kaufmännischem Gebiet durch Einrichtung einer, der Produktion wöchentlich folgenden Nachkalkulation und Betriebskostenkontrolle.

1905 wurde Klawitter in das Vorsteheramt der Kaufmannschaft, 1920 bei Umwandlung des Vorsteheramtes in die Handelskammer zum Ersten Vizepräsidenten und Ende 1920 zum Präsidenten der Handelskammer gewählt. Seit 1920 war Klawitter Mitglied des Hafenausschusses, seit der Einführung der Guldenwährung Mitglied des Bankausschusses und Vorsitzender des Aufsichtsrats der Bank von Danzig, seit 1923 Mitglied des Finanzrates, seit 1925 Senator der Deutschen Akademie zu München. An seinem 70. Geburtstage verlieh ihm die Technische Hochschule zu Danzig die Würde eines Doktor-Ingenieurs ehrenhalber.

Ein Vierteljahr vor seinem Tode trat er eine Vortragsreise nach Hannover an. Während derselben überfiel ihn ein Gallensteinleiden, das ihn schon öfter gequält hatte. In einer Berliner Klinik mußte er sich einer Operation unterziehen, die er gut überstand. Jedoch vermochte der Zweiundsiebzigjährige die Folgen der Operation nicht zu überstehen: am 4. Januar 1929 erlöste ihn der Tod von seinen Leiden.

#### FRITZ v. LANGEN

war am 27. Juli 1860 zu Köln als Sohn des Geheimen Kommerzienrates Eugen Langen geboren. Er studierte in Bonn und München. Von 1886 bis 1926 war der Verstorbene Geschäftsführer der Pfeifer und Langen G. m. b. H., von 1926 Mitglied des Aufsichtsrates. Er gehörte ferner den Aufsichtsräten der Motorenfabrik Deutz und der Rhein- und Seeschiffahrtsgesellschaft an. 1914 wurde er zum stellvertretenden Vorsitzenden, 1919 zum Vorsitzenden der Industrie- und Handelskammer zu Bonn gewählt.

Nach kurzer schwerer Krankheit starb er am 22. Februar 1929 am Herzschlag.

#### ANDERS HENRIK LINDFORS.

Im Alter von 77 Jahren verstarb am 9. Juni 1928 Lindfors in Alingsås. Er stammte aus Lund in Schweden, wo sein Vater Akademieadjunkt war. Nach seinem Abiturientenexamen arbeitete er praktisch auf Schiffswerften in Göteborg und bestand am dortigen Schiffbauinstitut 1874 das Schiffbaumeisterexamen. In den folgenden Jahren war er als Ingenieur auf verschiedenen schwedischen Werften und als Kontrollant bei der Schiffsvermessung tätig. 1881 ging er für 2 Jahre als Konstrukteur nach Amerika, um dann wieder auf Werften in Finnland und Schweden zu arbeiten. Nach einem abermaligen dreijährigen Aufenthalt in Amerika trat er 1890 bei Kockums Mek.-Verkstad in Malmö ein, wo er sich hauptsächlich mit dem Entwurf und der Erbauung von Zuckerfabriken beschäftigte. 1894 wurde er Oberlehrer für Schiffbau an Chalmers Technischem Institut

zu Göteborg und war gleichzeitig Kontrollant der Schiffsvermessung; 1911 erfolgte seine Ernennung zum Professor des Schiffbaus. Dank seines umfangreichen Wissens und seiner unermüdlichen Arbeitskraft erzog er viele junge Leute zu tüchtigen Schiffbauern; viele seiner früheren Schüler bekleideten heute angesehene Stellungen in Schwedens Schifffahrt. 1916 hatte er sich von seiner Lehrtätigkeit zurückgezogen, war aber weiter als beratender Ingenieur tätig. Er hatte das Glück, daß ihm seine geistige Regsamkeit und seine Arbeitsfähigkeit bis kurz vor seinem Tode erhalten blieben.

#### OTTO LOECK

wurde am 23. März 1856 als Sohn des Oberförsters Loeck in Panker bei Lütjenburg geboren. Nach Beendigung seiner kaufmännischen Lehrzeit trat er in die Holzimportfirma H. F. O. Loeck in Kiel ein, der er bis 1928 als Teilhaber angehörte. Er gehörte mehreren Firmen der Werftindustrie und Schifffahrt als Aufsichtsratsmitglied an. Er starb am 27. Juni 1929 an den Folgen eines Herzleidens.

#### GEORG C. L. LORENZ-MEYER

besuchte in Hamburg und Lübeck die Schule und erlernte 1866—1870 die Landwirtschaft in Holstein und Mecklenburg. Den Krieg 1870/71 machte er als Freiwilliger im 2. westfälischen Husarenregiment Nr. 12 mit. Nach dem Kriege studierte er in Karlsruhe und Aachen Maschinenbau und war längere Zeit bei den Hafendarbeiten seiner Vaterstadt beschäftigt. Die Jahre 1877—1880 verbrachte er auf Reisen in Nord- und Südamerika. Später war er Leiter verschiedener technischer Unternehmungen in Hamburg und Altona, jedoch fand er hierbei keine dauernde Befriedigung, so daß er sich 1904 von den Geschäften zurückzog, um ganz seinen Interessen und Neigungen, den Naturwissenschaften insbesondere der Botanik, leben zu können.

Nach kurzem Krankenlager starb er in Hamburg am 7. März 1928.

#### JOHN ADOLF VON MATERN

wurde am 23. September 1869 in Torp in Schweden geboren. Nach bestandenen Abiturientenexamen besuchte er die Handelsschule in Göteborg und trat als Buchhalter in eine Bank in Göteborg ein. Nach fünfjährigem Dienst bei dieser Firma siedelte er nach Stockholm über, wo er als Teilhaber in die Firma Matern und Göransson eintrat, welche sich mit Agentur, Kommissions- und Exportgeschäften befaßte. Von 1908—1920 war er Direktor der Firma Söderberg & Haak in Stockholm. Im Jahre 1912 ging er nach London als Leiter der Filiale von Stora Kopparbergs Bergslags Aktiebolag, und wurde im Jahre 1924 Präsident dieser Gesellschaft.

Neben seiner geschäftlichen Tätigkeit war er viele Jahre ehrenamtlich in Ausschüssen tätig; so war er Mitglied der Staats-Industrie-Kommission, Vorstandsmitglied des Eisenimportkontors, Repräsentant der schwedischen Eisen-grossisten in der Volkswirtschaftskommission usw. In dieser Eigenschaft ver-

handelte er im Kriege oft mit deutschen Behörden über Stahllieferungen an Schweden und Erzeinfuhr nach Deutschland.

Aus arbeitsreichem Leben wurde er am 21. März 1928 durch den Tod abgerufen.

#### CARL MOLESCHOTT

stammte aus Baden, er wurde am 19. Juli 1851 in Heidelberg als Sohn des aus Holland gebürtigen Professors Moleschott geboren. Nachdem er 1877 an der Technischen Hochschule Zürich die Abschlußprüfung bestanden hatte, gründete er in Rom ein Büro für technische Beratungen und war Vertreter vieler deutscher Firmen, wozu die Schichauwerft, Siemens & Halske und andere gehörten. Er bekleidete 30 Jahre lang das Ehrenamt des holländischen Generalkonsuls in Rom. Nach langer schwerer Krankheit starb er in Florenz am 4. Dezember 1928.

#### GUSTAV MÜLLER.

Staatssekretär Dr.-Ing. ehr. Gustav Müller wurde zu Wasseralfingen am 19. Februar 1866 als ältester Sohn des Rechnungsrats Müller geboren; er besuchte das Gymnasium in Heilbronn und Schwäbisch-Hall und studierte Jura und Nationalökonomie an der Universität Tübingen, wo er sein Staatsexamen ablegte. Nachdem er im württembergischen Verwaltungsdienst tätig gewesen war, wurde er 1895 als Hilfsarbeiter in die handelspolitische Abteilung des Reichsamts des Innern berufen, wo er 1902 zum Vortragenden Rat und später zum Geheimen Oberregierungsrat ernannt wurde. 1913 wurde er Direktor der wirtschafts- und handelspolitischen Abteilung des Reichsamtes des Innern und gleichzeitig stellvertretender preußischer Bevollmächtigter im Bundesrat. Er hat am Zolltarif von 1902 und allen neueren Handelsverträgen mitgearbeitet und war an der Bankenquete des Jahres 1908/09 und der Fleischnquete von 1913 beteiligt. Mit der Errichtung des Reichswirtschaftsministeriums trat er als Abteilungsleiter in dieses Ministerium über, wurde im Dezember 1919 als kommissarischer Unterstaatssekretär ins Reichsministerium für Wiederaufbau berufen und dort im Mai 1920 zum Staatssekretär ernannt. In dieser Stellung kam er in engste Fühlung mit allen Schiffahrtskreisen, da ihm der Reichsausschuß für den Wiederaufbau der Handelsflotte unterstand. Mit allen Kräften setzte er sich dafür ein, den durch den Krieg schwer geschädigten Reedern zu helfen, soweit dies im Rahmen der zerrütteten Staatsfinanzen möglich war. Als dann von den Reedern die Auszahlung ihrer Entschädigungsansprüche gegen das Reich in einer einmaligen Pauschalabfindung angestrebt wurde, war er es, der sich im Reichskabinet für diesen Gedanken einsetzte, da er erkannt hatte, daß auf diesem Wege und bei Verwaltung der Entschädigungsbeträge durch eine privatwirtschaftliche Organisation der Wiederaufbau der Handelsflotte am schnellsten durchgeführt werden könne. Als das Wiederaufbau-Ministerium aufgelöst wurde, wurde er zur Disposition gestellt. Im Jahre 1921 wurde ihm von der Technischen Hochschule in Stuttgart die Würde eines Doktor Ing.-ehr. in Anerkennung seiner hervorragenden Verdienste um das deutsche Wirtschaftsleben,

insbesondere in Gewerbe und Handel verliehen. Im Juli 1924 wurde er von der Seeberufsgenossenschaft zum Verwaltungsdirektor berufen, der er bis zu seinem Tode seine volle Arbeitskraft widmete. Am 22. Januar 1929 erlöste ihn der Tod von langer Krankheit.

#### ANDREAS NISSEN

stammte aus Fehmarn, wo er am 28. August 1862 als Sohn des Bürgermeisters Nissen in Burg geboren wurde. Nach beendeter Schul- und Lehrzeit ging der junge Nissen als Ingenieur nach Kopenhagen, Amsterdam, Brüssel und England, wo er bei verschiedenen Firmen für elektrische Licht- und Kraftanlagen tätig war. Sein besonderes Interesse wandte er der elektrischen Schiffsbeleuchtung zu und hat in England und später in Stettin die ersten großen elektrischen Schiffsinstallationen ausgeführt. Im Jahre 1894 gründete er in Bremen ein Ingenieurbüro, das als Hauptaufgabe die Verwendung elektrischer Energie an Bord von Schiffen bearbeitete. Nachdem er sein Geschäft 1896 nach Hamburg verlegt hatte, baute er es 1910 wesentlich dadurch aus, daß er in enge Geschäftsverbindung zu den Bergmann-Werken Berlin und der Firma Neufeld & Kuhnke in Kiel trat. In Zusammenarbeit mit diesen Firmen führte er viele große elektrotechnische Anlagen an Land und an Bord von Handels- und Kriegsschiffen aus.

Nachdem er seinen Sohn als Teilhaber in sein Geschäft aufgenommen hatte, zog sich Nissen 1926 auf seinen Landsitz bei Plön zurück, wo er am 24. August 1929 nach kurzer schwerer Krankheit entschlummerte.

#### MAX OERTZ.

Mit Max Oertz ist am 24. November 1929 einer der führenden Yacht- und Schiffbaukonstruktoren dahingegangen. Ein Leben mit vielseitigen Interessen hat ein viel zu frühes Ende genommen. In Neustadt i. Holst. im Jahre 1871 geboren und frühzeitig elternlos geworden, kam Oertz nach Berlin, wo er sich dem Studium des Schiffbaues zuwandte, um sich dann bei Lürssen in Vegesack praktisch darin zu betätigen. Aber nicht lange hielt es den jungen Stürmer dort fest. Er ging nach Rußland und Finnland, wo sein Stern als Yachtkonstrukteur zu leuchten begann.

Mit Unterstützung eines reichen Russen namens Esch begann er seine neuartigen Ideen bezüglich der Bootsbauart praktisch zu verwirklichen. Seine dort gebauten „Flundern“ schlugen schon damals die bis dahin unbesiegte englische Konkurrenz und trugen den Ruhm seines Namens wieder nach Deutschland zurück. Er erfand zu dieser Zeit den sog. Naht-Spantenbau, eine Bauart, die jahrzehntelang eine führende Rolle im Yachtbau gespielt hat und noch heute verwendet wird.

1895 nach Deutschland zurückgekehrt, machte er in Gemeinschaft mit Harder in Hamburg eine eigene Werft auf, aus der sich dann die spätere Oertzwerft entwickelt hat. Von dieser stammen all die großen Rennyachten, die seinen Namen in die erste Reihe der Yachtbaukunst neben den der Herreshoffs und der englischen Konstrukteure gestellt haben.

Es waren dies die beiden „Pollys“, die „Glückauf“, die erfolgreichen Sonderklassenyachten, die er in Gemeinschaft mit dem ihm engbefreundeten Otto Protzen konstruierte, die R-Yachten „Cäcilie“ und als Krönung die beiden „Meteore“, die Schoner des Kaisers.

Im Kriege widmete Oertz sich der Kontruktion von Seeflugzeugen und Flugbooten für die Marine; er war einer der ersten, der die Überlegenheit der Flugboote erkannte und hat für ihre Entwicklung Grundlegendes geleistet. In Anerkennung dieser Verdienste verlieh ihm die Technische Hochschule in Darmstadt im Jahre 1917 die Würde eines Dr.-Ing. ehrenhalber.

Nach dem Krieg wurde aus dem Oertzschen Werftunternehmen die Oertz-Werft A.G. gegründet. Das Werftgelände wurde vergrößert, um die Aufträge an Luxus- und Gebrauchsfahrzeugen bewältigen zu können. Die Krise im Yachtbau traf dieses junge Unternehmen wie alle anderen gleicher Art. Nach seinem späteren Ausscheiden aus dieser Firma widmete sich Oertz fast ausschließlich seiner Konstruktion des Oertz-Ruders für die Großschiffahrt, das im In- und Auslande die weitgehendste Beachtung und Verwendung fand. Außer vielen Frachtdampfern wurde u. a. auch der Schnelldampfer „Bremen“ und das Luftschiff „Graf Zeppelin“ mit Rudern seiner Konstruktion ausgerüstet.

Wie alle großen Könner war er etwas hartnäckig im Verteidigen seiner einmal als richtig erkannten Ansicht. Diese Hartnäckigkeit hat ihm den Lebensaufstieg nicht immer erleichtert. Sie hat aber den Eindruck eines nicht nur ganz großen, sondern auch prachtvollen Menschen hinterlassen, an dessen Bahre vielen die Erkenntnis gekommen sein wird, daß mit ihm nicht nur die Yachtbaukunst manches verloren hat.

#### E. G. RUDELOFF

wurde am 10. April 1873 in Rostock geboren und besuchte dort das Gymnasium. Nach Beendigung seiner kaufmännischen Lehrzeit ging er zur Erweiterung seiner Kenntnisse nach Ostasien und später nach Afrika; in späteren Jahren war Rudeloff in England und Belgien tätig; bei Kriegsausbruch kam er nach Hamburg zurück. Hier übernahm er die Leitung der Benzinwerke Wilhelmsburg, die nach Gründung der Rhenania-Ossag-Mineralölwerke A.-G. in diese aufging. Rudeloff wurde dann mit der Leitung der Hamburger Niederlassung der Rhenania-Ossag betraut, wo ihn mitten aus seiner segensreichen Tätigkeit heraus am 29. Juni 1929 der Tod abgerufen hat.

#### FRANZ SCHÄRFFE

wurde am 16. November 1874 zu Lübeck als zweiter Sohn des Fabrikanten Gottfried Schärffe geboren, welcher eine Reparaturwerkstatt für Schiffe besaß. Nachdem Franz Schärffe eine höhere Privatschule in Lübeck absolviert hatte, trat er in die Lehre bei seinem Vater und wurde hier straffer und strenger ausgebildet als jeder andere. Nach beendeter vierjähriger Lehrzeit arbeitete er als Schlosser auf mehreren Nord- und Ostseewerften, um erst nach gründlicher Praxis seine theoretischen Fachstudien aufzunehmen. Nach dem frühen Tode seines Vaters

im Jahre 1897 wurde die Firma von dem jungen Franz Schärffe unter dem Namen „Schärffe & Co.“, zusammen mit seiner Mutter, die reges Interesse und Verstand für das Geschäft zeigte, geführt. — Sein älterer Bruder war im jugendlichen Alter beim Segeln verunglückt.

Mit eiserner Energie ließ sich Franz Schärffe den Ausbau und die Entwicklung des väterlichen Erbes angelegen sein. Manche Nacht hindurch arbeitete er am Konstruktionstisch, während er tagsüber als erster und letzter im Betriebe tätig war. Er war bald genötigt, seinen kleinen Betrieb immer mehr auszubauen und zu erweitern. So erwarb er eine Zuckerraffinerie in Oldesloe, die er unter der Firma Franz Schärffe, Eisen- und Metallgießerei, zur Gießerei umbaute. Auch in Lübeck mußte die Fabrik dauernd erweitert werden. In rastloser Arbeit und bei anspruchlosester Lebensführung schuf er sich selbst die Mittel hierzu und konnte 1911 für beide Firmen als Alleininhaber zeichnen.

Während des Krieges hat er nur kurze Zeit seinem Vaterlande Waffendienst geleistet, um sehr bald seinen Betrieb auf Munitionserzeugung umzustellen. Unter den größten Schwierigkeiten, mit Lehrlingen und kriegsuntauglichen Leuten, führte er daneben seine Spezialität, den Schiffshilfsmaschinenbau, fort, soweit der Materialmangel dies gestattete. Nach dem Kriege nahm er außer den dampfbetriebenen Hilfsmaschinen aller Art auch den Bau von elektrisch angetriebenen Maschinen auf und scheute keine Mühe und keine Opfer, um auch auf diesem Gebiete Vorbildliches zu schaffen. So wuchs sein Lebenswerk zusehends und erlangte Weltruf.

Auch im öffentlichen Leben war er nicht nur in Lübeck eine hochgeachtete Persönlichkeit. Leider waren durch ein Nierenleiden seine letzten Jahre sehr beeinträchtigt, aber bis zuletzt stand er mit eiserner Energie auf seinem Platz im Leben und in der Arbeit. Am 15. Februar 1927 rief ihn der Tod aus seinem arbeitsreichen Leben ab.

#### PAUL SCHIEMENTZ

entstammte einer Kaufmannsfamilie in Lübbenau und sollte auf Wunsch seines Vormundes das Geschäft seines Vaters übernehmen. Es gelang ihm jedoch, seinen Vormund umzustimmen, so daß sein Wunsch, Ingenieur zu werden, in Erfüllung ging. Nach praktischer Lehrzeit auf der Neptunwerft in Rostock besuchte er das Technikum in Bingen, das er mit sehr gutem Erfolg absolvierte. Seine erste Anstellung fand er in der Dampfkesselfabrik von G. Rochow in Offenbach, die er jedoch nach zwei Jahren aus Gesundheitsrücksichten verlassen mußte. Später war er als Prokurist und technischer Leiter in der Schraubenfabrik von Hübner in Chemnitz tätig. Hier ersann er viele Spezialmaschinen für die Anfertigung von Schrauben und Muttern, die seinen Namen im In- und Auslande bekannt machten. Die Oberschlesische Eisenbahnbedarfs-A.-G. übertrug dann Schiementz die Stelle eines Direktors der Jachmann-A.-G. in Berlin-Borsigwalde, wo es ihm vergönnt war, in einem großen Wirkungskreis sein vielseitiges Wissen voll entfalten zu können. Die im Kriege zur Geschloßfabrik umgebauten Werkstätten wandelte Schiementz nach Friedensschluß in eine Maschinen-

fabrik für die Sonderanfertigung von Schrauben und Muttern um. Mitten aus rastloser Arbeit wurde er den Seinen am 15. Januar 1929 im 48. Lebensjahre durch den Tod entrissen.

#### OTTO SIEDENTOPF

wurde am 10. Juni 1868 zu Braunschweig geboren, besuchte das dortige Realgymnasium und legte Ostern 1888 seine Maturitätsprüfung ab. Danach studierte er bis Ostern 1892 an der Technischen Hochschule Braunschweig Maschinenbau und Elektrotechnik, war dann bis 1899 als Patentingenieur tätig und wurde im Jahre 1900 als Patentanwalt eingetragen. Er gehörte seit dem Jahre 1906 dem Ehrengericht der Patentanwälte an und beantragte seiner Krankheit wegen Ende 1927 von einer Wiederwahl Abstand zu nehmen. Nach mehrjähriger Krankheit starb er am 14. April 1929 an Herzschwäche.

#### KARL SKODA.

Mit Freiherrn Dr. Karl von Skoda hat am 10. Januar 1929 einer der Führer des österreichischen Wirtschaftslebens die Augen für immer geschlossen. Als Sohn des Großindustriellen Emil Ritter von Skoda am 29. Juni 1878 in Pilsen geboren, besuchte er die Technischen Hochschulen Zürich und Stuttgart, um Maschinenbau zu studieren. Nach kurzer Tätigkeit in England starb im August 1900 plötzlich sein Vater. Karl Skoda trat sofort als Betriebsingenieur in die Waffenabteilung der Skoda-Werke ein und arbeitete dann nacheinander in allen technischen und kaufmännischen Abteilungen des Werkes.

Die Skoda-Werke hatten in jener Zeit schwer unter der Ungunst der wirtschaftlichen Verhältnisse zu leiden. Die Geschäftsjahre 1901—1903 hatten mit Verlusten abgeschlossen. Allgemein war die Ansicht verbreitet, daß die Aktiengesellschaft überkapitalisiert wäre. Mit einer, für einen jungen Mann seines Alters ungewöhnlichen Schärfe des Urteils trat der junge Skoda dieser Ansicht entgegen und setzte es durch, daß die Großbanken ein Komitee einsetzten, welches beauftragt wurde, die internen Verhältnisse des Unternehmens zu studieren und die Ursachen der Unterbilanzen zu ermitteln. Als Ergebnis dieser Untersuchungen ergab sich ein Wechsel in der obersten Leitung der Skoda-Werke: Georg Günther, damaliger Zentralkonstrukteur der Böhmisches Montan-Gesellschaft wurde zum Generaldirektor der Skoda-Werke ernannt. Skoda blieb im Verwaltungsrate des Unternehmens. Im Jahre 1906 wurde er Stellvertreter des Generaldirektors, und als Günther im Jahre 1909 ausschied, wurde Karl Skoda Generaldirektor der Skoda-Werke. Die Anzahl der in den gesamten Werken beschäftigten Arbeiter betrug damals 2900 Mann.

In verhältnismäßig jungen Jahren — Karl von Skoda war damals 30 Jahre alt — setzte er die Tradition seines Vaters fort. Mit großer Beharrlichkeit verfolgte er als Ziel den Ausbau der Stahlhütte, der Waffenfabrik und der neu errichteten Fabrik zur Erzeugung von Waggonachsen.

Der Bau einer neuen Kriegsschiff-type, der Dreadnoughts, brachte der Waffenfabrik große Bestellungen. Das Kaliber der Marinegeschütze wurde von 30 $\frac{1}{2}$  cm



auf 35 cm erhöht. Skoda trat im Verwaltungsrate der Gesellschaft für eine großzügige Erweiterung der Waffenfabrik ein. Alle Abteilungen der Waffenfabrik wurden derart ausgestaltet, daß das gesamte, für den Geschützbau erforderliche Material nicht wie früher von fremden Firmen bzw. aus dem Auslande bezogen werden mußte, sondern in eigenen Werkstätten hergestellt werden konnte. In planmäßiger Arbeit erreichte er, daß schon im Jahre 1914 die Konstruktionsbüros der Waffenfabrik entsprechend vergrößert und ausgestaltet waren; während bis zu diesem Zeitpunkte die Skoda-Werke ausschließlich den Bedarf der k. u. k. Kriegsmarine gedeckt hatten, jedoch nicht mit Lieferungen für die Armee betraut wurden, sind von diesem Zeitpunkte angefangen alle, bei der Armee neu eingeführten Modelle wie die 7 $\frac{1}{2}$ -cm-Gebirgskanone, die 15-cm-Haubitze, die 30,5-cm-Mörser ausschließlich konstruktive Schöpfungen der Skoda-Werke gewesen. Bemerkenswert ist, daß die 7 $\frac{1}{2}$ -cm-Gebirgskanone während des Krieges auch seitens des preußischen Kriegsministeriums eingeführt worden ist. Im Kriege selbst kamen noch als Neukonstruktionen die Lieferungen der 38-cm-Haubitze und der 24-cm-Kanone dazu. Die Zahl der Arbeiter hatte sich bei Beginn des Krieges auf 30000 Mann erhöht.

Als es im Frühjahr 1914 der Firma Ruston schlecht ging, traten die an den Skoda-Werken beteiligten Banken an Generaldirektor Skoda heran, damit er sich mit der Leitung des genannten Unternehmens befasse. Er führte die Rekonstruktion dieses Werkes durch, indem er gleichzeitig die Maschinenfabrik und Brückenbauanstalt der Skoda-Werke an Ruston verkaufte.

Dr. Karl Skoda hat das Ansehen der Skoda-Werke auch durch Schaffung eines Großindustrie-Konzerns gehoben. Um nur einige dieser dem Konzern angehörigen Werke zu nennen, führen wir die Daimler-Werke, die Österreichische Flugzeugfabrik, die Skoda-Werke-Wetzler A.-G., die Lang-Vaterländische Maschinenfabrik A.-G., die Ungarische Allgemeine Maschinenfabrik A.-G. an.

Die Verdienste Karl Skodas wurden durch die Verleihung zahlreicher in- und ausländischer Orden gewürdigt. Im Jahre 1914 wurde er in den Freiherrnstand erhoben, im Jahre 1915 zum Marine-Artillerie-Generalingenieur der k. u. k. Kriegsmarine ernannt. Es wurde ihm das Ehrendoktorat der Deutschen Technischen Hochschulen in Prag und Brünn, sowie der Technischen Hochschule in Stuttgart verliehen. Im Jahre 1917 erfolgte seine Berufung ins Herrenhaus, schließlich wurde er im Frühjahr 1918 zum Wirklichen Geheimen Rat ernannt.

Die durch den Umsturz im Jahre 1918 eingetretenen Verhältnisse haben Dr. Karl Skoda genötigt, sich ins Privatleben zurückzuziehen und das Feld seiner bisherigen großzügigen industriellen Tätigkeit zu verlassen. Im Jahre 1925 erlitt er einen schweren Autounfall, seit welcher Zeit er immer kränkelte. Dieser Unfall dürfte auch die Ursache seines viel zu frühen Todes am 10. Januar 1929 gewesen sein.

#### KARL STEINIKE.

Am 19. September 1859 wurde Karl Steinike als Sohn des Kunstmalers Heinrich Steinike in Düsseldorf geboren. Dort besuchte er die Realschule und bestand daselbst die Reifeprüfung. Am 17. Oktober 1877 wurde er in die Ge-

werbe-Akademie in Berlin aufgenommen, trat am 17. April 1879 in die Technische Hochschule über und wurde dort bei der Abteilung für „Maschinen-Ingenieurwesen mit Einschluß des Schiffbaues“ als Studierender eingeschrieben. Das Verzeichnis der von ihm besuchten Vorlesungen ist außerordentlich reichhaltig und enthält neben den schiffs- und maschinenwissenschaftlichen zahlreiche über Kunstgeschichte und Philosophie.

Nach Beendigung seines Studiums genügte er in den Jahren 1881—82 seiner Militärpflicht als Einjährig-Freiwilliger beim Niederrheinischen Füsilier-Regiment Nr. 39. In mehreren Übungen bei der Truppe erwarb er in den Jahren 1893 das Patent als Premierleutnant der Landwehr-Infanterie. Im Jahre 1898 mußte er wegen einer sich in seiner beruflichen Tätigkeit zugezogenen Verletzung, durch die der rechte Arm halb steif wurde, den Abschied aus dem Heeresdienst nehmen.

Nach der Einjährig-Freiwilligenzeit trat Steinike als Ingenieur beim Stettiner Vulkan ein, wo er vom 1. April 1882 bis Weihnachten 1884 tätig war. Von dort ging er zur Firma H. Pauksch nach Landsberg a. Warthe, bei der er im technischen Büro vornehmlich mit der Konstruktion von Schiffsmaschinen beschäftigt war. Um seine Kenntnisse im Schiffbau vervollkommen und verwerten zu können, ging er am 1. April 1887 wieder nach Stettin zum Vulkan zurück, wo er erst im Kalkulationsbüro, später, bis zum 31. Oktober 1891, als Betriebsingenieur im Schiffbau tätig war. Vom November 1891 an war er als Betriebs- und Oberingenieur bei der Firma F. Schichau in Danzig tätig, wo er im Februar 1896 Kollektivprokura bekam und mit der Betriebsleitung betraut wurde.

Von dort ging er schließlich 1903 als Schiffbaudirektor zur Friedr. Krupp-Aktiengesellschaft Germaniawerft nach Kiel-Gaarden. Hier hat er im Kriegs- und Handelsschiffbau seine reichen Gaben und Kenntnisse auf das glücklichste verwerten können. Seine Tätigkeit begann dort während der Bauzeit des Linienschiffs „Deutschland“ und ging hindurch durch alle Stadien der Entwicklung bis zum Bau des Linienschiffes „Kronprinz“, dessen Modell ihm bei seinem Abschiede von der Germaniawerft als Erinnerungszeichen überreicht wurde. Außerdem unterstand ihm die Entwicklung und der Bau der ersten in Deutschland gebauten U-Boote, welche auf der Germaniawerft von den einfachsten Versuchsbooten bis zu den größten und vollendetsten Typen hergestellt worden sind. Daneben ging die Entwicklung des Handelsschiffbaus bis zum Bau von Motorschiffen und der Bau der großen Schoneryachten „Germania“ für Herrn Krupp von Bohlen und Halbach und des „Meteor“ für Kaiser Wilhelm II.

Im Anfange des Jahres 1914 vereinbarte er mit der Firma Krupp seine Pensionierung und mußte so, nach seinem Rücktritte von den Geschäften im Frühjahr 1915, von seinem Ruhesitze in Heppenheim an der Bergstraße aus, untätig der schweren Notzeit seines geliebten Vaterlandes zusehen. Fünf Jahre noch blieb er technischer Beirat der Germaniawerft, bis am 1. Juli 1920 endgültig seine Versetzung in den Ruhestand erfolgte.

Im Jahre 1919 zog er nach Darmstadt; hier nahm er regen Anteil am politischen Leben und setzte seine ganze Kraft ein für den Wiederaufbau des Reiches.

Daneben war er an der Technischen Hochschule Darmstadt zur Abhaltung von Vorlesungen über „Ausgewählte Kapitel des Schiffbaues“ zugelassen, die er mit dem Sommersemester 1929 zu Ende führte. Rüstig und frisch bis in die letzten Tage seines Lebens hatte er regste fachwissenschaftliche und politische Interessen und hoffte bis zuletzt die Befreiung und den Wiederaufstieg Deutschlands noch zu erleben.

Am Mittwoch, den 11. September 1929, früh 4 Uhr, verschied er nach kurzem Kampfe an einem Herzschlage.

#### HERMANN TEMMLER

Am 26. Mai ist einer der bekanntesten pharmazeutischen Industriellen, Herr Kommerzienrat Hermann Temmler, Inhaber der Temmler-Werke, Vereinigte Chemische Fabriken, Berlin-Johannisthal, und Vorsitzender des Aufsichtsrats und Hauptaktionär der Sicco AG., Chemische Fabrik, Berlin, im Alter von 53 Jahren gestorben. Temmler ist am 25. Januar 1876 in Plauen i. V. als Sohn einer kinderreichen Arbeiterfamilie geboren. Er ging, nachdem er die noch heute bestehende Firma Koppel & Temmler G. m. b. H. in Mannheim mitbegründet und mitgeleitet hatte, zur chemischen Industrie über, legte 1917 die von ihm erworbenen Firmen Dr. Haas & Co., Chemische Fabrik in Cannstatt und Chemische Fabrik „Nassovia“ in Wiesbaden zusammen und gründete später in Detmold die Temmler-Werke, die 1925 nach Berlin-Johannisthal verlegt wurden. 1928 erwarb er die Aktienmehrheit der Sicco AG., Chemische Fabrik in Berlin O.

Amerikanische Propagandamethoden führten seine Fabriken zu bedeutender Blüte. Hermann Temmler war ein Selbmademan in des Wortes vollster Bedeutung. Aber so ungewöhnlich wie seine Entwicklung vom kleinen Kaufmannslehrling zum Kommerzienrat, so eigenartig war auch seine Persönlichkeit selbst. Auch außerhalb seines eigentlichen beruflichen Schaffenskreises genoß er als temperamentvoller Kunstsammler, genußfreudiger Lebenskünstler und liebenswürdiger Gesellschafter Beliebtheit und Ansehen.

#### FRITZ TRÜMLER

stammte aus Westfalen, wo er am 21. September 1861 in Bad Königsborn bei Unna geboren wurde. Nach Beendigung der Lehrzeit war er in verschiedenen größeren Maschinenfabriken tätig. Sein Wissensdrang trieb ihn nach Amerika, wo er seine Kenntnisse vervollkommen wollte. Mehrere Jahre war er in Philadelphia, Washington und Chicago tätig und kam 1888 reich an praktischen Erfahrungen in seine Heimat zurück. In Köln-Mülheim gründete er eine Fabrik für Schiffsartikel, die bald in geschäftlicher Verbindung mit allen angesehenen deutschen Werften und Reedereien stand. Ein Spezialartikel seiner Fabrik waren Kauschen mit verstärktem Rücken für Strahlrossen. Dank seines Fleißes und seiner unermüdlichen Arbeitskraft konnte er seine Fabrik immer weiter ausbauen, so daß er auch die Anfertigung von Spezialartikeln für Kriegsschiffe aufnehmen konnte, die im Kriege sein Werk bis an die Grenze der Leistungsfähigkeit beschäftigte. Der Zusammenbruch Deutschlands verursachte seiner Firma schwere

Schäden, von denen sie sich nicht wieder erholen konnte. Der Verfall seines Lebenswerkes untergrub seine Gesundheit; am 15. Dezember 1928 erlöste ihn der Tod von langer Krankheit.

#### PAUL URLAUB

wurde am 1. August 1876 in Neidenburg (O.P.) geboren, wo er die Schule besuchte und mehrere Jahre im Maschinenbau praktisch arbeitete. Nach Besuch eines Technikums in Berlin war er bis 1903 Betriebsassistent bei der AEG und dann zwei Jahre Einkäufer bei der Daimler-Motoren-A.-G. Berlin-Marienfelde. 1905 trat er als Mitinhaber in die Maschinenfabrik Ernst Franke in Berlin ein, der er durch seinen unermüdlichen Fleiß zu bedeutendem Aufschwung verhalf. Im Jahre 1925 gründete er ein Ingenieurbüro, in welchem er bis zu seinem Tode tätig war. Mitten aus seinem arbeitsreichen Leben erlag er am 30. Dezember 1928 einer Lungenentzündung.

#### HANS USENER.

Am 18. Juni 1929 verschied nach kurzer Krankheit an Lungenentzündung Dr. Hans Usener, geboren am 31. Dezember 1872 als Sohn des Geheimrates Prof. Dr. phil. Hermann Usener in Bonn. Usener besuchte das Gymnasium in Bonn, studierte zunächst Medizin, um sich später dem Studium der Physik zu widmen. Nach einigen Assistentenjahren begann er 1902 seine praktische Tätigkeit im Torpedolaboratorium der Marine. Von dort kam er als technischer Physiker zur Firma Neufeldt & Kuhnke in Kiel, wo er bald Mitinhaber wurde. In stetiger intensiver Arbeit legte er den Grundstein für die technisch-wissenschaftlichen Arbeiten dieser Firma. Insbesondere entstammen seinen Arbeiten die Fernzeigeranlagen, sowie die vielen für die Marine entwickelten Spezialeinrichtungen der Firma Neufeldt & Kuhnke.

Dr. Usener besaß eine außerordentliche tiefe Geistes- und Herzensbildung. Er hat seine Umgebung und besonders auch seine engeren Mitarbeiter auf allen Gebieten des menschlichen Geistes und des praktischen Lebens befruchtet und hinterläßt eine große Zahl trauernder Fachkollegen.

#### WALTER VASSEL

entstammte einer Kaufmannsfamilie in Freienwalde a. d. O., wo er am 13. März 1871 geboren wurde. Nach Besuch des Askanischen Gymnasiums in Berlin studierte er von 1891 bis 1897 an der Technischen Hochschule Charlottenburg, an welcher er das Diplomexamen bestand. Seiner Militärpflicht genügte er bei der Werftdivision der Marine und war dann auf verschiedenen Werften und Maschinenfabriken als Ingenieur tätig, zuletzt, ab Ostern 1914, bei der Firma Borsig in Tegel als Oberingenieur. Im Krieg tat er Dienst bei der Marine, und zwar als Flieger und beim Stab des Befehlshabers der Luftstreitkräfte. Nach dem Kriege kehrte er zur Firma Borsig zurück und war dort bis zu seinem Tode, der ihn am 25. Dezember 1928 nach kurzem Krankenlager hinraffte, tätig.

## LUDWIG WENDEMUTH.

Am 30. Juni 1929 war Oberbaudirektor Dr.-Ing. L. Wendemuth aus seinem Amte geschieden, aus welchem Anlaß ihm der Senat in Anerkennung seiner 45-jährigen Arbeit für den Staat und seiner hervorragenden Verdienste um Planung und Ausbau des hamburgischen Hafens den Dank Hamburgs aussprach. Nicht lange sollte er sich des wohlverdienten Ruhestandes erfreuen; schon in der Nacht vom 21. zum 22. September setzte ein Schlaganfall seinem tätigen Leben das Ziel.

Ludwig Wendemuth ist am 8. August 1860 in Kassel geboren. Nach Beendigung seiner technischen Studien und nach erster praktischer Betätigung kam er 1882 nach Hamburg und trat am 2. Januar 1884 in die Dienste der Hamburgischen Wasserbaudirektion. Bereits bei den um diese Zeit beginnenden umfangreichen und schwierigen Zollanschlußbauten gelang es ihm, sich das Wohlwollen seiner Vorgesetzten zu sichern. Im Jahre 1887 wurde ihm alsdann die planmäßige Stelle eines Wasserbaukondukteurs übertragen, 1892 wurde er Vorstand der Bauabteilung linkselbischer Häfen und 1897 als Wasserbauinspektor wieder in die Hauptverwaltung zurückberufen, wo er das Dezernat für den Hafenaufbau übernahm und 1901 zum ständigen Vertreter des Wasserbaudirektors ernannt wurde. Nach dem Tode des Wasserbaudirektors Buchheister 1903 war es Wendemuth, der dem Senat riet, die Hamburg infolge der Berufung Bubendey's auf den Lehrstuhl für Seehafenaufbau an der Technischen Hochschule Charlottenburg verlorengegangene wertvolle Kraft wiederzugewinnen. Wendemuth betrachtete es als seine besondere Aufgabe, Bubendey zu ermöglichen, sich in erster Linie dem Strom und den damit verbundenen großen Aufgaben zu widmen, ihn jedoch hinsichtlich der Aufgaben des Hafens kräftig zu entlasten. So sind der Ausbau der Kuhwärder Häfen, der Elbtunnel und die St.-Pauli-Landungsbrücken sowie die an den Abschluß des Köhlbrandvertrages von 1908 anschließenden Hafenerweiterungen und in Cuxhaven die neuen Anlagen sowohl für den überseeischen Passagierverkehr als für die Seefischerei in Entwurf und Ausführung zur Hauptsache sein Werk. Der Ausbruch des Weltkrieges machte dem emsigen, tatfrohen Schaffen ein vorläufiges Ende; im Mai 1919 starb Bubendey und an seiner Stelle wurde Wendemuth nunmehr die Leitung des gesamten Strom- und Hafenaufbaues übertragen, in welcher Stellung er 1921 den Titel eines Oberbaudirektors erhielt. Nun galt es, den Hafen den veränderten Bedürfnissen der Nachkriegszeit anzupassen und ihn in jeder Beziehung wettbewerbsfähig zu erhalten, eine Aufgabe, in der der Verstorbene mit seinem absoluten zielsicheren Willen, seiner großen Bauerschaft und seinem ausgezeichneten konstruktiven Gefühl, das ihm ermöglichte, allen Einzelheiten der Bauwerke nachzugehen, völlig aufging. Seine rastlose Tätigkeit sollte die Beratung des Senats bei den Verhandlungen über die Hamburgisch-Preußische Hafengemeinschaft abschließen.

Des Verstorbenen Rat und Unterstützung wurde in Angelegenheiten des Hafens vielfach in Anspruch genommen; wiederholt haben ihm im Laufe der Jahre Studien- und gutachtliche Äußerungen in die europäischen Länder und nach Amerika geführt. 1921 verlieh ihm die Technische Hochschule Hannover

„in Anerkennung seiner hervorragenden Verdienste um die Entwicklung des Hamburger Hafens und die konstruktive Durchbildung seiner Bauwerke“ die akademische Würde eines Dr.-Ing. e. h., der 1928 die Hannoversche Hochschulgemeinschaft die Verleihung der Karmasch-Denkmünze hinzufügte. Auch in die Akademie des Bauwesens war Wendemuth 1923 berufen worden.

So schloß mit seinem Hinscheiden ein ungemein tätiges Leben, das aufging in der Sorge um den Hamburger Hafen, das sich für alle damit zusammenhängenden Belange voll und ganz einsetzte.

#### JOSEF ZIMNIC.

Am 21. September 1929 verschied an einer Lungenentzündung in Wiener Neustadt der Kriegsmarine-Maschinenbau Oberingenieur II. Klasse Josef Oskar Zimnic.

In Hermannstadt in Siebenbürgen als Sohn des Ing. Karl Zimnic am 29. März 1862 geboren, trat Josef Oskar Zimnic nach Absolvierung der technischen Hochschule in Wien im Jahre 1884 als Maschinenbau-Ingenieur in die Dienste der österr. Kriegsmarine, woselbst er 7 Jahre größtenteils als leitender Maschinenbau- und Betriebsingenieur auf Kriegsschiffen eingeschifft, die übrige Zeit bis zum Jahre 1907, teils im Seearsenale zu Pola im Konstruktionsbüro als Objektsleiter für Torpedofahrzeuge, Kreuzer und Schlachtschiffe, teils als Werkstättenchef erfolgreich tätig gewesen ist. Auf der Werft des Stabilimento tecnico in Triest, der Schichau-Werft in Elbing und der Danubius-Werft war der Verstorbene mit der Bauleitung verschiedener Schiffsmaschinen-Neubauten seitens der österr. Kriegsmarine betraut. Einem Rufe der Firma Danubius in Budapest folgend, trat er aus dem aktiven Dienst in der Kriegsmarine in die Reserve über. Unter seiner Leitung als Direktor der Kriegsschiffsmaschinen-Abteilung der Danubius-Werft hat er alle Typen von Kriegsschiffsmaschinen für Torpedoboote, Kreuzer und Schlachtschiffe gebaut; es waren dies die ersten Kriegsschiffsmaschinen, die in Ungarn erbaut worden sind.

Mit dem Weltkriegsende endete die berufliche Tätigkeit des Verstorbenen; ein neuralgisches Leiden ließ ihn den wohlverdienten Ruhestand nicht genießen, bis schließlich eine Lungenentzündung seinem Leben ein Ende setzte.

**Vorträge**  
der  
**Sommerversammlung 1929.**

## IV. Das Großmotor-Frachtschiff.

Von Dr. Wm. Scholz, Hamburg.

Die Entwicklung der Ölmaschine zum Antrieb großer seegehender Frachtschiffe hat sich im wesentlichen in den Nachkriegsjahren vollzogen.

Die wenigen seegehenden Schiffe, die vor dem Kriege, nicht zuletzt von deutschen Reedereien in Auftrag gegeben worden sind, waren Einzelausführungen, die vielfach ohne genügende Kenntnis der besonderen Anforderungen, die das Dieselprinzip an die Durchbildung einer Schiffsmaschine stellte, entworfen wurden.

Die Verwendung ungeeigneter Materialien für die Zylinderdeckel und Kolben, nicht genügende Beherrschung geeigneter Formgebung, um Materialspannungen beim Guß und im Betriebe zu verhindern, unzulängliche Erfahrungen für die zweckdienliche Ausbildung der Kühlung und Schmierung führten notwendigerweise zu Rückschlägen und Mißerfolgen, die es verständlich machten, daß kurz vor dem Kriege eine starke Zurückhaltung der in- und ausländischen Reederkreise, weitere Aufträge auf Motorschiffsbauten zu erteilen, zu beobachten war.

Selbst große Werften, die auf Grund ihrer langjährigen Erfahrungen im Schiffsdampfmaschinen- und Turbinenbau glaubten, das Dieselprinzip durch reine Überlegungen am Konstruktionstisch ohne weiteres auf den Schiffsmotor übertragen zu können, mußten sehr bald einsehen, daß nur eingehende, schrittweise Prüfstandserprobungen und Borderfahrungen die Unterlagen liefern konnten, um einen bordgerechten Schiffsmotor zu entwickeln, der in seiner Betriebssicherheit der Schiffsdampfmaschine nicht nachstand, in seiner Wirtschaftlichkeit sie überbot.

Zu erinnern ist an die in großzügiger Weise von der Hamburg-Amerika-Linie in Auftrag gegebene Reihe großer Motorschiffe:

„Primus“ — ausgerüstet mit zwei, mit gegenläufigen Kolben, in Tandemanordnung arbeitenden Junkers-Motoren.

„Secundus“ — der, nachdem die erste Absicht, das Schiff mit einer doppelwirkenden Motoranlage auszurüsten, infolge nicht befriedigender Werkstattversuche aufgegeben worden war, mit einer einfachwirkenden Zweitaktmaschine mit Wälzhebelsteuerung fertiggestellt wurde.

„Monte Penedo“ — Hamburg-Südamerikanische Dampfschiffahrtsgesellschaft, der mit einer Sulzer-Maschine versehen war, die infolge strenger Anlehnung an die Schiffsdampfmaschine unbefriedigende Betriebsergebnisse lieferte;



schließlich das erste in Betrieb gekommene Motorschiff mit „doppeltwirkenden“ Zweitaktmaschinen „Fritz“, von der Firma Blohm & Voss für eigene Rechnung erbaut, das erst während des ersten Kriegsjahres seine Probefahrt unternahm, um später an den Feindbund abgeliefert zu werden; weiter die Motorschiffe „Wotan“ der D.A.P.G., „Hagen“ und „Loki“, alles Konstruktionen, die, soweit sie überhaupt für mehrere Reisen in Betrieb gekommen sind, den Reedereien zu Nachbestellungen keine Veranlassung boten.

Eine einzige Ausnahme machte das von der HAL 1912 gekaufte Motorschiff „Fionia“, erbaut von der Schiffswerft von Burmeister & Wain, Kopenhagen, das unter dem Namen „Christian X.“ der Flotte der HAL einverleibt wurde.

Das Schiff war während 1½ Jahren auf der Route New-York—Brasilien im Dienst, kam im Frühjahr 1914 nach Europa zurück, um einigen Umänderungen auf Grund der gewonnenen Borderfahrungen unterzogen zu werden und trat nach erledigtem Umbau seine Ausreise an, auf der es, im Roten Meer vom Kriege überrascht, den Hafen von Massaua aufsuchte und dort nach Kriegsausbruch von Italien mit Beschlag belegt wurde.

Die Kriegsjahre 1914—1918 ließen den Motorschiffbau für Handelsschiffe auf den Werften der Zentralmächte praktisch zum Stillstand kommen.

Auch den Schiffbauanstalten des feindlichen Auslandes blieb keine Zeit, die Schiffsölmaschine für Fracht- und Fahrgastschiffe weiter zu entwickeln, da auch dort alle Kräfte daran gesetzt wurden, die während der Kriegsjahre verlorengegangene Schiffsräume so rasch wie möglich zu ersetzen und mit durchgebildeten Schiffsmaschinentypen auszurüsten, ohne sich auf langwierige und kostspielige Experimente einzulassen.

So blieben während der Kriegsjahre nur zwei nicht in die allgemeinen Wirren einbezogenen Schiffbauländer — Holland und Dänemark — übrig, die sich ungestört der Entwicklung der Schiffsdieselmachine widmen konnten.

Die Förderung des Großschiffsmotors war in beiden Ländern um so wirksamer, da man davon ausgegangen war, eine Schiffsdieselmachine einfachsten Aufbaus zu entwickeln und hierfür den „einfachwirkenden Viertaktmotor“ gewählt hatte.

Das kleine Motortankschiff „Vulcanus“, ausgerüstet mit einer Werkspoor-Maschine, kann als das erste überhaupt in Dauerbetrieb gekommene Motorschiff bezeichnet werden, während das von der Firma Burmeister & Wain im Jahre 1912 für die Ostasiatische Compagnie, Kopenhagen, in Fahrt gesetzte Motorschiff „Selandia“ als das erste seegehende Motorschiff angesprochen werden kann, das bis zum heutigen Tage, seit seiner Indienstellung, zur vollen Zufriedenheit seiner Reederei auf langen Reisen nach dem fernen Osten fährt, ohne daß bis jetzt eine ernste Betriebsstörung aufgetreten wäre.

Wenn in der folgenden Liste (Abb. 1) eine Übersicht über die bis zum heutigen Tage gebaute Tonnage an Motorschiffen über 2000 Br.-Reg.-T. gegeben wird, unterteilt nach den verschiedenen Bauarten, so geschieht das nicht, um hieraus die Überlegenheit einer einzelnen Motorbauart über die andere zu folgern, sondern um

1. eine Übersicht über die zur Zeit für große Motorfrachtschiffe überhaupt in Betracht kommenden Konstruktionen zu geben,
2. ein Bild der gesamten Motorschiffstonnage im Verhältnis zur Welttonnage und der im Augenblick im Bau befindlichen Motorschiffstonnage im Verhältnis zur Welttonnage zu entrollen, und
3. eine nachdenkliche Betrachtung anzustellen, warum gerade eine einzelne Konstruktion, wie sie der einfachwirkende Viertaktmotor in der Bauart Burmeister & Wain darstellt, lange Jahre eine so überragende Stellung auf dem Gebiete des reinen Frachtmotorschiffsbaues erringen konnte.

Die durch die Liste gegebene Übersicht spricht für sich selbst. Neben der Burmeister & Wain-Maschine, die heute als einfach- und doppeltwirkende

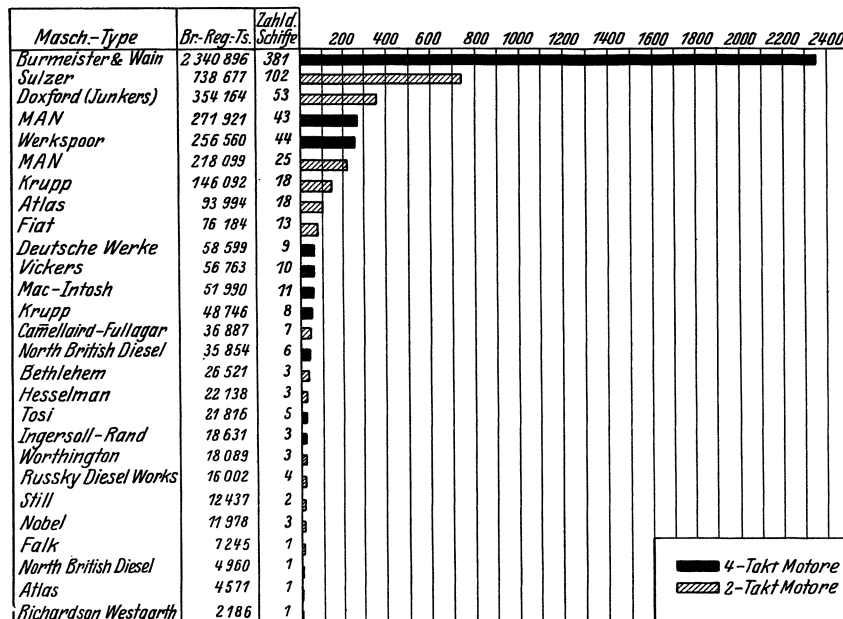


Abb. 1. Übersicht der am 30. April 1929 in Fahrt befindlichen Motorschiffe über 2000 Br.-Reg.-Ts. nach Lloyds Register.

Maschine gebaut wird (mit letzterer sind zur Zeit 16 große Fracht- und Fahrgastschiffe im Betriebe und im Bau), haben die weiteste Verbreitung die Sulzer-Maschinen, als einfachwirkender Zweitaktmotor, sowie die MAN-Maschinen gefunden, die, nachdem die MAN mit Kriegsbeendigung den Bau von Zweitaktmaschinen zeitweise eingestellt hatte, die Viertaktmaschine, außer ihrer Type als Schnellläufer, auch als große, langsam laufende Maschine für Frachtschiffe entwickelte, um schließlich in jüngster Zeit mit vollem Erfolg auch den Bau großer doppeltwirkender Zweitaktmaschinen aufzunehmen.

Zu erwähnen bleibt noch die Bauart AEG-Deutsche Werft, die, wenn sie auch an Zahl ihrer Ausführungen sich mit den vorgenannten Maschinenbauarten nicht messen kann, doch in der von ihr geschaffenen Konstruktion der ersten „kompressorlosen“ doppeltwirkenden Zweitaktmaschine großer Einheiten, wie sie für die Schiffe der Ostasienklasse der HAL in den beiden letzten Jahren zur Ausführung gekommen ist, mit an erster Stelle zu nennen ist.

Die zur Zeit im Betrieb befindliche Motorschiffstonnage repräsentiert 10 % der gesamten am 1. Januar 1929 vorhandenen Weltschiffstonnage von insgesamt annähernd 70 Millionen Br.-Reg.-Ts.

Dagegen stellt die am 1. April 1929 im Bau gewesene Motorschiffstonnage bereits annähernd 50 % der gesamten Neubautonnage von 1,119 Millionen Br.-Reg.-Ts. zur Zeit dar.

Schlagender als irgendein anderer Beweis zeigt diese Zahl, wie nach anfänglicher, nur sehr zögernder Inbaugabe von Motorschiffen besonders England, trotz des Fehlens einer eigenen führenden nationalen Konstruktion — die Doxford-Maschine mit gegenläufigen Kolben ist aus der deutschen Junkers-Maschine entwickelt —, sich aus nüchterner Erwägung heraus der wirtschaftlichen Vorteile des Motors nicht länger verschließen wollte und Linien- und Trampreedereien sich in einem von Jahr zu Jahr zunehmenden Maße dem Bau von Motorschiffen zuwenden.

Betrachtet man das Verhältnis der Motorschiffs-Tonnage in den einzelnen Ländern, so zeigt sich, daß in Dänemark und Norwegen je 42 % der gesamten Schifffahrts-Tonnage bereits für Motorantrieb eingerichtet sind, während Schweden mit 38 %, Deutschland mit 17 % und England mit 10 % folgen.

Untersuchen wir die Gründe, die maßgebend waren, daß die einfachwirkende Viertaktmaschine, besonders in der Bauart Burmeister & Wain, einen so weitgehenden Vorsprung in der Frachtschiffahrt bis auf den heutigen Tag erringen konnte.

Die Gründe sind mannigfache, konzentrieren sich aber, auf eine einfache Formel gebracht, auf

a) den klaren und übersichtlichen Aufbau, der mit den Konstruktionsgrundprinzipien des Dampfmaschinenbaues bricht und eine den besonderen Anforderungen des Dieselverfahrens entsprechende Maschine entwickelt,

b) auf die relativ niedere Belastung der Maschine, die nur im Laufe der Jahre schrittweise gesteigert wird, soweit durch praktische Erfahrungen im Betriebe und in der geeigneten Formgebung der Konstruktionselemente und durch die Verwendung hochwertigen Konstruktionsmaterials eine Steigerung der mittleren indizierten Drucke zulässig erscheint, ohne die Betriebssicherheit des Gesamtmotors zu gefährden.

In der folgerichtigen Beobachtung dieser beiden Gesichtspunkte liegt das Geheimnis für die Konstruktion des betriebssicheren Motors, wie ihn die Schifffahrt braucht.

So einfach sich diese beiden Feststellungen anhören, so schwierig ist ihre Übertragung auf die Praxis.

Die nächsten Bilder geben eine Übersicht über einige in den ersten Jahren des Schiffsmotorbaues ausgeführte Maschinen, und zwar:

1. „Selandia“ — Viertakt Burmeister & Wain, mit abgetrennten Hilfsmaschinen (Abb. 2),

2. „Monte Penedo“ — Sulzer-Zweitakt, mit angehängten Kühlwasser- und Lenzpumpen, die die Zugänglichkeit außerordentlich erschweren (Abb. 3),

3. „Wotan“ — Carels Zweitaktmotor, mit angehängter Kühlwasserpumpe, mit Schwinghebelantrieb in offener Bauart (Abb. 4).

Die grundlegenden Unterschiede der Burmeister & Wain-Maschine gegenüber allen anderen, in den ersten Entwicklungsjahren gebauten Schiffsmotoren können kurz in folgenden Punkten zusammengefaßt werden:

1. Alle Hilfseinrichtungen — mit Ausnahme des Einblase - Luftkompressors — werden vom Motor abgetrennt.

2. Alle Lagerstellen sowie die Triebswerkteile und die Arbeitszylinder erhalten automatische Druck-Schmier-einrichtung.

3. Als Folge davon wird der Motor als vollkommen geschlossene Maschine entwickelt.

4. Die Zugänglichkeit der Triebswerkteile wird durch große, leicht zu hand-

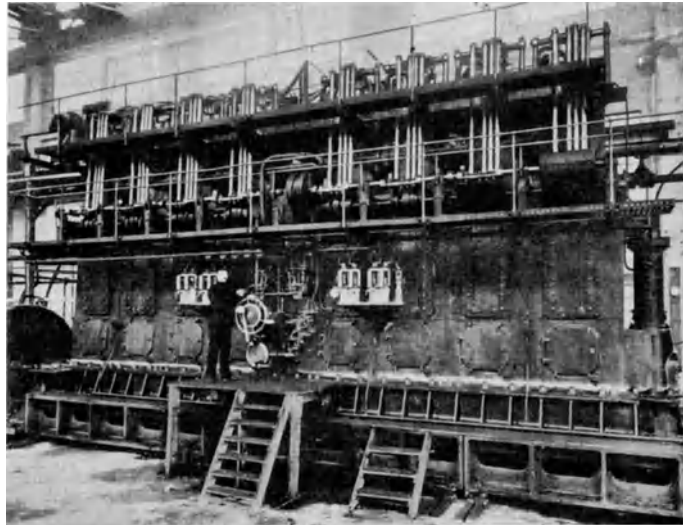


Abb. 2. Erste Burmeister & Wain einfachwirkende Schiffsölmaschine. Motorschiff „Selandia“.

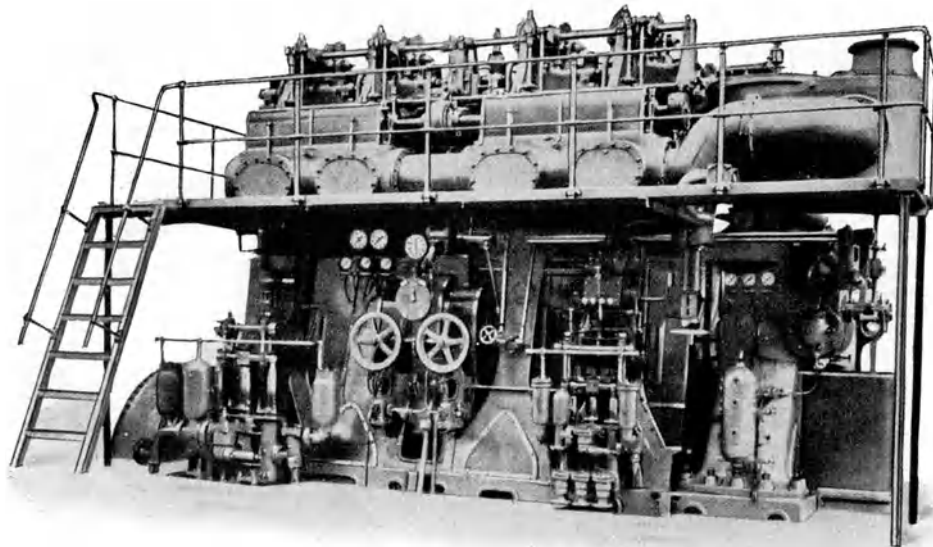


Abb. 3. Sulzer-Zweitaktmotor (1913). Motorschiff „Monte Penedo“.

habende Türen, die aber andererseits unbedingt öldicht sind, um jegliche Ölverluste zu vermeiden, gesichert.

5. Um die Triebswerkteile für Überholungszwecke leicht ausschwingen zu

können, werden die Maschinenstände nicht auf Mitte Kurbelzapfen, wie bisher im Schiffsmaschinenbau üblich, sondern auf Mitte Kurbelwellenlager gesetzt.

Eine grundsätzliche Anordnung, die im Laufe der Jahre von fast allen Schiffsmotore bauenden Firmen übernommen worden ist.

6. Die Arbeitszylinder werden nicht einzeln, sondern in Gruppen oder Blöcken angeordnet, um eine bessere Längsversteifung der Maschine zu erzielen.

Diesen grundlegenden Aufbau weisen bereits die ersten von Burmeister & Wain auf dem Motorschiff „Selandia“ zum Einbau gebrachten Motoranlagen auf, aber Jahre vergingen, ehe die übrigen, Schiffsmaschinen bauenden Firmen, folgten, kein Wunder also, daß die Reedereien, die Burmeister & Wain-Maschinen besaßen und ihre Vorzüge

kennen und schätzen gelernt hatten, nicht ohne weiteres willens waren, von dieser Konstruktion abzugehen. So bleibt es erklärlich, daß viele Jahre hindurch namhafte Großreedereien jede Ölmaschine ablehnten, die nicht dem obengenannten, grundsätzlichen Aufbau entsprach.

Heute sind die vorerwähnten Prinzipien zu einem großen Teil Gemeingut aller Schiffsmotore bauenden Firmen geworden und damit kann heute kaum noch von einer ausgesprochenen Überlegenheit der einen Motorbauart über die an-

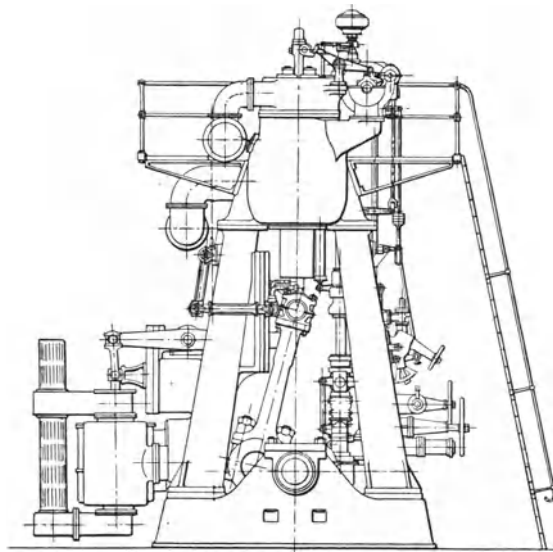


Abb. 4. Carèls Zweitaktmotor (1913). Motorschiff „Wotan“.

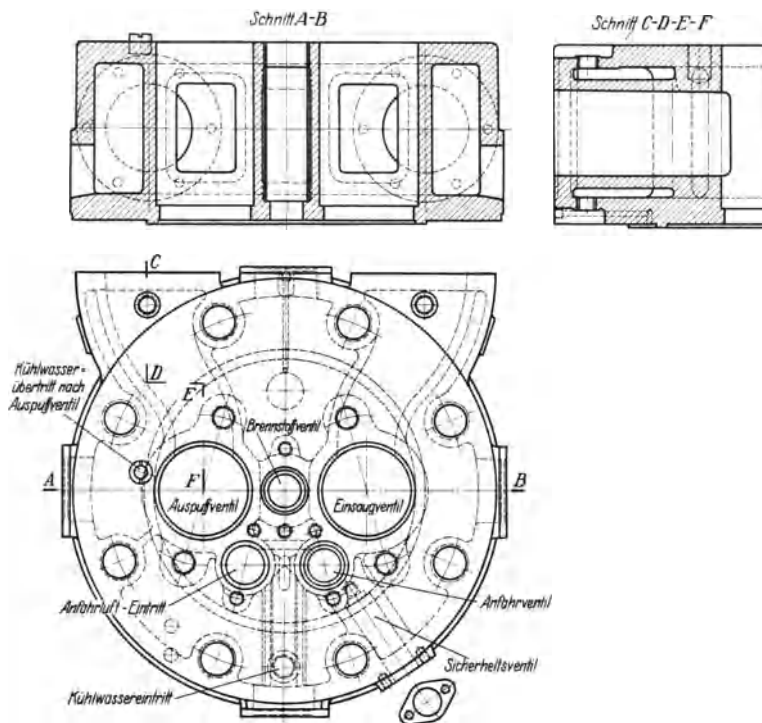


Abb. 5. Zylinderdeckel. Bauart Burmeister & Wain (1912).

dere gesprochen werden. Gerade dieser Umstand der Angleichung, im äußeren Aufbau, hat dazu geführt, daß eine um so schärfere Differenzierung der konstruktiven Einzelheiten, vor allem

1. der Zylinderdeckel,
  2. der Kolben,
  3. der Kühlung,
  4. der Brennstoffversorgung und der Schmierung
- eingetreten ist.

Auf die wesentlichen Einzelheiten der verschiedenen Bauarten einzugehen, würde einen Vortrag für sich erfordern. Es sollen daher nur die wichtigsten Neuerungen und notwendigen Einrichtungen, soweit sie Schmierung und Kühlung betreffen, erläutert werden, die besonders für die Betriebssicherheit des in langen Fahrten stark beanspruchten Großmotorschiffes erforderlich sind.

1. Der Zylinderdeckel der Dieselmotoren war sowohl für die Viertakt- als auch für die Zweitaktmaschinen in den ersten Jahren der Motorschiffahrt ein stetes Schmerzenskind und ist es für manche Bauart bis auf den heutigen Tag geblieben.

Allgemein bekannt sind die früher oder später eintretenden Wärmespannungsrisse, die in der Regel vom Brennstoffventil zum Auslaßventil führen, als eine Folge ungenügender Wärmeabfuhr und des Wärmestaus an den großen Wandstärken, der durch die Verwendung von Gußeisen als wesentliches Konstruktionsmaterial kaum zu vermeiden ist.

Da besonders mit Zunahme der Zylinderdurchmesser im Laufe der Jahre auch die Deckelwandungen größer und größer werden mußten, so blieben, sobald eine gewisse Verschmutzung der Kühlwasserräume eingetreten war, die bei ihrer Unzugänglichkeit in den meisten Fällen kaum einer sorgfältigen Reinigung unterzogen werden konnten, Wärmespannungsrisse nach kürzerer oder längerer Betriebszeit nicht erspart.

Ein Vergleich der Zylinderdeckel einer der ersten von Burmeister & Wain gebauten Maschine (Baujahr 1912, Abb. 5) mit einer Bauausführung 10 Jahre später (M/S Odenwald 1922, Abb. 6) sowie der heutigen Ausführung eines Zylinderdeckels für eine einfachwirkende Viertaktmaschine, wie sie zurzeit auf der Deutschen Werft im Bau ist (Abb. 7), zeigt die konstruktive Entwicklung des Deckels, der unter Zugrundelegung der für Viertaktmaschinen dieser Bauart üblichen mittleren Belastung, sofern kein Fehler im Betriebe und in der Wartung unterläuft, eine Mindestlebensdauer von 5—10 Jahren aufweisen dürfte.

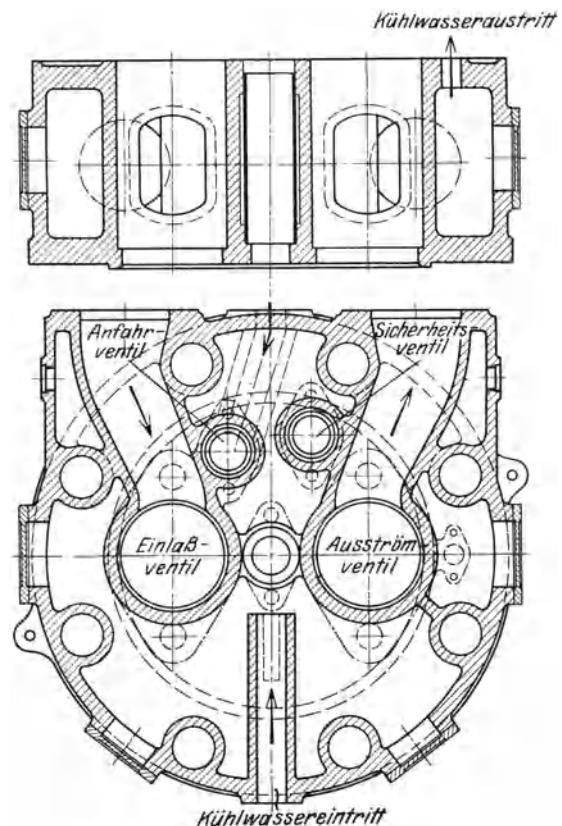


Abb. 6. Zylinderdeckel. Bauart Burmeister & Wain (1922).

Die von den verschiedenen Baufirmen im Laufe der Jahre versuchten Sonderkonstruktionen können durchweg heute als überholt gelten, da bei zweckdienlicher Formgebung und Verwendung eines geeigneten Gußeisenmaterials das Auftreten von Wärmespannungsrissen nicht mehr zu den Sorgen des Motorbaues gehört.

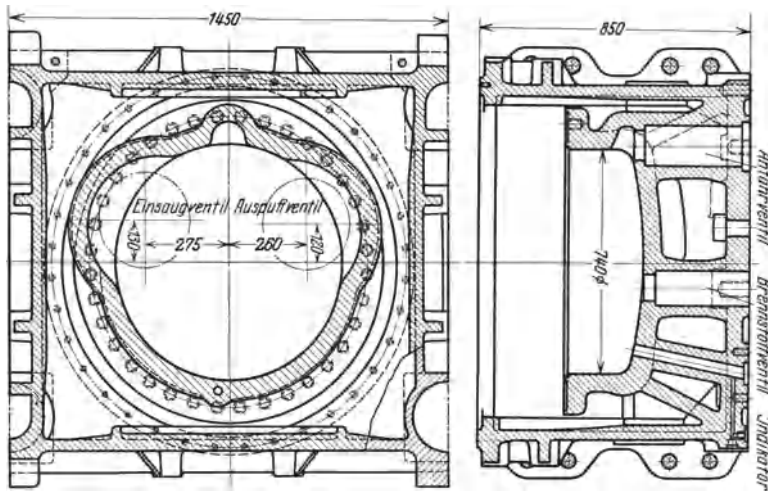


Abb. 7. Zylinderdeckel. Bauart Burmeister & Wain (1929).

Trotz alledem hat die fortschreitende Technik nicht geruht, durch Einführung anderer Materialien die Festigkeit der Zylinderdeckel weiter zu erhöhen.

Als wichtigster Fortschritt kann der in jüngster Zeit von der AEG konstruierte „flußeiserne Zylinderdeckel“ gelten, der nach einem patent-

rechtlich geschützten Verfahren im Wasserstoffbade (Abb. 8) gelötet wird und, wie aus der Abb. 9 zu ersehen ist, infolge der größeren Materialfestigkeit mit erheblich geringeren Wandstärken, als es beim gußeisernen Deckel möglich ist, hergestellt werden kann.

Da der Aufbau des Deckels aus Flußeisenblechen, Rohren und geschmiedeten und bearbeiteten Fassonstücken erfolgt, sind in allen Teilen des Deckels gleiche Wandstärken und daher eine gleich gute Kühlwirkung sichergestellt.

Kernversetzungen, wie sie bei dem gußeisernen Deckel so oft vorkommen, und Materialspannungen, die auch durch Ausglühen nicht immer vollständig beseitigt werden konnten, gehören der Vergangenheit an.

Ein erster derartiger Deckel ist auf dem von der Deutschen Werft erbauten Motorschiff „Kulmerland“ (Abb. 10 und 11) seit einigen Monaten in Betrieb; gleiche Deckel sind von der HAL für die Schiffe der Münsterlandklasse zum Ersatz von gußeisernen Deckeln, die stark zur Ribbildung neigten, in Auftrag gegeben worden.

Wenngleich die Kosten für die Anfertigung derartiger flußeiserner Deckel naturgemäß höher sind, so dürften sich diese doch bald bezahlt machen, da die gewährleistete Lebensdauer des flußeisernen Deckels mindestens die dreifache gegenüber einem gußeisernen Deckel beträgt.

2. Die Konstruktion der Kolben einfachwirkender Maschinen kann an dieser Stelle übergangen werden, da sie im Laufe der Jahre für die verschiedenen Bauarten Standardausführungen geworden ist.

Sehr viel schwieriger ist der Wärmeübergang und die sich hieraus ergebenden Spannungen für die unter allen Umständen zu kühlenden Arbeitskolben doppelwirkender Maschinen zu beherrschen.

Während die Eintrittsstellen für das Kühlmittel bei den einfachwirkenden Kolben in Form von Tauchrohren oder Schwinghebelantrieb unmittelbar an den Kolbenboden angeordnet werden können, muß, um eine Schwächung des Stangenquerschnitts zu vermeiden, für Maschinen doppeltwirkender Bauart das Kühlmittel durch die hohl zu bohrende Kolbenstange zugeführt und abgeleitet werden.

Die einfachste Kühlrohranordnung einfachwirkender Motoren stellt das Tauchrohr dar, das für alle langsam laufenden Maschinen nahezu ausschließlich Verwendung findet, während es für Schnellläufer notwendig wird, zum Schwinghebelantrieb überzugehen, da die großen Massen der Tauchrohre bei schnellaufenden Ölmaschinen nicht mehr zu beherrschen sind. Dafür muß beim Schwinghebelantrieb der Nachteil in Kauf genommen werden, daß die Gelenke der Schwinghebel selbst bei sehr sorgfältiger Ausführung der Dichtung nur über eine kurze Lebensdauer verfügen.

Bei doppeltwirkenden Ma-

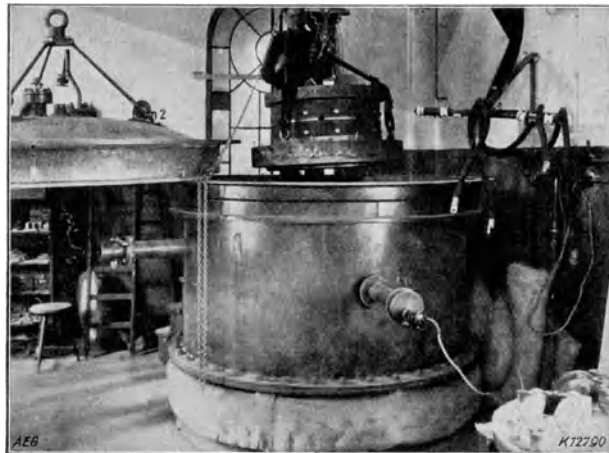


Abb. 8. Einsetzen des Zylinderdeckels ins Wasserstoffbad.

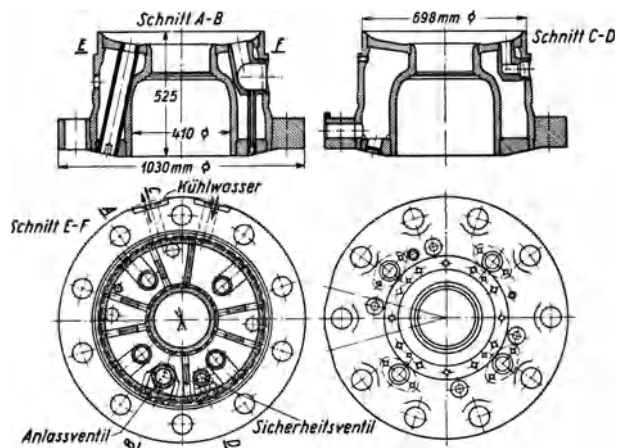


Abb. 9. Flußeiserner, gebauter Zylinderdeckel.



Abb. 10. Flußeiserner Zylinderdeckel. Motorschiff „Kulmerland“.

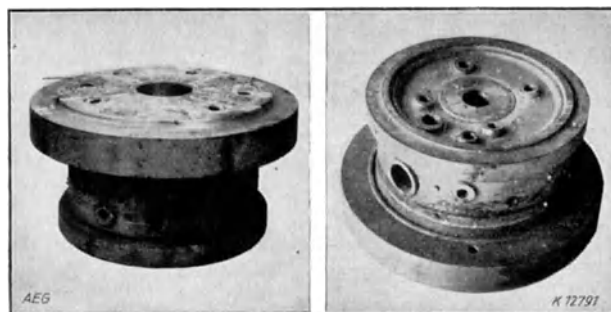


Abb. 11. Flußeiserner Zylinderdeckel. Motorschiff „Kulmerland“.

schinen wachsen die Schwierigkeiten für die Zu- und Abführung des Kühlmittels sehr erheblich.



Bekannt sind die im Laufe des letzten Jahres an Bord des italienischen Motorschiffes „Augustus“ aufgetretenen Kolbenstangenbrüche, die wahrscheinlich auf ein Vergüten des Materials und eine Schwächung der Kolbenstangen durch die Eintrittsstellen des Kolbenkühlwassers zurückzuführen waren, und die dazu geführt haben, für alle doppelwirkenden Bauarten Kühlwasser-Ein- und Austritte heute in der Achse der Kolbenstange anzuordnen.

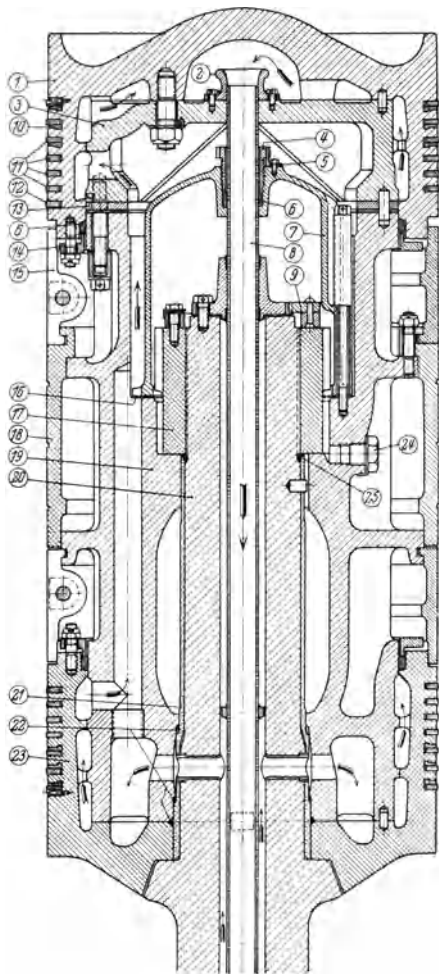


Abb. 12. Kolben einer doppelwirkenden AEG-Zweitakt-Ölmaschine.

der in seinem mittleren Teil ein gußeisernes Führungsstück (9) trägt.

Die obere und untere Kolbenkappe sind so auf dem Kolbenträger befestigt, daß sie sich nach oben und unten frei ausdehnen können.

Eine sorgfältige und einwandfreie Schmierung der Kolbenringe ist die Vorbedingung für ein gutes Dichthalten und eine längere Lebensdauer der Kolbenringe.

Von der Dichtigkeit der Kolben hängt der Wirkungsgrad der Maschine wesentlich ab; arbeiten die Kolbenringe mit zuviel Spiel, so wird das Schmieröl von den Ringen abgeblasen, was vermehrte Reibungsarbeit und Verschleiß der Ringe zur Folge hat.

Diese Ausführungsart hat zur Folge, daß am unteren Teil der Kolbenstange Traversen oder Schwinghebel angebracht werden müssen, durch die das Kühlwasser aus dem Kurbelraum zu den außerhalb der Maschine verlegten Zu- und Abflußleitungen geführt wird.

Während bei den Maschinen einfachwirkender Bauart bei zweckentsprechender Anordnung das Kühlmittel — sei es Wasser oder Öl — überhaupt nicht mit dem Kurbelraum in Verbindung zu kommen braucht, läßt es sich bei den Maschinen doppelwirkender Bauart nicht vermeiden, daß beim Ablauf die Oberfläche der Tauchrohre vom Öldunst in dem Kurbelgehäuse benetzt wird, und damit eine Möglichkeit entsteht, daß Öl in den Kühlwasserkreislauf eindringt.

Der in der Abb. 12 dargestellte Kolben einer doppelwirkenden AEG-Zweitaktmaschine besteht aus einer oberen und unteren aus S.-M.-Stahl bestehenden Kolbenkappe (1 und 19), die je 7 selbstspannende gußeiserne Kolbenringe tragen.

Auf der unteren Kolbenkappe, die gegen Festrosten auf der aus einem legierten Stahl bestehenden Kolbenstange durch eine aus Spezialmessing bestehende Buchse geschützt ist, baut sich der innere zweiteilige aus Stahlguß bestehende Kolbenkörper (8 und 17) auf,

Die den Verbrennungsräumen abgekehrten letzten Kolbenringe sind als Ölverteilungsringe ausgebildet, um das in die Zylinderlaufbüchse eingeführte Schmieröl möglichst gleichmäßig auf der Zylinderlauffläche zu verteilen.

Zu- und Abführung des Kolbenkühlwassers erfolgen durch die hohl gebohrte Kolbenstange, die mit einem aus nichtrostenden V 2a-Stahl bestehenden Einsteckrohr ausgerüstet ist, durch das das Kühlwasser zunächst der oberen Kolbenkappe und von hier, wie aus Abb. 12 ersichtlich, durch den inneren Kolbentrag-

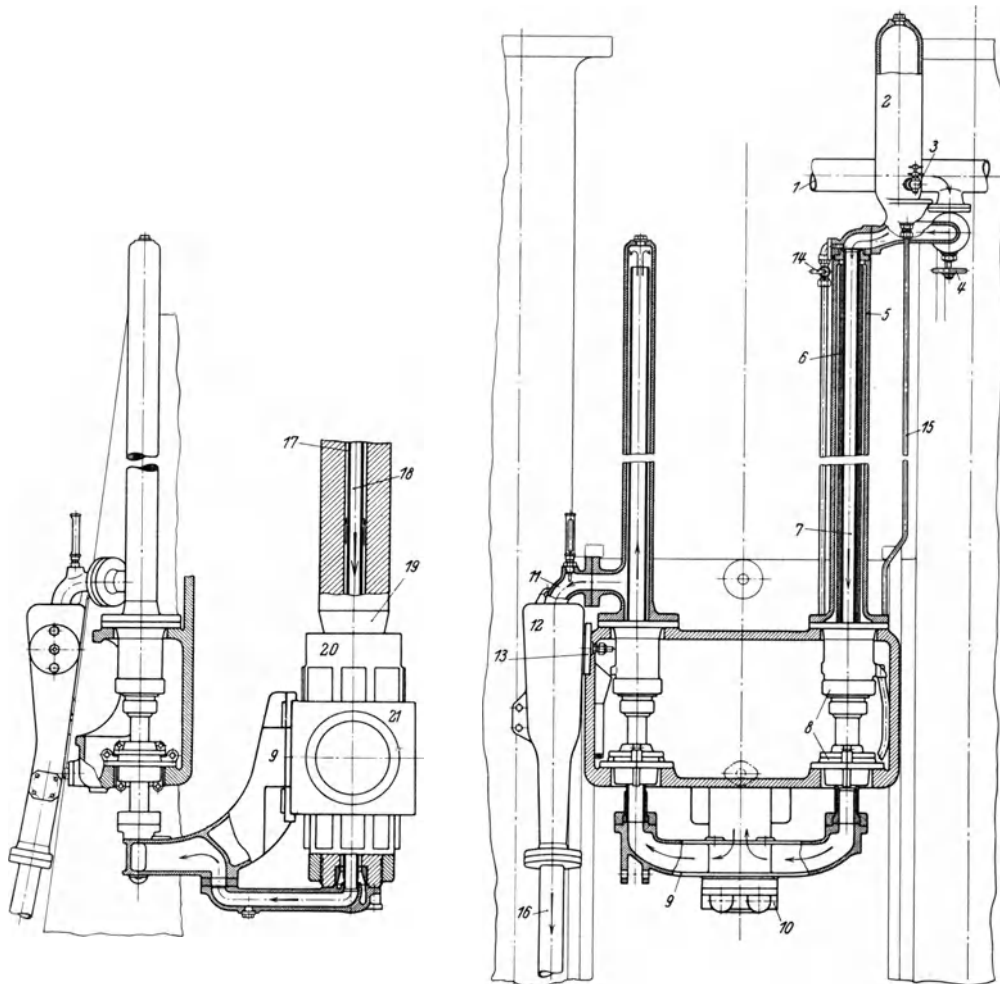


Abb. 13. Anordnung der Tauchrohre und des Tauchrohrträgers einer doppeltwirkenden Ölmaschine.

körper der unteren Kolbenkappe zugeführt wird, von der das Kühlwasser durch aufwärtsführende Kanäle zur oberen Kolbenkappe zurückgeleitet und durch den Ringraum zwischen der Kolbenstange und dem Einsteckrohr abgeführt wird.

Auf ähnlicher Konstruktionsgrundlage ist der Kolben der MAN durchgebildet. Auch dieser besteht aus einem oberen und unteren Kolbenkörper aus zähem dichten Stahlguß, zwischen denen ein gußeiserner Führungsring liegt, der mit wenig Spiel für zentrischen Lauf des Kolbens sorgt.

Auch der MAN-Kolben wird mit Wasser gekühlt, das durch ein besonderes Einsteckrohr in der hohl gebohrten Kolbenstange hochgeführt wird, am oberen

Kolbenboden austritt und durch verschiedene besonders geformte Rohrstutzen aus nichtrostendem Stahl bzw. Bronze in einem Umlauf die Innenwände des Kolbenkörpers bespült und schließlich zum unteren Kolbenkörper gelangt, von dem aus es durch eine Kolbenstangenbohrung dem inneren Ringraum der Kolbenstange zugeführt wird, um am unteren Ende der Kolbenstange axial auszutreten.

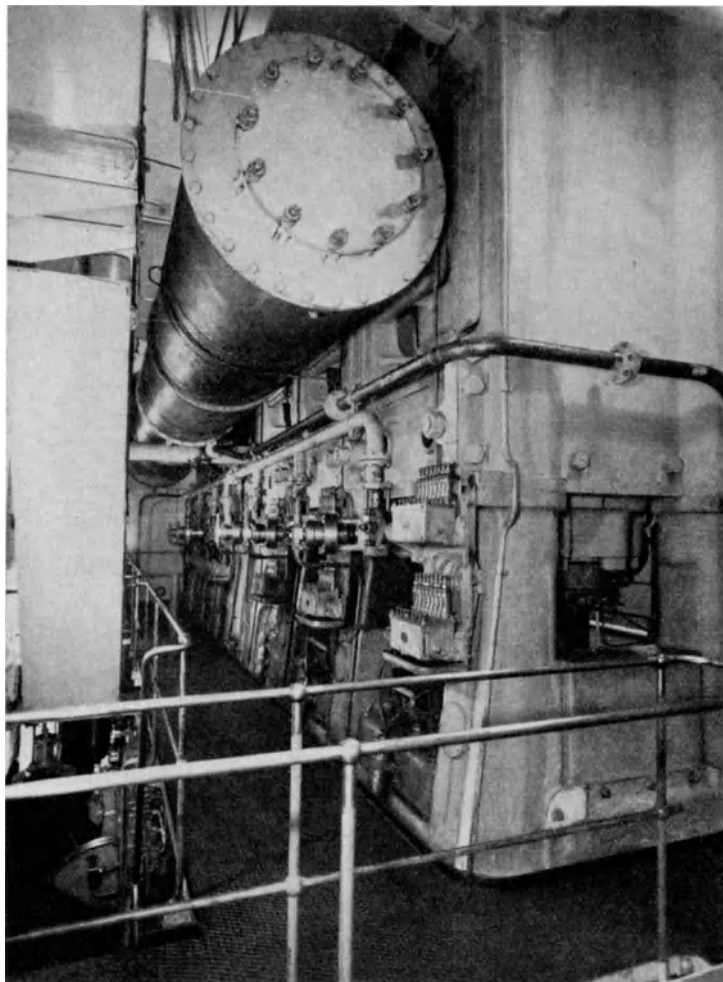


Abb. 14. Doppeltwirkende AEG-Zweitakt-Ölmaschine (untere Zylinderdeckelseite).

Das Kolbenkühlwasser wird nach und von der Kolbenstange durch Tauchrohre geleitet, die Verbindung zwischen den Tauchrohren und der Kolbenstange erfolgt durch einen besonderen aus Bronze oder Stahlguß hergestellten Posaenenträger, wie er in einer Bauart der AEG aus der Abb. 13 ersichtlich ist.

3. Kühlung. Das Kühlmittel für die Kolben der Ölmaschine kann entweder

Öl (Schmieröl),  
Seewasser oder  
Frischwasser

sein.

Öl kann unter Umständen bei kleineren Maschinenleistungen und dann vorzuziehen sein, wenn bei der Konstruktion der Maschinen sich nicht mit Sicherheit

ein eventuelles Eindringen des Kühlmittels in den Kurbelraum vermeiden läßt.

Für die Motore größerer Frachtschiffe in einfachwirkender Bauart sollte die Kühlung stets mit Seewasser vorgenommen werden, da dieses

1. in unbegrenzten Mengen zur Verfügung steht, so daß eine Rückkühlung des Kühlwassers nicht notwendig ist, und

2. auf offener See stets rein genug ist, so daß sich besondere Reinigungseinrichtungen für das Kühlwasser erübrigen.

Ist jedoch im Betriebe mit längeren Fahrten auf Revieren oder Flüssen zu rechnen, so ist eine Filterung des Kühlwassers zweckmäßig, sofern nicht, wie auf großen Motorfrachtschiffen vielfach üblich, eine besondere Ab-

stehkammer im Doppelboden vorgesehen wird, aus der die Kühlwasserpumpen saugen.

Wesentlich im Aufbau derartiger Motore ist jedoch, daß unter allen Umständen eine Trennung zwischen dem Kurbelraum und dem Arbeitszylinder vorgesehen wird, um bei Undichtigkeiten der Kolbenkühlung ein Eindringen des Kühlwassers in das Schmieröl zu vermeiden.

Die grundsätzliche Anordnung eines Zwischenbodens unterhalb des Arbeitszylinders ist gleichfalls eine typische Konstruktionseigenheit der Burmeister & Wain-Maschine, eine Ausführungsart, die lange Jahre gebraucht hat, ehe ihre Wichtigkeit und Bedeutung von anderen Konstruktionsfirmen erkannt und bei ihren Maschinen zum Einbau gebracht wurde.

Die in Abb. 14 dargestellte Ausführung einer doppeltwirkenden AEG-Zweitaktmaschine zeigt gegenüber den ersten MAN-Bauausführungen (Abb. 15), bei denen die Kolbenstangenstopfbuchse nur vom Kurbelraum zugänglich war, auch hier die grundsätzliche Änderung der Anordnung eines Zwischenbodens,

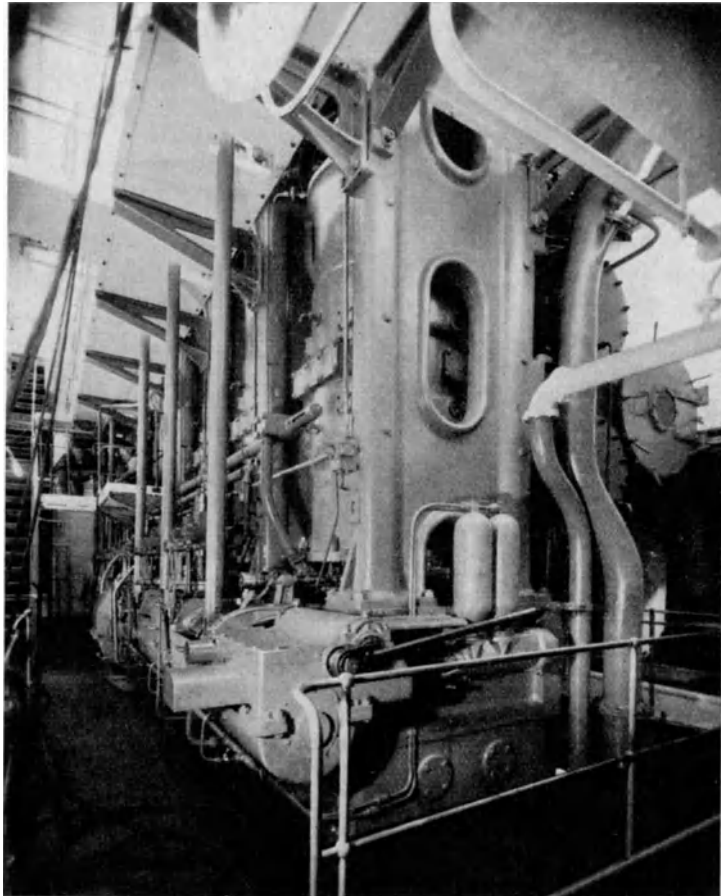


Abb. 15. Doppeltwirkende MAN-Zweitakt-Ölmaschine (erste Bauart 1927).

ähnlich der Burmeister & Wain-Maschine, so daß, wenn auch die Gesamtbauhöhe der Maschine etwas vergrößert wurde, doch eine bessere Zugänglichkeit des unteren Zylinderdeckels und der Stopfbuchse erreicht wurde.

Als Kühlmittel doppeltwirkender Maschinen kommt in erster Linie „Frischwasser“ in Betracht. Da dieses an Bord seegehender Schiffe nicht in ausreichenden Mengen zur Verfügung steht, muß eine Rückkühlung stattfinden. Die Anordnung der Rückkühlung erfordert einen großen Platzbedarf, sorgfältige Konstruktion der Apparate und erhebliche Kosten. Da die Rückkühlung durch Seewasser erfolgen muß, ist auf eine Seewasserbeständigkeit der Kühlersysteme besonderer Bedacht zu nehmen.

Verwendung von Kupferrohren sollte vermieden werden, und auch die üblichen Kondensatorlegierungen haben vielfach zu Beanstandungen Veranlassung gegeben, so daß man heute auf der ganzen Linie zur Verwendung der teuren, aber seewasserbeständigen Kupfer-Nickel Rohre übergegangen ist.

Eine Ausnahme macht die von Burmeister & Wain bei den doppelwirkenden Viertaktmaschinen ihrer Bauart benutzte Ölkühlung, bei der das aus dem Kolben zurückfließende Kühlöl durch den Ringraum eines die Kolbenstange umgebenden Hosenrohrs zurückgeleitet wird.

4. Brennstoffversorgung, Schmierung und Kühlung. Schon bei den ersten Motorschiffen wurden neben dem Treibölvorrat im Doppelboden oder in Hochtanks besondere Tagesverbrauchstanks angeordnet, die als Abstehtbehälter dienten, möglichst hoch im Maschinenraum angebracht waren und zylindrischen Querschnitt besaßen, um ihren Inhalt leicht eichen und den Brennstoffverbrauch dauernd kontrollieren zu können.

Derartige Behälter, die gewöhnlich paarweise angeordnet wurden, und deren Inhalt etwa auf den halben Tagesbedarf der Gesamtanlage festgesetzt wurde, ermöglichten, das ausscheidende Wasser abzupfen und die im unteren Teil der Behälter sich sammelnden mechanischen Verunreinigungen von Zeit zu Zeit zu entfernen.

Die Anordnung derartiger Behälter hat sich gut bewährt, man sollte, soweit der Platz im Maschinenraum dafür reicht, von dieser Anordnung nicht abgehen.

Bei der Forderung der Praxis, in der Dieselmachine nicht nur die hochwertigen Gasöle zu verbrennen, sondern nach Möglichkeit alle auf dem Weltmarkt zu kaufenden Öle im Motor zu verwenden, hat dazu geführt, eine noch weitgehendere Reinigung der Treiböle vorzunehmen, da besonders bei Ölen, die nicht frei von mechanischen Beimengungen sind, ein starker Verschleiß der

Kolbenringe und der Zylinderlaufflächen eintritt. Da diese in Schwebung befindlichen Teilchen auch nach längerer Abstehtzeit sich nicht niederschlagen, hat die Ausbildung besonderer Reinigungsapparate sich als erforderlich erwiesen, von denen im besonderen die Turbulo-Konstruktionen auf in- und ausländischen Motorschiffen weiteste Verbreitung gefunden haben.

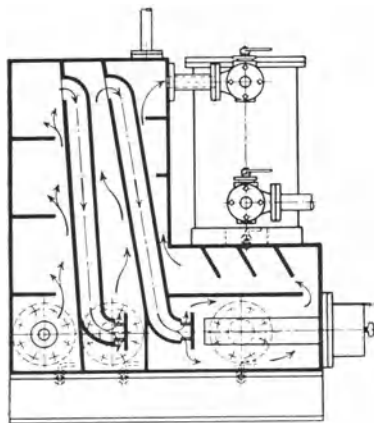


Abb. 16. Turbulo-Treibölfilter mit elektrischer Heizung.

Die Konstruktion der Turbulo-Filter und -Reiniger, die gleichzeitig die Möglichkeit bieten, durch elektrische Heizelemente die Öle auf die Temperatur vorzuwärmen, die sie zweckmäßig für die Brennstoffpumpen aufweisen müssen, um die heute durchweg ohne Packung arbeitenden Brennstoffstempel, die

nur mit ihrem eigenen Betriebsstoff ausgeschliffen werden, zeigt Abb. 16.

Zusätzliche Reinigungsapparate für Treiböle werden unbedingt notwendig, sobald es sich um kompressorlose Maschinen handelt, da die Brennstoffventile derartiger Maschinen, gleichgültig, ob sie mit offenen oder durch Nadelventile

gesteuerten Düsen arbeiten, noch weit empfindlicher sind als die mit Einblase-Luftkompressor ausgerüsteten Ölmaschinen.

Wenn damit auch die Treibölfrage heute nicht mehr eine so ausschlaggebende Rolle spielt wie in den ersten Jahren des Motorschiffbaues, so hat auf der anderen Seite die Erfahrung doch gezeigt, daß es wirtschaftlicher ist, nicht jedes beliebige am Markt vorkommende Öl an Bord zu nehmen. Erfahrene Reedereien legen vielmehr Wert darauf, nur solche Öle in der Dieselmachine zu verbrennen, die frei von mechanischen Verunreinigungen sind und einen möglichst geringen Asche- und Asphaltgehalt aufweisen.

Öle mit einem Asphaltgehalt über 1,5% sollten unter keinen Umständen zugelassen werden, da bei deren Verwendung nach kurzer Zeit eine Verschmutzung der Maschinen, im besonderen ein Festbrennen der Kolbenringe, eintreten muß.

Wenngleich in der Dieselmachine heute im allgemeinen alle Öle mit einem spezifischen Gewicht bis 0,94 verbrannt werden können, so sollten besonders doch die aus der Gegend von San Pedro, Trinidad und Commodore Rivadavia kommenden Öle nicht ohne Kenntnis einer diesbezüglichen Analyse verwandt werden.

Für die Schmierung der Ölmaschinen auf größeren Motorfrachtschiffen hat sich im Laufe der Jahre eine Anordnung durchgesetzt, die darin besteht, daß alle unter Druck laufenden Lager an eine allgemeine Druckkreislaufschmierung angeschlossen sind. Das von den Triebwerksteilen und aus den Lagern abfließende Öl sammelt sich in der Kurbelwanne, wird nach einer groben Filterung einem Doppelbodentank zugeführt und von diesem durch die Ölpumpen, die in der Regel als Zahnradpumpen ausgebildet sind, angesaugt, nachdem das Öl zuvor einen in der Saugleitung sitzenden Doppelfilter passiert hat. Da die im Doppelboden angeordneten Schmierölvorratsbehälter meist von hinreichender Größe sind, ist eine besondere Rückkühlung des Öles auch in tropischen Gewässern nicht erforderlich, da die Oberflächen der Tanks ausreichen, um die in dem rückfließenden Öl enthaltene Wärme an die Doppelbodenwandungen abzugeben.

Die grundsätzliche Anordnung einer Kolben-Kühlwasserversorgung für eine große doppelwirkende Motoranlage mit eingeschaltetem Kühlwasserentöler der

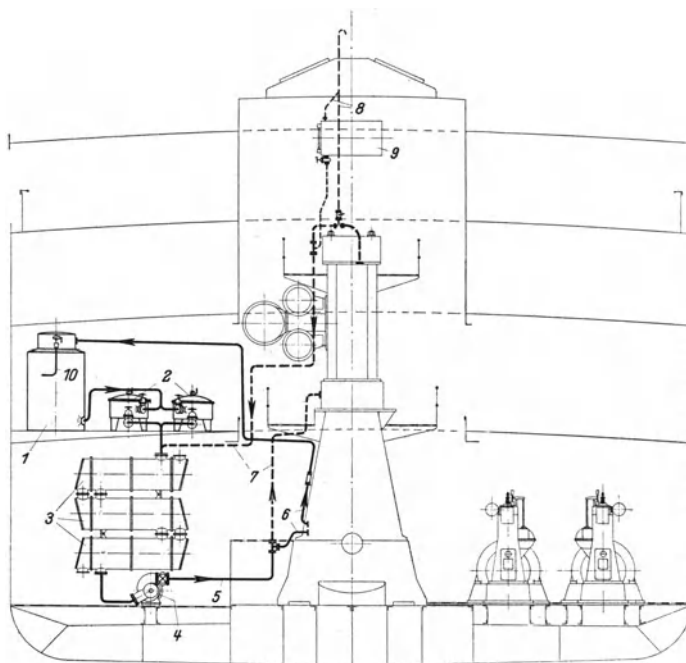


Abb. 17. Kolbenkühlwasser-Anordnung mit eingeschaltetem Turbulo-Entöler.

Bauart „Turbulo“ zeigt die Abb. 17. Die Einzelheiten des Entölers selbst sind aus der Abb. 18 zu ersehen.

Für die Wahl der Hauptantriebsanlagen großer Motorfrachtschiffe sind maßgebend:

- a) die Anlagekosten, die verzinst und amortisiert werden müssen,

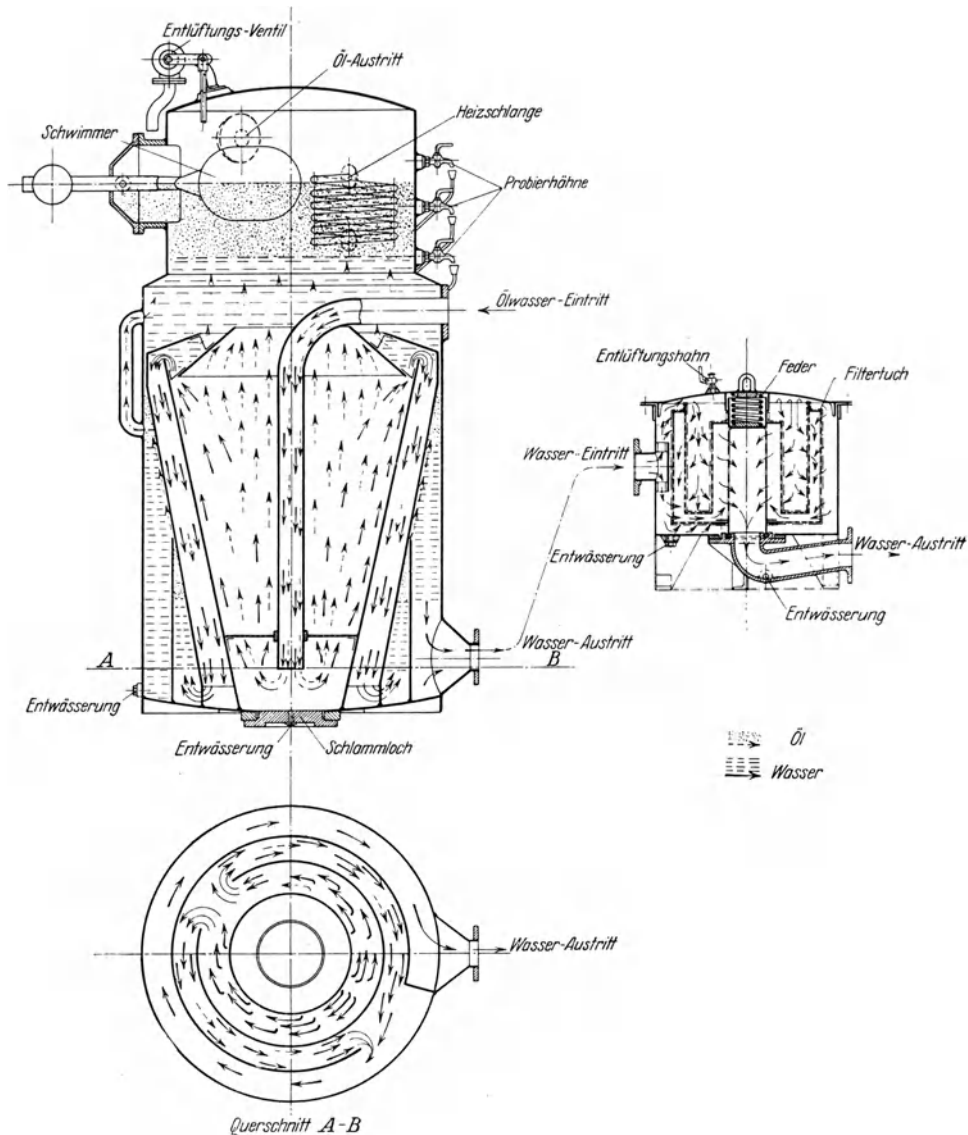


Abb. 18. „Turbulo“-Kühlwasserentöler.

- b) die Instandhaltungs- und Unterhaltungskosten, wobei naturgemäß Treiböl- und Schmierölverbrauch eine ausschlaggebende Rolle spielen.

Von den für den Antrieb großer Frachtmotorschiffe in Betracht kommenden Maschinenbauarten sind zu unterscheiden:

- a) die langsamlaufenden Ölmaschinen für unmittelbaren Propellerantrieb,

b) die raschlaufenden Ölmaschinen in kreuzkopflöser und Kreuzkopfbauart mit Untersetzungsgetrieben, die einzeln oder zu mehreren durch elastische oder hydraulische Kupplungen miteinander verbunden sind und auf eine gemeinsame Propellerwelle treiben,

c) die dieselelektrischen Anlagen.

Von einzelnen Ausführungen der unter b und c genannten Antriebsmöglichkeiten abgesehen, herrscht der unmittelbare Antrieb des Motors auf die Schraubewelle für die im Betrieb und im Bau befindlichen großen Motorschiffe bei weitem vor.

Schon die mit zunehmender Größe und Geschwindigkeit der Frachtschiffe verlangten größeren Maschinenleistungen lassen den unmittelbaren Antrieb ratsam erscheinen, um die mit Zunahme der Leistungen steigenden Schwierigkeiten für den Bau großer hydraulischer Kupplungen und Rädergetriebe zu umgehen.

Eine Notwendigkeit, sich dieser Hilfsmittel zu bedienen, liegt um so weniger für das reine Frachtschiff vor, als bei diesem in erster Linie Wert auf geringes Bedienungspersonal und einfachste Wartung gelegt werden muß, und Gewicht und Raumbedarf für die Hauptmotoranlage meist nicht die Rolle spielen wie für das Fahrgastschiff. Hinzu kommt, daß die Schiffbautechnik durch die Entwicklung der doppeltwirkenden Maschine während der letzten Jahre bei gleichzeitiger mäßiger Steigerung der Maschinendrehzahlen in Verbindung mit einer zweckdienlichen Ausgestaltung des Hinterschiffs und Ruders gelernt hat, eine Verbesserung der Propulsionswirkungsgrade zu erzielen, die man noch vor wenigen Jahren nicht für möglich gehalten hätte.

So sehen wir heute — wie später noch im einzelnen gezeigt werden wird —, daß die den Motorschiffbau als Spezialgebiet pflegenden Werften große Einschrauben-Motorschiffe im unmittelbaren Antrieb mit einer Maschinendrehzahl von 110—125 in der Minute betreiben, während die Drehzahlen bei Mehrschraubenschiffen mit direktem Antrieb auf 150—190 in der Minute gesteigert wurden.

Da außerdem durch die doppeltwirkenden Bauarten heute Zylinderleistungen von 1000 PS<sub>0</sub> zur Verfügung stehen, die in Einheiten von 8—10 Zylindern zusammengefaßt, ausreichen, um selbst große Frachtmotorschiffe von 10—12000 t Tragfähigkeit als Einwellenanlagen mit einer Geschwindigkeit von 16 bis 17 Knoten zu betreiben, besteht keinerlei Notwendigkeit, für Schiffe dieser Abmessungen und Geschwindigkeiten auf schnelllaufende Ölmaschinen mit hydraulischen Kupplungen und Untersetzungsgetrieben zurückzugreifen.

Die ersten seegehenden Motorschiffe waren fast durchweg Zweischraubenschiffe. Maßgebend für die Wahl des Zweiwellenantriebs waren die relativ kleinen Zylinderleistungen, die man in den ersten Jahren des Motorenbaues mit genügender Betriebssicherheit beherrschte, und die für eine Einwellenanlage eine zu große Zylinderzahl verlangt haben würden, um die erforderliche Antriebsleistung zu erhalten, zum anderen aber auch der verständliche Wunsch der Reedereien, nicht auf nur einen Motor für den Fall des Eintritts einer Störung an der Ölmaschine angewiesen zu sein.



Aber auch mit zunehmender Steigerung der Zylinderleistungen in den folgenden Jahren blieb die Mehrzahl der Motorschiffe bauenden Werften und Reedereien im Gegensatz zu den mit Dampfkolbenmaschinen und Turbinen angetriebenen Schiffen der Zweiwellenanlage treu, da man inzwischen die Vorteile des Zweischraubenschiffes für Motorantrieb schätzengelernet hatte, da das Zweiwellenschiff höhere Umdrehungszahlen für die Propeller anzuwenden und damit leichtere und in der Anschaffung billigere Motore zu verwenden gestattete.

In Deutschland, wo nach Umschwung der Konjunktur im Weltschiffbau im Jahre 1921 und Deckung des ersten dringenden Bedarfs der im Weltkrieg verlorengegangenen Tonnage ein scharfer Wettbewerb unter den in ihrer Kapazität zur Deckung des heimischen Schiffsbedarfs weit übersetzten Schiffswerften einsetzt, wird zuerst das Einwellenmotorschiff entwickelt, soweit die damals zur Verfügung stehenden Zylinderleistungen ausreichten, die erforderliche Arbeitsleistung in einem Motor unterzubringen.

Die 1923—1925 von der Deutschen Werft zur Ablieferung gekommenen Motortankschiffe „Julius Schindler“ und „Ossag“ von je 4000 t Tragfähigkeit und Frachtschiffe „Fernbank“, „Ferncliff“, „Ferndale“, „Sangstad“, „Skramstad“, „L. A. Christensen“ von je 7800 t Tragfähigkeit stellen nicht nur die ersten Einschrauben-Motorschiffe mit einer Schraubenumdrehungszahl von 115—125/min dar, vielmehr sind die zuletzt aufgeführten Schiffe zugleich auch die ersten Trampschiffe der Welt überhaupt, bei denen der Motor als Hauptantriebsanlage des Schiffes in Verbindung mit ausschließlich elektrisch angetriebenen Hilfsmaschinen im Maschinenraum und an Deck Verwendung findet.

Der volle Erfolg, den diese erste Serie sechs gleicher Motorschiffe aufzuweisen hatte, die den Dienst zwischen dem Golf, Neuseeland, Australien, Japan und der Westküste der U. S. A. versehen, gab im besonderen den skandinavischen Reedereien Veranlassung, den Bau dampfangetriebener Schiffe für die Frachtfahrt fast ganz aufzugeben und sich entschlossen der Motorschiffahrt für jeden Verwendungszweck zuzuwenden.

So kann man etwa seit 1924 in Schweden, Dänemark und Norwegen die interessante Feststellung machen, daß die führenden Reedereien dieser Länder jede Gelegenheit benutzen, um ihre Dampfschiffe bestmöglichst abzustoßen und ausschließlich Motorschiffneubauten in Auftrag zu geben, zu einem Zeitpunkt, wo in Deutschland, von einigen Ausnahmen abgesehen, und auch in England Kolbenmaschine und Triebturbine als Hauptantrieb für das große Frachtschiff noch unumschränkt herrschen.

Es sind die Jahre, in denen der einfachwirkende Viertaktmotor in der Bauart Burmeister & Wain seinen Siegeszug um die Welt antritt.

Der gewichtsmäßig erheblich geringere Brennstoffverbrauch für die Einheit der Maschinenleistung gab die Möglichkeit, den Treibölbedarf für die ganze Reise des Schiffes am Orte des billigsten Einstandspreises zu decken und meist noch eine erhebliche Vergrößerung des Aktionsradius des Schiffes herbeizuführen.

Raschlaufende Ölmaschinen durch Kupplungen und Übersetzungsgetriebe zu 2, 4 und evtl. mehr Einheiten zusammenzufassen und auf eine Schrau-

benwelle niedriger Drehzahl arbeiten zu lassen, war eine Aufgabe, die zu lösen vor einigen Jahren dem Schiffsmaschinenbauer mehr Reize bot als heute.

Einmal war es damals noch nicht möglich, Leistungen von 5—8000 PS<sub>e</sub> in einer einzelnen Motoranlage von 6—8 Zylindern zu verwirklichen, zum anderen schien besonders für den Antrieb größerer Fahrgastschiffe die raschlaufende, kreuzkopflose Ölmaschine infolge ihres geringeren Gewichts die Möglichkeit zu bieten, mit den leichten Getriebeturbinenanlagen in Wettbewerb treten zu können.

Wir finden daher in der Fachliteratur der Jahre 1925—1928 zahlreiche Vorschläge, raschlaufende Ölmaschinen durch Kupplungsgetriebe zusammenzufassen, um größte Maschinenleistungen zu erreichen.

Eine erste Anlage dieser Art war von der amerikanischen Falk-Corporation erbaut worden, die vier Schnellläufer paarweise durch eine elastische „Bibby“-Kupplung zusammengefaßt hatte und auf eine langsam laufende Welle arbeiten ließ.

In Deutschland hat die Hamburg-Amerika-Linie eine Verwendung für die aus Kriegsbeständen übriggebliebenen U-Boots-Motore für die Schiffe ihrer Münsterlandklasse gesucht, die, paarweise zusammengeschaltet, mittels einfacher Übersetzungsgetriebe auf die Schraubenwelle arbeiten.

Die Hugo-Stinnes-Linien (jetzt HAL) haben 1926 zwei Frachtschiffe von je etwa 8000 t in Auftrag gegeben, deren Haupttriebsanlagen aus je zwei schnelllaufenden kreuzkopflosen Motoren bestanden, die mittels hydraulischer Kupplungen und eines Zahnradvorgeleges auf die für beide Maschinen gemeinsame Schraubenwelle arbeiten.

Da weder die ersten Anlagekosten geringer als die einer direkt auf die Schraubenwelle arbeitenden Motoranlage gehalten werden konnten, und auch im Treiböl- und Schmierölverbrauch sich keinerlei Ersparnisse gegenüber Ölmaschinen für direkten Antrieb ergaben, blieben nur die höheren Unterhaltungs- und Wartungskosten infolge der größeren Zahl von Arbeitszylindern und Triebwerksteilen sowie die hieraus folgenden höheren Aufwendungen für Schmieröl. Soweit für die beiden vorgenannten Schiffe bekanntgeworden, sind bereits während der ersten Jahre sehr erhebliche Überholungsarbeiten notwendig geworden, die der Reederei, die heute über eine große Zahl Motorschiffe mit Ölmaschinen der verschiedensten Bauart verfügt, keine Veranlassung gaben, weitere Schiffe gleicher Bauart in Auftrag zu geben.

Der schnelllaufenden Ölmaschine mit hydraulischen Kupplungen und der Untersetzungsgetriebe zum Zusammenfassen und Schalten mehrerer Maschineneinheiten auf eine gemeinsame Schraubenwelle zur Erreichung günstiger Propellerdrehzahlen kommt mindestens im Augenblick für den Antrieb großer Frachtschiffe, die nicht auf die äußerste Raumersparnis und Gewichtsbeschränkung Wert legen müssen, sondern für die Betriebssicherheit, Einfachheit der Bedienung und geringste Unterhaltungskosten in erster Linie stehen, keine größere Bedeutung zu.

Betrachtet man die reinen Tramp-Motorschiffe von 7000—8000 t Tragfähigkeit und einer Geschwindigkeit von 10—11 Kn., wie sie in der Tabelle I,

Abb. 19 dargestellt sind, so kann man aus den ausgewählten Typenschiffen die Entwicklung erkennen, die der Motorantrieb für etwa gleiche Maschinenleistungen von 16 über 8 auf 6 Arbeitszylinder und dem Übergang vom Zweiwellen- zum Einwellenschiff im Laufe von 1½ Jahrzehnten genommen hat.

Die außerordentliche Leistungssteigerung, die für den einzelnen Arbeitszylinder in den Nachkriegsjahren erreicht wird, führt in Verbindung mit dem geringeren Brennstoffverbrauch des Motors dazu, ohne Gewicht der Maschinenanlage und des mitzuführenden Brennstoffvorrates zu steigern, in dem bisher von der Maschinen- und Kesselanlage eingenommenen Raum eine erheblich größere Antriebsleistung unterzubringen und damit dem Motorschiff eine größere Geschwindigkeit gegenüber dem Dampfer gleicher Größenabmessungen und Tragfähigkeit zu erteilen, ein Umstand, der in den vergangenen Jahren zu einem immer

I. Das Motorfrachtschiff von 7000—8000 t Tragfähigkeit.

Baujahr	Name	Tragfähigkeit t	Ma- schinen- leistung PS <sub>i</sub>	Wellen	Zylinder- zahl	Ma- schinen- gewicht t	Zweitakt oder Viertakt	Schiffs- geschwin- digkeit in Kn.
1912	Selandia	7400	2500	2	16	320	4	10
1914	Sekundus	7000	2700	2	8	∞350	2	10
1926	Fernbank	7800	2600	1	6	290	4	11

II. Das Motorfrachtschiff von 8000—9000 t Tragfähigkeit.

1923	Odenwald	8800	3100	2	12	372	4	10,5
1925	Tancred	9200	5000	2	12	580	4	12,5
1928	Los Angeles	9200	4600	1	5 D	365	2	13,5

III. Das Schnell-Motorfrachtschiff von 14 Kn. Geschwindigkeit und mehr.

1925	Javanese Prince	10000	6400	2	16	710	4	14,5
1927	Rheinland	10400	5500	1	6 D	480	2	14
1928	Leverkusen	10000	5500	1	6 D	410	2	14
1928	Seattle	10200	6300	1	7 D	475	2	14,5
1927	Orestes	9000	6400	2	16	740	4	15
1928	Westralia	10000	7600	2	16	740	4	15,5
1929	Mirrabooka	9100	6400	2	12	580	4	15

Abb. 19.

schärferen Kampf zwischen Dampfer und Motorschiff geführt hat, aus dem sich das bisher nicht gekannte, große, schnelle Motor-Frachtschiff, besonders in der Linienfahrt entwickelt hat, das den auf gleicher Route fahrenden Fahrgastschiffen in bezug auf Geschwindigkeit vielfach nicht nachsteht, ja sie zum Teil übertrifft.

Die Tabelle II der Abb. 19 zeigt einige typische Motor-Frachtschiffe, die einen Übergang von dem langsamlaufenden Trampschiff von etwa 10 Kn. zu dem neuzeitlichen Motorschiff größerer Geschwindigkeiten mit 12—13 Kn. darstellen, während die Tabelle III der Abb. 19 eine Zusammenstellung einiger neuzeitlicher Schnell-Motor-Frachtschiffe zeigt, mit einer Geschwindigkeit von 14 Kn. und mehr.

Diese schnellen Frachtmotorschiffe sind besonders in der Fahrt zwischen Europa und dem fernen Osten, Australien und der Westküste Nordamerikas in Dienst gestellt worden, also auf langen Reisen, auf denen die Überlegenheit des Motorschiffes infolge des erheblich geringeren Brennstoffverbrauchs und der Möglichkeit, das erforderliche Treiböl preiswert an den Fundstellen in Niederländisch-Indien und der kalifornischen Küste einzunehmen, sich besonders erwiesen hat.

Aber auch im Dienst zwischen den großen Häfen Nord- und Südamerikas sowie in Sonderdiensten von der Ostküste der USA. ausgehend durch Panama, über Japan, China, Indien und zurück durch das Mittelmeer nach den USA. haben die eingerichteten Linien schneller Motorschiffe sich dank ihrer größeren Geschwindigkeit die hochwertigen und damit am besten bezahlten Frachten zu sichern gewußt; ein gleiches gilt in dem scharfen Wettbewerb der großen Schifffahrtslinien von den australischen Plätzen in der Wollfahrt nach Europa.

So zeigt sich während der letzten Jahre trotz eines übergroßen Tonnageangebots auf fast allen Marktgebieten der Welt für die großen Reedereien die Notwendigkeit, Motorschiffsneubautonnage für große Geschwindigkeiten in Auftrag zu geben, um sich ihren Anteil an lohnenden Frachten zu erhalten. Dabei scheint die obere Grenze der Geschwindigkeit für die großen Motor-Frachtschiffe noch nicht erreicht zu sein, da besonders von englischer und japanischer Seite neuerdings große Motor-Frachtschiffe von 16—17 Kn. in Bau genommen sind und die Jahresberichte der großen englischen Reedereien ausdrücklich darauf hinweisen, daß trotz der höheren Anlagekosten die schnellen Großmotorschiffe ihre Wirtschaftlichkeit durchaus erwiesen hätten.

Lehrreich ist in diesem Zusammenhange die Betrachtung der vergleichenden Gegenüberstellung einer Motor- und Getriebeturbinenanlage zweier Schiffe annähernd gleicher Größe und gleicher Maschinenleistungen, von denen das Motorschiff bereits in Fahrt ist, während das Turbinenschiff in den nächsten Monaten auf gleicher Route in Fahrt kommen wird.

Vergleich zwischen Motoranlage und Getriebeturbine.

M.S. „Seattle“	T.S.-Neubauten Bau-Nr. 124/125
Schiffsabmessungen; 140,2 × 18,39 × 9,21; 7,84	144,54 × 19,17 × 9,75; 8,135
Maschinenleistung: Doppeltwirkender Zweitaktmotor 6000 PS <sub>e</sub> ; n = 93,5	Getriebe-Turbinenanlage 6000 WPS; n = 90
Motorgewicht . . . . . 475,0 t	Turbinengewicht } . . . . . 160,0 t
Spülluftgebläse . . . . . 15,0 t	Kondensator und Pumpen } . . . . . 160,0 t
1 Hilfsdieseldynamo . . . . . 25,0 t	Kesselanlage mit Zubehör . . . . . 310,0 t
Gesamtmaschinengewicht: <u>515,0 t</u>	Ölfeuerungsanlage . . . . . 15,0 t
	Wasser in den Kesseln . . . . . 150,0 t
	Gesamtgewicht der Turbinenanlage: <u>635,0 t</u>
Ölverbrauch in 24 Stunden:	Heizöl in 24 Stunden:
0,17 × 6000 × 24 . . . . . 24,5 t	0,4 × 6000 × 24 . . . . . 57,8 t
Hilfsmaschinen ∞ 10% . . . . . 2,45 t	Hilfsmaschinen ∞ 10% . . . . . 5,78 t
Treiböl in 24 Stunden: <u>26,95 t</u>	Heizöl in 24 Stunden: <u>63,58 t</u>
Treibölsparnis für 1 Tag . . . . . 36,63 t	
Treibölsparnis für 28 Reisetage . . . ∞ 1000 t	
Ladungsgewinn pro Reise:	
Mindermaschinengewicht . . . . . 120 t	
Mindergewicht für Treiböl . . . . . 1000 t	
<u>1120 t</u>	
Preis der Ölmaschinenanlage . . 890 000 RM.	Preis der Turbinenanlage . . . . 460 000 RM.
Preis der elektr. Hilfsmaschinen . 220 000 RM.	Preis der Kesselanlage . . . . . 380 000 RM.
Hauptmotor und Hilfsmaschinen: <u>1 110 000 RM.</u>	Preis der elektr. Hilfsmaschinen . <u>130 000 RM.</u>
	Maschinen-, Kesselanlage und Hilfsmaschinen: <u>970 000 RM.</u>

Die Erkenntnis, daß besonders auch der Hafenbetrieb dampfangetriebener Schiffe durch die Inbetriebhaltung eines Teils der Kesselanlage, die infolgedessen nicht überholt werden kann, und die einen hohen Dampfverbrauch aufweisenden Ladewinden sehr unwirtschaftlich arbeiten, hat dazu geführt, auch das Turbinenschiff von vornherein mit elektrischen Deckhilfsmaschinen auszurüsten, deren Stromversorgung durch im Hauptmaschinenraum aufzustellende Hilfsdieselmotoren erfolgt.

Trotz der nicht unerheblichen Anlagekosten für die Hilfsdieselbetriebe ergibt sich für das Motorschiff bereits für eine Ausreise von 28 Tagen eine Treiböl-ersparnis von etwa 1000 t, durch die die Verzinsung und Amortisation der

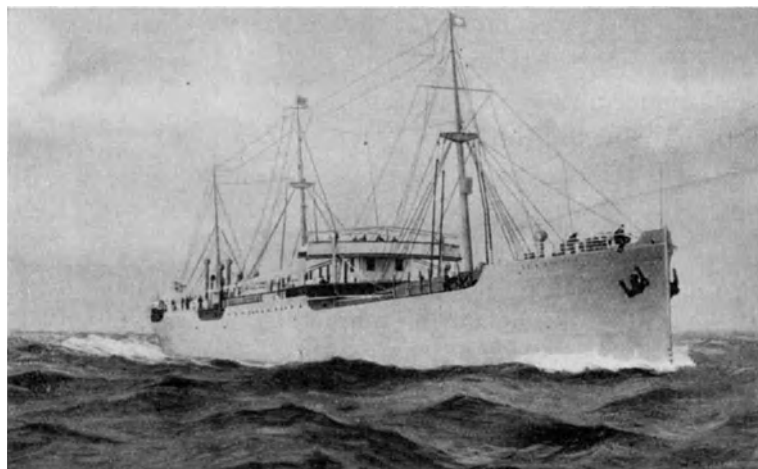


Abb. 20. Motorschiff „Selandia“ (1912).

Mehrkosten der Motor- gegenüber der Turbinenanlage von nur 130000 RM. bei weitem aufgehoben wird.

Wenn man rückblickend die wichtigsten Entwicklungsstufen zusammenfaßt, die das große Frachtmotorschiff im Laufe der letzten 10 Jahre durchlaufen hat, so ist folgendes festzuhalten:

1. Die ersten seegehenden Motorschiffe stellen reine Frachtschiffe von 7000 bis 8000 t dar, die sich in ihrer Raumanordnung und Geschwindigkeit eng an die damals üblichen Frachtschiffe gleicher Größe anschließen, fast ausschließlich mit 2 Motoren, vornehmlich als einfach wirkende Viertaktmaschinen arbeitend, ausgerüstet waren und über eine Geschwindigkeit von 10—11 Kn. verfügten.

Vgl. Motorschiff „Selandia“ . . . . .	Abb. 20.
„ „Secundus“ . . . . .	7000 t, Abb. 21.
„ „Fernbank“ . . . . .	7800 t, Abb. 22, 23.
„ „Odenwald“ . . . . .	8800 t, Abb. 24, 25.
„ „Tancred“ . . . . .	9400 t, Abb. 26, 27.

2. Die rasche Entwicklung des Ölmaschinenbaues in den Jahren 1923—1925 bot die Möglichkeit, größere Leistungen bis 500 PS pro Arbeitszylinder zu ver-

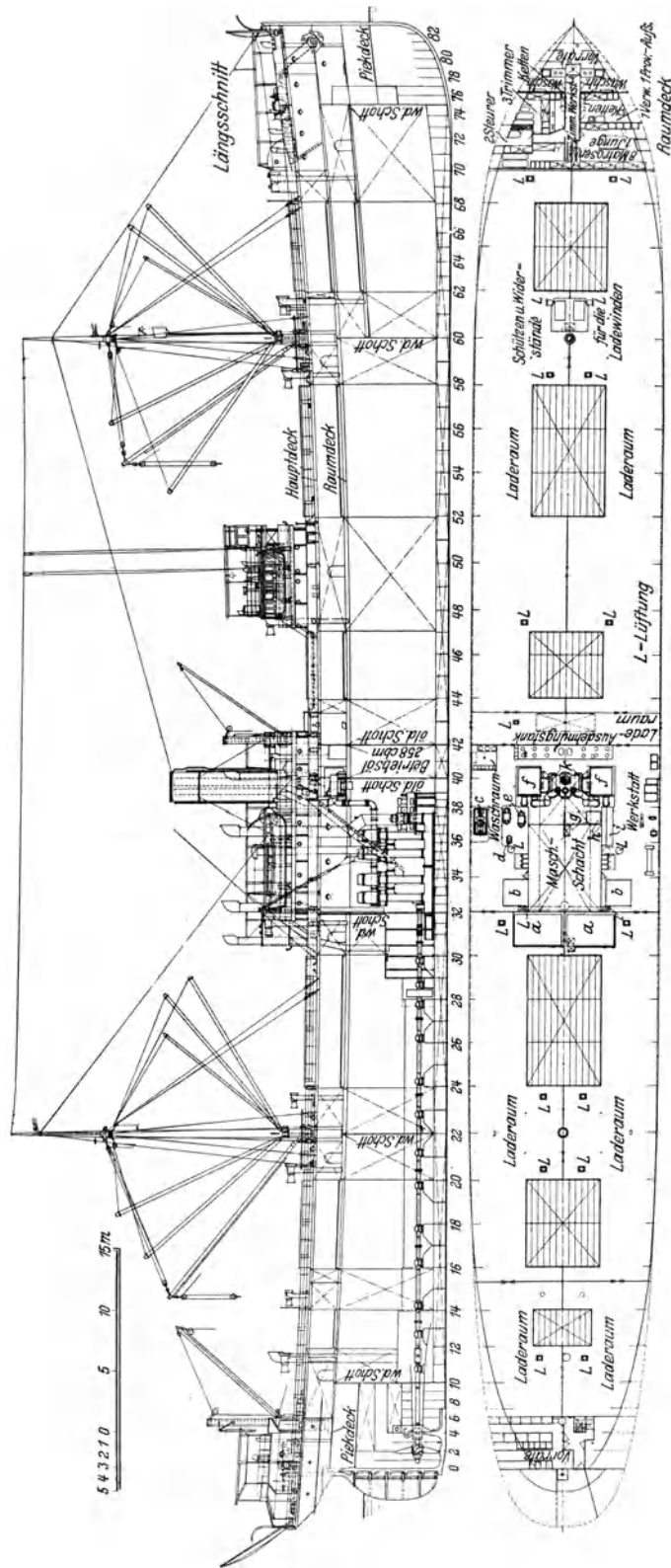


Abb. 21. Motorschiff „Sekundus“ (1914).

wirklichen und damit in dem bisher für die Schiffskolbenmaschine und Kesselanlage zur Verfügung stehenden Raum größere Maschinenleistungen unter-

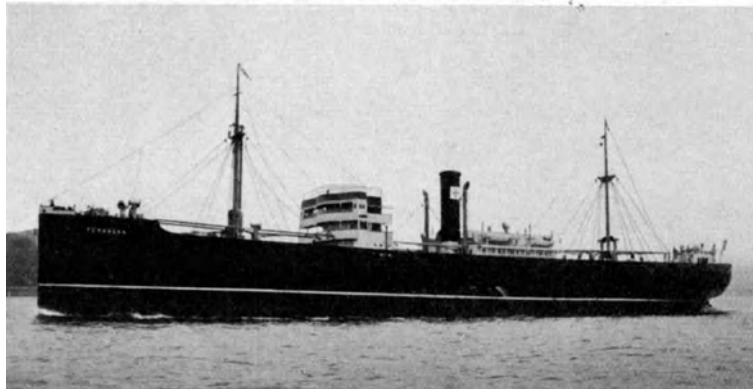


Abb. 22. Motorschiff „Fernbank“. (1923).

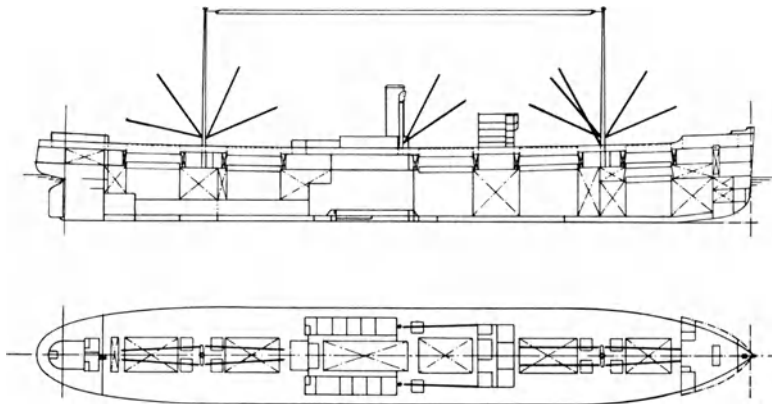


Abb. 23. Längsschnitt Motorschiff „Fernbank“.

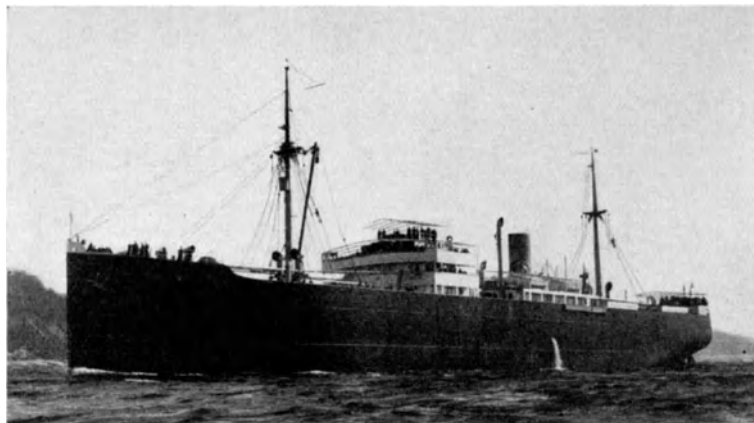


Abb. 24. Motorschiff „Odenwald“ (1921).

zubringen, ohne die Abmessungen des Schiffes zu steigern oder die Tragfähigkeit zu verringern. Das Motorschiff ermöglicht eine größere Geschwindigkeit, beson-

ders auf langen Reisen; die Wirtschaftlichkeit des Motorantriebs ist dem Dampfkraftantrieb überlegen.

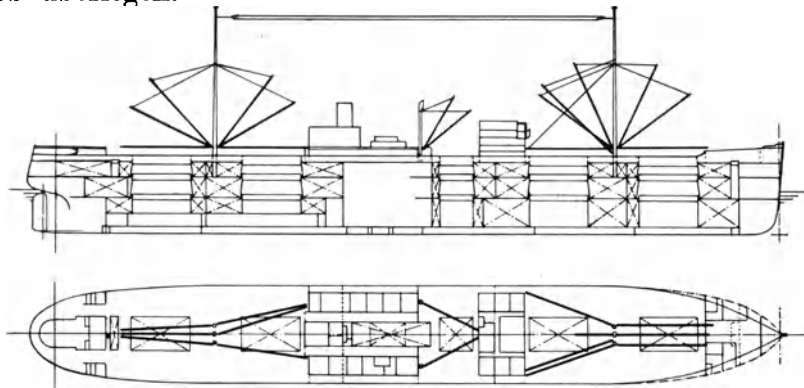


Abb. 25. Motorschiff „Odenwald“.

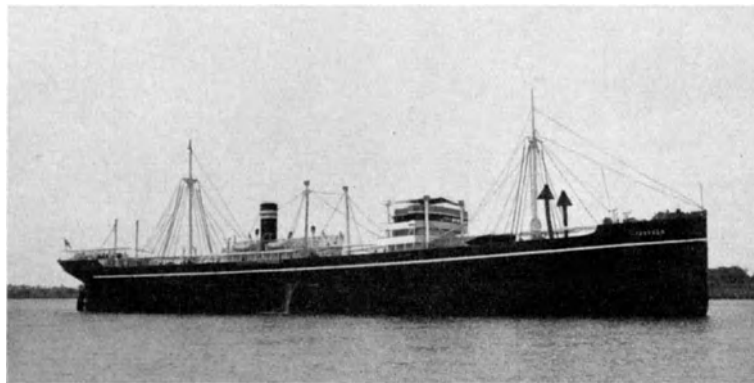


Abb. 26. Motorschiff „Tancred“ (1925).

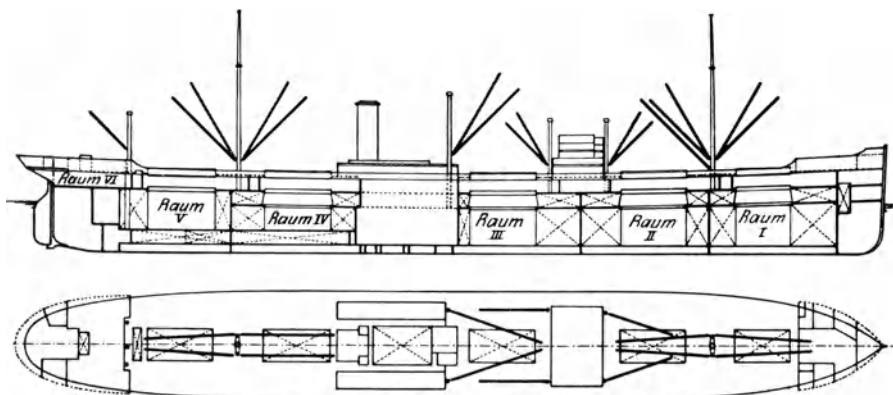


Abb. 27. Motorschiff „Tancred“ (Längsschnitt).

Die Geschwindigkeit der Motorschiffe steigt von 12 auf 13—13½ Kn.

Vgl. Motorschiff „Tancred“ . . . . . 9400 t, Abb. 27.  
 „ „Javanese Prince“ . . . . . 10000 t, Abb. 28, 29.  
 „ „Rheinland“ . . . . . 10400 t, Abb. 30, 31.



Die zunehmende Steigerung der Maschinenleistung verlangt den Übergang vom einfach- zum doppelwirkenden Motor, wie er 1927 in den Motorschiffen „Rheinland“, „Ramses“ und „Magdeburg“ zum ersten Male verwirklicht wird.

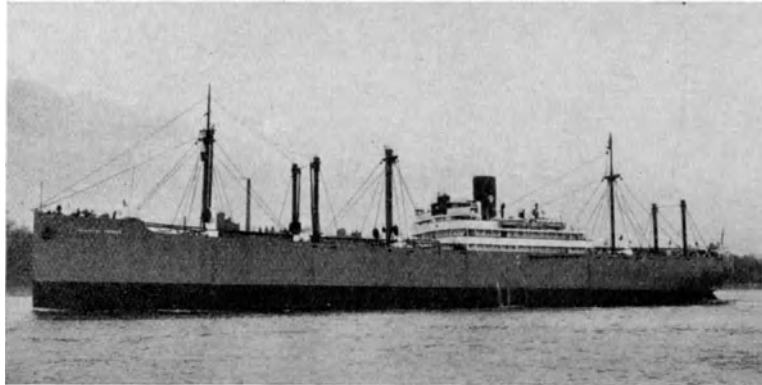


Abb. 28. Motorschiff „Javanese Prince“ (1925).

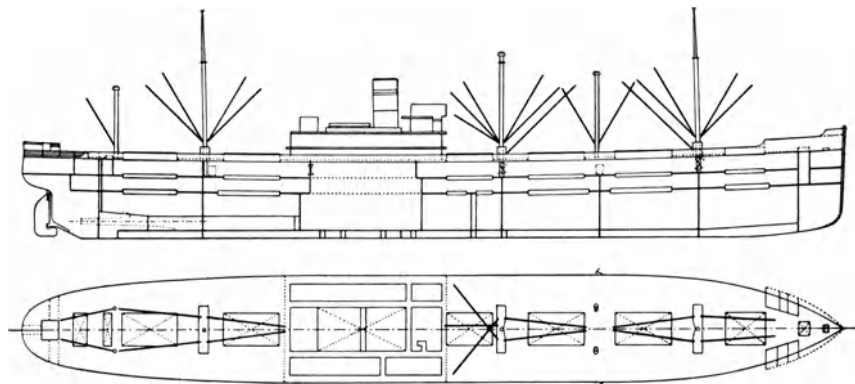


Abb. 29. Motorschiff „Javanese Prince“ (Längsschnitt).

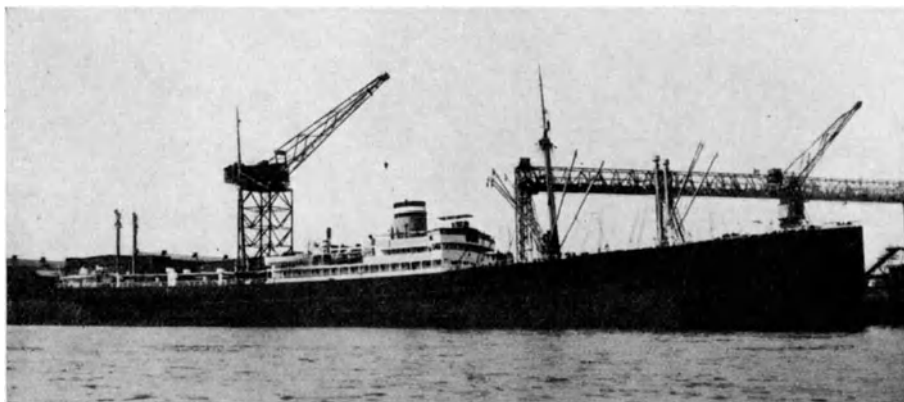


Abb. 30. Motorschiff „Rheinland“ (1926).

3. Die großen Motorleistungen, die mit der bordgerechten Durchbildung des doppelwirkenden Zweitaktmotors zur Verfügung stehen, führen seit dem Jahre 1926 zu einer weiteren Steigerung der Geschwindigkeit großer Frachtmotorschiffe. Die

große Zuverlässigkeit, die besonders die deutsche Konstruktion doppelwirkender Zweitaktmotoren erreicht, gab die Möglichkeit einer Rückkehr zum Einwellenschiff, da die Anlagekosten niedriger, der Propulsionswirkungsgrad günstiger wird.

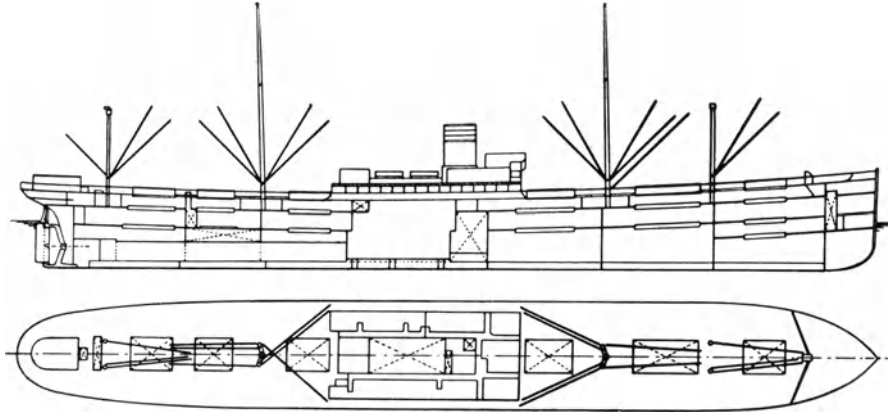


Abb. 31. Längsschnitt Motorschiff „Rheinland“.

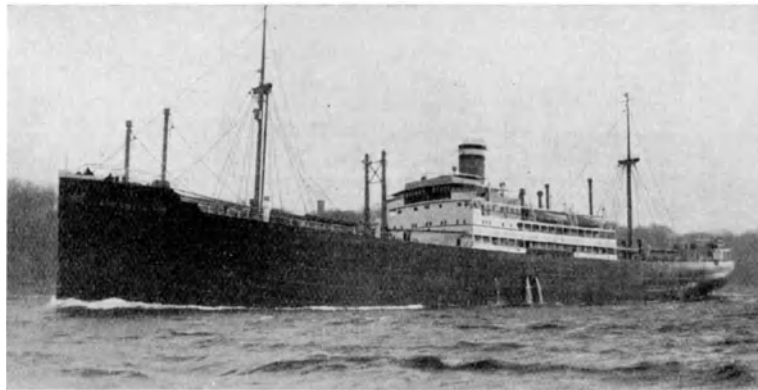


Abb. 32. Motorschiff „San Francisco“ (1928).

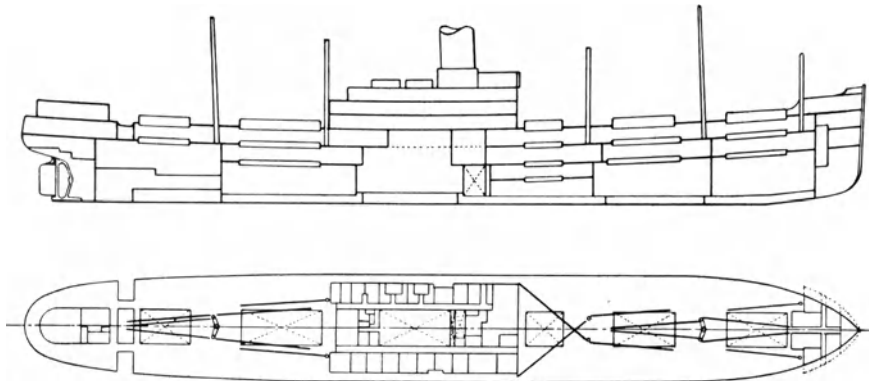


Abb. 33. Längsschnitt Motorschiff „San Francisco“.

Vgl. Motorschiff „San Francisco“	. . . . .	9200 t, Abb. 32, 33.
„ „Seattle“	. . . . .	9400 t, Abb. 34, 35.
„ „Leverkusen“	. . . . .	10000 t, Abb. 36, 37.
„ „Oakland“	. . . . .	10200 t, Abb. 38.

Der auf dampfangetriebenen Schiffen für lange Reisen notwendige Reservebunker, der meist zwischen Brücke und Maschinenschacht vorgesehen wird, kommt für das Motorschiff in Fortfall und führt damit zu dem für das Motor-

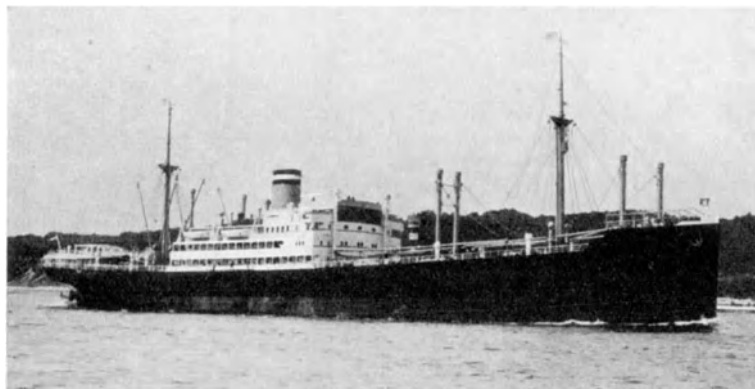


Abb. 34. Motorschiff „Seattle“ (1928).

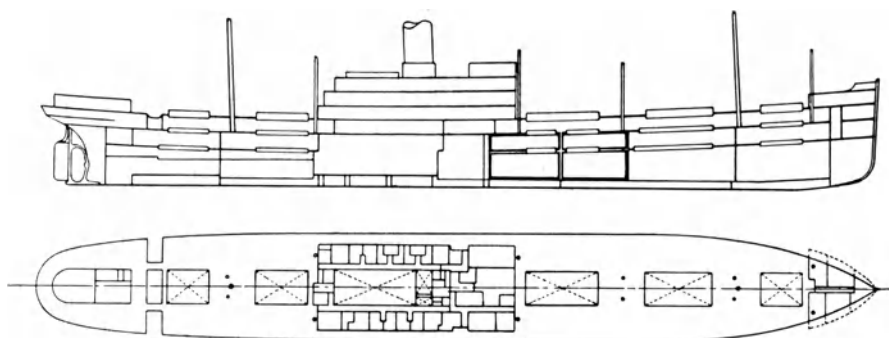


Abb. 35. Längsschnitt Motorschiff „Seattle“.

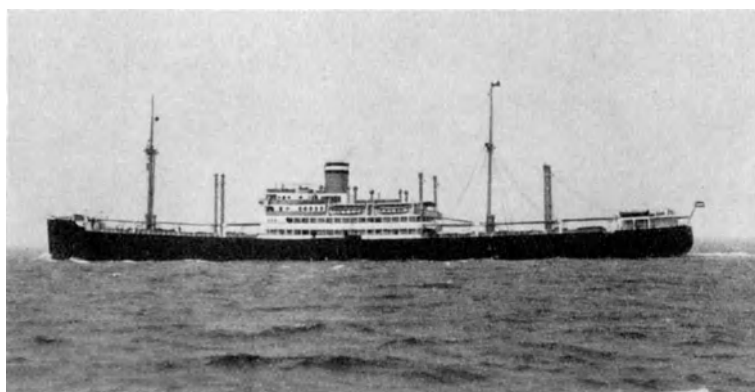


Abb. 36. Motorschiff „Leverkusen“ (1929).

schiff typischen Zusammenziehen der Brücke und des Maschinenschachts, das eine wesentlich bessere Aufteilung der Laderäume ermöglicht (vgl. Motorschiff „Javanese Prince“, „Rheinland“, „San Francisco“, „Seattle“, „Oakland“).

An der Entwicklung des großen, schnellen Frachtmotorschiffes, wie es in den letzten Jahren von fast allen großen Schifffahrtsgesellschaften in Deutschland, England, Holland, Norwegen, Dänemark, Frankreich und Japan in Auftrag gegeben worden ist, ist nicht zuletzt der deutsche Motorenbau in hervorragendem Maße beteiligt, der als erster für die Motorschiffe „Ramses“, „Magdeburg“ und „Rheinland“ nicht nur die ersten doppelwirkenden großen Zweitaktmotoren schuf, sondern der auch in der von der AEG/Deutsche Werft für die

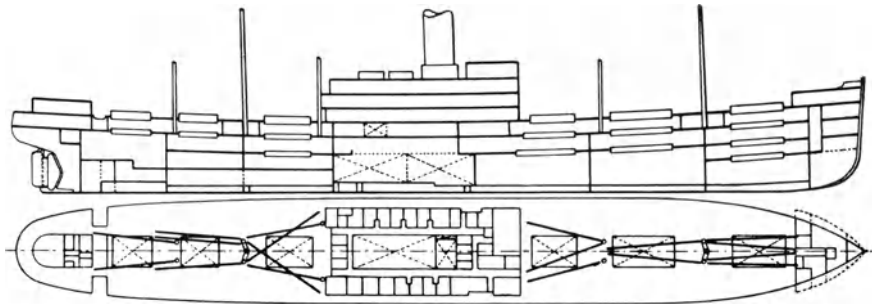


Abb. 37. Längsschnitt Motorschiff „Leverkusen“.

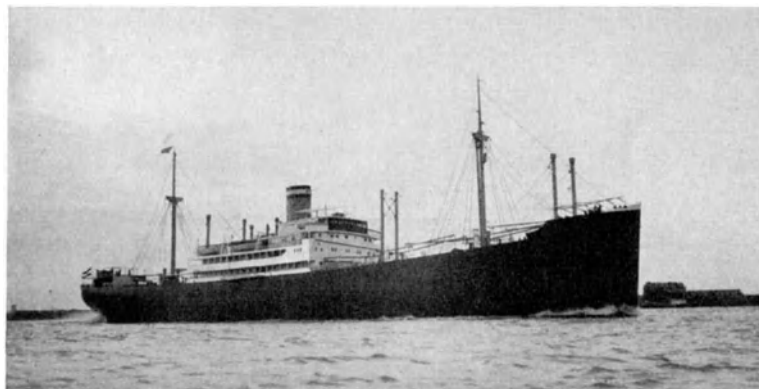


Abb. 38. Motorschiff „Oakland“ (1929).

HAL-Schiffe der „Kulmerland-Klasse“ entwickelten kompressorlosen Maschine die letzte Entwicklungsstufe erreichte, die von dem Motorenbau seit mehr als einem Jahrzehnt erstrebt wurde.

Wenn trotz schwerster wirtschaftlicher Belastung die deutsche Werftindustrie in jüngster Zeit wieder mit Erfolg am Wettbewerb auf dem internationalen Schiffbaumarkt teilnehmen kann, so dankt sie dies vornehmlich der Überlegenheit der deutschen Motorenindustrie in preislicher und technischer Hinsicht.

### Danksagung.

Vorsitzender Herr Professor Laas:

Mit großem Interesse sind wir den Ausführungen über die Entwicklung des Großmotorfrachtschiffes von seinen ersten Anfängen bis zu seinen heutigen Ausführungsformen gefolgt. Wir haben hierdurch Einblick in die Konstruktionsgrundsätze und die Wirtschaftlichkeitsfragen eines Seetransportmittels erhalten, dessen Bedeutung dauernd zunimmt. Im Namen der Versammlung danke ich Herrn Dr. Scholz für diesen interessanten und belehrenden Vortrag.

## V. Freibord und Seefähigkeit.

Von Dr.-Ing. R. Erbach, o. Professor a. d. Technischen Hochschule Danzig.

Die Festsetzung des Minimalfreibordes durch die Aufsichtsbehörden der Seeschifffahrt ist wohl die notwendigste und wichtigste Schutzmaßnahme für das Leben der seefahrenden Bevölkerung und die in einem Seeschiff verkörperten Werte.

Der Anreiz, ein Schiff tiefer zu beladen, als es mit Rücksicht auf seine Seefähigkeit zulässig ist, liegt für den Reeder darin, daß schon eine geringe Überschreitung des zulässigen Tiefgangs durch die daraus folgende Mehrtragfähigkeit den Frachtgewinn der Reise wesentlich erhöht, weil dieses Mehr an Ladung keine nennenswerte Erhöhung der Betriebskosten des Schiffes zur Folge hat und daher die hierfür vereinnahmte Nettofracht ganz als Reingewinn gebucht werden kann.

Da das Maß des geringsten Freibordes nur von berufener Stelle durch Vergleich auf Grund von umfangreichen Erfahrungen festgesetzt werden kann, wird der Schiffsführer das Schiff, besonders wenn er es noch nicht in allen Wetter- und Beladungsarten kennt, leicht überladen und in Gefahr bringen können, ohne sich dessen bewußt zu sein. Eine verhältnismäßig geringe Überladung setzt aber schon die Seefähigkeit stark herab.

Die heute gültigen Freibordvorschriften gleichen im wesentlichen noch der ersten Form, die bei der Einführung der Tiefladelinie geschaffen wurde, als es galt, eine große Anzahl vorhandener Schiffe nachträglich auf einen Maximaltiefgang zu eichen. Diese Vorschriften und vor allem das Verfahren für die Ermittlung des Freibordes sind heute durch die Entwicklung des Schiffbaus überholt und bedürfen dringend einer internationalen Neuregelung. Die Verhandlungen hierüber sollen im nächsten Jahre beginnen, und ich glaube daher, daß Vorschläge, wie die neuen Freibordvorschriften auf Grund der heutigen wissenschaftlichen Erkenntnisse und Fortschritte im Schiffbau zu gestalten sind, von besonderem Interesse sind. Ich schicke voraus, daß es nicht meine Absicht sein kann, die langjährigen Erfahrungswerte der Freibordbehörde durch theoretisch errechnete Werte zu ersetzen oder zu korrigieren, da die absoluten Werte lediglich durch die Erfahrung gefunden werden können. Die Freibordbemessung stellt ein Vergleichsverfahren dar, und lediglich dieses Verfahren scheint mir verbesserungsfähig zu sein, damit die aus den Erfahrungen gewonnenen Größen nach wissenschaftlichen Gesetzen und gerecht auf andere Schiffe übertragen werden können.

Für diese Vorschläge müssen wir uns zunächst klarmachen, nach welchen Gesetzen die Seefähigkeit vom Freibord abhängig ist:

Auf Abb. 1 stellt die helle Fläche die Normalverdrängung, die schraffierte die Reserveverdrängung dar. Bei ähnlichem Verlauf des Sprunges, der Linien des Überwasserschiffs und der Aufbauten kann man den Freibord als ein Vergleichsmaß für die Reserveverdrängung ansehen.

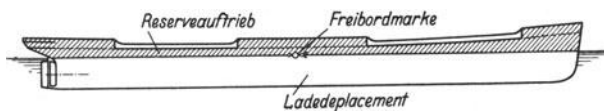


Abb. 1.

In den heutigen deutschen Freibordtabellen wird nicht das Reservedeplacement, sondern der Freibord unter Festsetzung gewisser Normen für den Sprung und die Aufbauten festgesetzt, während das Board of Trade nebenbei auch noch das Reservedeplacement angibt.

Die Bedeutung der Reserveverdrängung für die Seefähigkeit ist dreifach:

Erstens erhält sie dem lecken Schiff in Verbindung mit der Schottenteilung eine bedingte Schwimmfähigkeit. Bei Frachtschiffen, von denen hier hauptsächlich die Rede sein soll, ist die praktisch durchführbare Schottenteilung so weit, daß der für die unbedingte Sicherung der Schwimmfähigkeit erforderliche Freibord wesentlich größer wird, als für die Seefähigkeit des unverletzten Schiffes notwendig ist, und man verzichtet daher bei diesen Schiffen auf die unbedingte Erhaltung der Schwimmfähigkeit des verletzten Schiffes. Die Bemessung des Freibordes für Frachtschiffe kann also nicht mit Rücksicht auf die Sicherheit des verletzten Schiffes geschehen. Der hierfür vergrößerte Freibord, der Schottenfreibord, ist uns durch die Ausführungen von Herrn Prof. Laas auf der vorjährigen Hauptversammlung der Schiffbautechnischen Gesellschaft bekannt und soll hier nicht weiter behandelt werden.

Zweitens gibt die Reserveverdrängung Neigungsstabilität. Diese ist aber nicht allein vom Freibord abhängig, sondern auch von der mit der Ladung wechselnden Lage des Gewichtsschwerpunktes. Man kann also den Freibord auch nicht allgemein aus der erforderlichen Neigungsstabilität ableiten.

Drittens wird durch die Reserveverdrängung die Wehrhaftigkeit des Schiffes gegen überkommende Seen ausschlaggebend beeinflusst. Diese Gefahr ist bei einem Frachtschiff, dessen Luken nicht durch umfangreiche Aufbauten geschützt sind, sehr groß, da die gewaltigen Energien der auf Deck brechenden Seen schwere Beschädigungen des Schiffes zur Folge haben können, welche die Schwimmfähigkeit des Schiffes durch Einschlagen der Luken, Aufbauten und Niedergänge vernichten können; sie ist um so größer, weil durch eindringendes Wasser die Reserveverdrängung vermindert und das Schiff dann gegen nachfolgende Seen noch weniger geschützt ist. Die größte Zahl von Totalverlusten und schweren Havarien von Frachtschiffen im schweren Wetter auf offener See sind durch Überkommen schwerer Seen hervorgerufen. Abgesehen vom Schiff selbst wird auch die Mannschaft bei ihrem Dienst auf Deck auf das schwerste an Gesundheit und Leben gefährdet, wie zahlreiche Unfälle beweisen, bei denen Seeleute von überkommenden Seen verletzt oder über Bord gewaschen wurden.

Ich möchte daher die Fähigkeit eines Schiffes, sich gegen das Überkommen der See zu schützen, als Seefähigkeit im Sinne dieses Vortrages bezeichnen. Man findet vielfach die Ansicht, daß dieser Schutz rein statisch im Höhenunterschied zwischen dem Oberdeck und der Wasseroberfläche besteht. Diese Annahme ist grundfalsch, denn der Freibord würde unter dieser Annahme viel zu gering sein. Ein großer Frachtdampfer besitzt nur etwa  $1\frac{1}{2}$  m Freibord, und diese Höhe spielt gegenüber Sturmwellen von 6 und mehr Metern Höhe gar keine Rolle. Denken wir uns, daß ein Schiff gestrandet ist und mit so viel Untertrieb auf dem Meeresboden aufsitzt, daß die Wellen es nicht mehr heben können. Wir wissen, daß dann die See hemmungslos über das Schiff hinwegbricht. Das gestrandete Schiff ist bewegungslos und damit wehrlos. Wir erkennen, daß die Wehrfähigkeit des Schiffes gegen die See in seiner Bewegungsmöglichkeit liegt, daß es also durch seinen Freibord nicht statisch, sondern dynamisch gegen die See geschützt wird.

Zur Veranschaulichung der dynamischen Vorgänge greife ich zunächst den einfachsten Fall heraus und zeige in Abb. 2 ein vollbeladenes Frachtschiff im Querschnitt in aufrechter Ruhelage, wobei ich annehme, daß eine Sturmsee

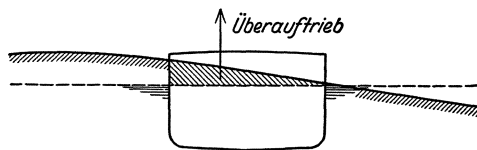


Abb. 2.

sich momentan über das Schiff lagert. Das Schiff wird sich, da es auch auf Deck wasserdicht ist und somit nicht unter der Welle begraben wird, heben. Da es vorher im Gleichgewicht war, muß also eine Beschleunigungskraft durch die Welle wachgerufen werden.

Diese Beschleunigungskraft ist durch den Überauftrieb gegeben, der dadurch entsteht, daß die schraffierten Teile des Reserveauftriebes wirksam werden. Die Größe der Beschleunigung wird durch das Verhältnis dieses überschüssigen Auftriebes zur Masse des Schiffes gegeben. Die Masse des Schiffes ist aber proportional der Ladeverdrängung in ruhigem Wasser. Das Schiff wird diese lineare Aufwärtsbewegung mit zunehmender Beschleunigung um so schneller ausführen, je größer dieses Verhältnis ist. Tatsächlich überlagert nun die Welle das Schiff nicht momentan, sondern allmählich, mit einer von der relativen Geschwindigkeit der Welle zum Schiff abhängigen Schnelligkeit, so daß auch die Beschleunigungskraft und die Aufwärtsbewegung allmählich einsetzen. Je schneller die Welle das Schiff überlagert, je größer wird die Beschleunigungskraft. Anfangs wird die Hubgeschwindigkeit des Schiffes gering und die Steigegeschwindigkeit der Welle größer als die des Schiffes sein. Hierdurch vermehrt sich der Überauftrieb, damit die Beschleunigung und die Hubgeschwindigkeit, die schließlich gleich der Steigegeschwindigkeit der Welle und

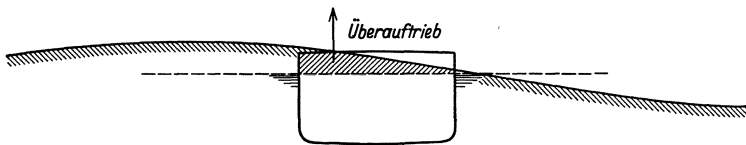


Abb. 3.

größer als diese wird, so daß die Welle das Oberdeck nicht erreichen und überfluten kann.

Denkt man sich nun (Abb. 3) dieses Schiff überladen, so vermindert sich die Reserveverdrängung unter Vergrößerung der Verdrängung. Die durch die Welle wachgerufene zu-

sätzliche Auftriebskraft muß zunächst bei gleicher Größe wie im ersten Fall eine größere Masse beschleunigen, so daß die Beschleunigung sich proportional den Verdrängungen verkleinert. Die Welle steigt also schneller am Schiff empor und erreicht das Oberdeck. Von diesem Punkte an wird die durch die Welle ausgelöste zusätzliche Auftriebs- und Beschleunigungskraft geringer als im ersten Fall, weil das fortgefallene Reservevolumen nun nicht mehr zur Wirkung kommen kann. Außerdem muß das über Deck wegflutende Wasser ebenfalls noch mit beschleunigt werden, wodurch die Masse noch mehr wächst. Schon eine verhältnismäßig geringe Überladung des Schiffes kann das Verhältnis des durch die Welle ausgelösten Überauftriebs zur Masse des Schiffes so verkleinern, daß das Schiff sich nicht mehr gegen das Hochsteigen der Welle über das Oberdeck hinaus wehren kann. Neben der reinen Steigebewegung der Welle besteht auch eine Horizontalbewegung der Wasserteilchen der Welle im Wellenkamm durch die Orbitalschwingung der Wasserteilchen, die am Schiffskörper Brandungserscheinungen erzeugt. Das Deck wird daher im letzten Falle nicht nur durch das Ansteigen des Wassers überflutet, sondern die See brandet auch mit großer Horizontalgeschwindigkeit über dasselbe hinweg.

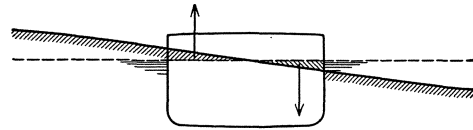


Abb. 4.

Neben der zusätzlichen Auftriebskraft entsteht durch die Wellenschräge noch ein freies Moment, weil der zusätzliche Auftrieb nicht symmetrisch zur Mitschiffsebene liegt. Dieses Moment ist in Abb. 4 durch das Verschiebungsmoment der beiden schraffierten Auftriebskeilstücke dargestellt; es bewirkt eine Winkelbeschleunigung und eine Drehbewegung derart, daß die der Welle zugekehrte Schiffseite sich hebt. Die Größe dieser Winkelbeschleunigung ist abhängig vom Verhältnis dieses Auftriebsmomentes zum Massenträgheitsmoment des Schiffes. Man kann, ohne einen großen Fehler zu begehen, das Massenträgheitsmoment des überladenen Schiffes als proportional mit der Verdrängung wachsend annehmen und in dieses Vergleichsverhältnis die Verdrängung statt des Massenträgheitsmomentes setzen. Bei Überladung ändert sich das beschleunigende Moment für eine bestimmte Lage der Welle zum Schiff zunächst nicht, hingegen nimmt das Massenträgheitsmoment proportional dem vergrößerten Displacement zu, die Winkelbeschleunigung also proportional ab. Nach Überflutung des Decks ist das Moment des Auftriebes geringer, so daß dann analog den Vorgängen bei der linearen Beschleunigung eine noch stärkere Verminderung der Winkelbeschleunigung im Vergleich zum nicht überladenen Schiff eintritt und das nun an Deck flutende Wasser ein gegenläufiges Krängungsmoment erzeugt, welches das günstig wirkende Auftriebsmoment verkleinert.

Die Wehrhaftigkeit des Schiffes gegen überkommende See querschiffs liegt also, wenn wir zunächst den einfachsten Fall annehmen, daß das Schiff in Ruhe von der Welle getroffen wird, in der Schnelligkeit, mit der es seine Austausch- und Krängungsbewegung von der Welle weg ausführen kann. Das Reserve-displacement stellt die potentielle Kraft hierfür dar, welche durch die Welle ausgelöst wird. Vermehrt sich nun die Masse des Schiffes auf Kosten dieses Poten-



tials, so wird die Geschwindigkeit der Bewegung schnell abnehmen; die Welle kann das Deck einholen und überfluten.

Da die relative Bewegung der Welle gegen das Deck eine verhältnismäßig kleine Differenz zweier großen Wege ist, so wird diese Differenz durch verhältnismäßig geringe Änderungen von Minuend und

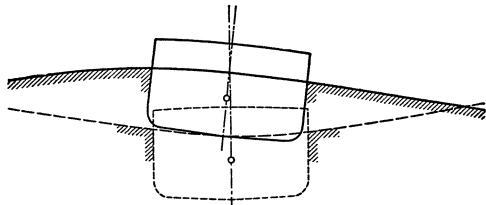


Abb. 5.

Subtrahend stark beeinflusst. Abb. 5 zeigt den absoluten Weg der Wellenoberfläche und des Decks, wenn das Schiff aus dem Wellental auf den Wellenberg gehoben wird. In einer Sturmsee betragen diese beiden Wege beispielsweise 8 m. Vermindert sich nun der Weg

des Schiffes infolge einer Verkleinerung des Verhältnisses von Reserveauftrieb zur Masse um einen geringen Prozentsatz, so wird dadurch die relative Lage des Decks zur Wasseroberfläche bei einem beispielsweise Freibord von 1,5 m absolut sehr stark vermindert.

Die empfindliche Abhängigkeit der Seefähigkeit von dem Verhältnis: „Reserveauftrieb zu Displacement in Ruhe“ ist jedem Seemann bekannt. Ballastschiffe, bei denen dieses Verhältnis sehr groß ist, nehmen selbst in schwerstem Seegang keine Seen über. Schon eine geringe Austauchung des Schiffes über die Tiefladelinie macht das Schiff, wie der Seemann sagt, lebendiger, eine geringe Überladung hingegen macht es träger in seinen Bewegungen. Steigt die Überladung weiter, so besitzt es schließlich keine Wehrhaftigkeit mehr, es liegt wie tot in der See, die Wellen brechen in schneller Reihenfolge auf Deck und können sein Schicksal besiegeln.

Die gleichen Gesetze gelten, wenn wir die Richtung der See zum Schiff um  $90^\circ$  drehen, so daß sie nun recht von vorne oder von hinten kommt, wobei wir ebenfalls zunächst das Schiff in Ruhelage annehmen. Beim wichtigsten Fall, der See von vorne, ist die Reserveverdrängung des Vorschiffes ausschlaggebend

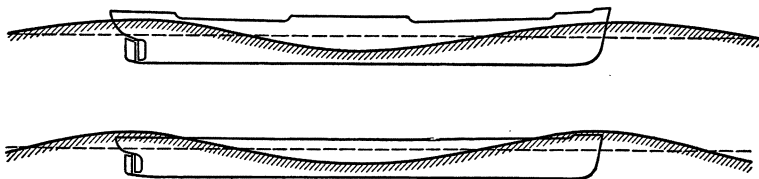


Abb. 6.

für die Schnelligkeit, mit der sich dieses über die anrollende See hebt (Abb. 6). Das Schiff mit hohem Sprung und langer Back besitzt ein großes potentiell

es Auftriebsmoment, welches beim Schiff mit kleinem Sprung ohne Back so klein ist, daß die Welle schneller steigt als das Vorschiff selbst, das Deck erreicht und überflutet. In der Längsrichtung ist das Massenträgheitsmoment des Schiffes größeren Schwankungen durch die Verteilung der Ladung unterworfen. Große Gewichte an den Enden vermehren das Massenträgheitsmoment, bezogen auf die Querachse, vermindern die Winkelgeschwindigkeit und haben daher ein stärkeres Überkommen der See zur Folge. Der Seemann vermeidet es daher, große Gewichte in die Laderäume an den Schiffsenden zu stauen.

Die Annahme, daß das Schiff in Ruhelage von einer hohen Welle getroffen wird, trifft tatsächlich selten zu, sondern der Seegang wächst allmählich. Jede

Welle versetzt das Schiff in eine erzwungene Roll-, Stampf- und Tauchschwingung. Wenn der Impuls aufhört, schwingt das Schiff in seiner eigenen Schwingungsperiode weiter. Das Schiff wird nun von neuen Wellen getroffen, die weitere erzwungene Schwingungen auslösen, welche sich mit den Eigenschwingungen überlagern. Hierdurch entstehen, je nachdem sich die erzwungenen Schwingungen zu den Eigenschwingungen addieren oder subtrahieren, Schwebungen, welche im Anschwellen der Amplituden und Erlöschen bis zur Ruhelage zum Ausdruck kommen. Der Sonderfall dieser Schwebungen, welcher dem der vorher angenommenen Ruhelage äußerst entgegengesetzt ist, ist der, daß die Impulse der Wellen die gleiche Periode wie die Eigenschwingungen haben. Jeder Impuls der Welle vergrößert dann die Amplitude des freischwingenden Schiffes; Eigenschwingungen und erzwungene Schwingungen fallen zusammen.

Wir wollen nun an diesem anderen Extrem den Einfluß des Freibordes untersuchen, wobei wir für beide Schiffe gleiche Schwingungsperioden für die Anfangslagen annehmen, zunächst die Rollschwingungen betrachten und den Einfluß der Dämpfung vernachlässigen. Das Schiff mit niedrigem Freibord wird schon nach wenigen Impulsen bei kleinen Neigungen mit dem Deck in die Welle einschneiden und ist damit der Gefahr der Überflutung und der überkommenden Brecher ausgesetzt. Mit jeder weiteren Schwingung wird es tiefer in die Welle eintauchen und schließlich kentern (Abb. 7a).

Aber auch das Schiff mit höherem Freibord müßte, wenn man die Dämpfung vernachlässigt, zu derselben Katastrophe kommen, trotz der größeren aufrichtenden Momente seiner eintauchenden Keilstücke, denn durch dieses größere Moment der Keilstücke wird auch der Impuls der Welle auf das Schiff größer und damit auch die Amplitude. Im Fall der reinen ungedämpften Resonanzschwingung wäre daher das Schiff mit größerem Freibord ebenso gefährdet wie das Schiff mit kleinerem Freibord, nur daß die Katastrophe des Überflutens des Decks und des Kenterns einige Schwingungen später eintritt (Abb. 7b).

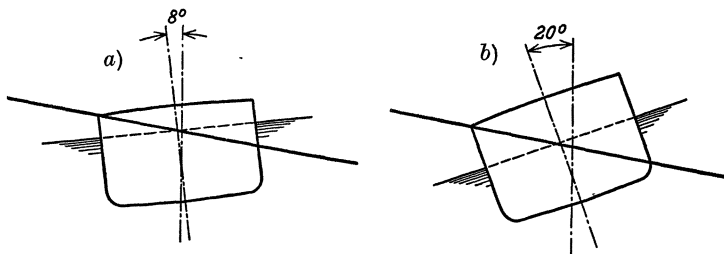


Abb. 7.

Durch die mit den großen Rollwinkeln verbundenen großen Beschleunigungsmomente wird aber die Schwingungsperiode des Schiffes kürzer und das Schiff kann dadurch schon aus der Resonanz herauskommen, ehe die Neigungen gefährlich werden. Auch ist entsprechend den größeren Amplituden bei verkürzter Periode die Geschwindigkeit größer, mit der die gefährlichen Krängungslagen durchlaufen werden, und somit auch die Gefahr geringer, daß hierbei Brecher an Deck kommen. Gleichfalls wird dadurch auch der Einfluß des etwa doch an Deck kommenden Wassers vermindert, da es schneller abgeschüttelt wird. Trotzdem würde aber auch das Schiff mit hohem Freibord und der günstigsten Stabilitätskurve in kurzer Zeit schon bei nur annähernder Resonanz solche Amplituden

erreichen, daß es kentern oder sonst aufs schwerste gefährdet werden würde, wenn nicht die Dämpfung durch den Wasserwiderstand das Anwachsen der Amplituden dadurch verhindert, daß schließlich die durch jeden Wellenimpuls auf das Schiff übertragene Energie durch die Dämpfungsarbeit aufgezehrt wird. Man kann wohl sagen, daß ohne Dämpfung bei den drei genannten Schwingungsarten Schifffahrt im Seegang unmöglich sein würde. Die Dämpfungsgrößen eines Schiffes sind für die Dynamik des Schiffes und die Stabilitätslehre von ausschlaggebender Bedeutung. Ihr Kriterium ist das Verhältnis des Massenträgheitsmomentes zum Dämpfungswiderstand, der sich aus Reibungs-, Form- und Wellenwiderstand zusammensetzt. Schiffe mit großem Trägheitsmoment und stark abgerundeter Kimm (Abb. 8 a) haben die geringste Dämpfung gegen Rollschwingungen. Es ist bekannt, daß derartige Schiffe, wie z. B. schnelle kleine Passagierschiffe, Vergnügungsjachten, Revierdampfer, Fischdampfer, auch bei günstigen Stabilitätskurven sehr große Rollamplituden bekommen. Der Gedanke wäre nicht von der Hand zu weisen, daß zusätzliche Dämpfungseinrichtungen, wie z. B. Schlingerkiele, von genügender Länge und Höhe durch die

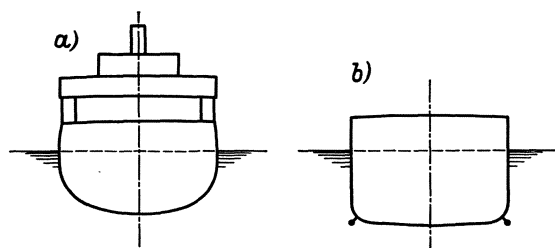


Abb. 8.

Berufsgenossenschaften vorgeschrieben werden, da sie für die Seefähigkeit ebenso wichtig sind wie genügende Stabilität und Freibord.

Der Vorteil des Schiffes mit hohem Freibord liegt darin, daß große Amplituden ohne Gefahr für die Stabilität des Schiffes und ohne daß das Deck in die See eintaucht, zulässig sind. Mit diesen großen Amplituden in Verbindung mit der verkürzten Periode steigt die Dämpfung durch den Wasserwiderstand erheblich, da dieser etwa mit dem Quadrat der Winkelgeschwindigkeit zunimmt. Bei einem Schiff mit niedrigem Freibord kann die Dämpfung sich nicht so auswirken, weil hier die gefährlichen Neigungen schon eintreten, ehe die Dämpfung durch Anwachsen der Winkelgeschwindigkeit wirkungsvoll wird. Das in Resonanz mit den Wellen schwingende Schiff mit großem Freibord kann also auch so stark schlingern, daß das Deck in die See eintaucht, aber die hiermit verbundenen größeren Amplituden haben günstigere sekundäre Erscheinungen zur Folge, die schließlich der Vergrößerung der Amplitude eine Grenze setzen.

Die tatsächlich auftretenden Schwingungen liegen zwischen den beiden hier behandelten Extremen, und somit wird auch für alle diese Fälle die für die beiden begrenzenden Extreme abgeleitete ausschlaggebende Bedeutung des Verhältnisses (Reserveverdrängung zur Normalverdrängung) bestehen.

Für die Stampfeschwingungen gilt sinngemäß das gleiche, nur daß hier eine Kentergefahr natürlich nicht besteht.

Bei den Tauchschwingungen, welche für die Seefähigkeit eine bisher nicht genügend bewertete ausschlaggebende Bedeutung haben, ist die Dämpfung so groß, daß durch Resonanzerscheinungen, die auch hier möglich sind, die Amplituden nicht sehr vergrößert werden können. Berechnet man hingegen die Tauch-

schwingungen ohne Dämpfung, so entstehen schon nach wenigen Impulsen derartige Amplituden, daß das Schiff mit dem Kiel aus dem Wasser herausspringt und mit dem ganzen Deck eintaucht.

Die an dieser Stelle nur in großen Zügen umrissene Theorie der Schiffschwingungen im Seegang zeigt, wie verwickelt dieser Vorgang ist, besonders durch die Zusammensetzung der drei genannten Schwingungsarten in eine resultierende Bewegung. Rechnerisch lassen sich diese Vorgänge wegen der Unbestimmtheit der Dämpfung nicht erfassen, es bleibt nur der Weg des Modellversuchs übrig.

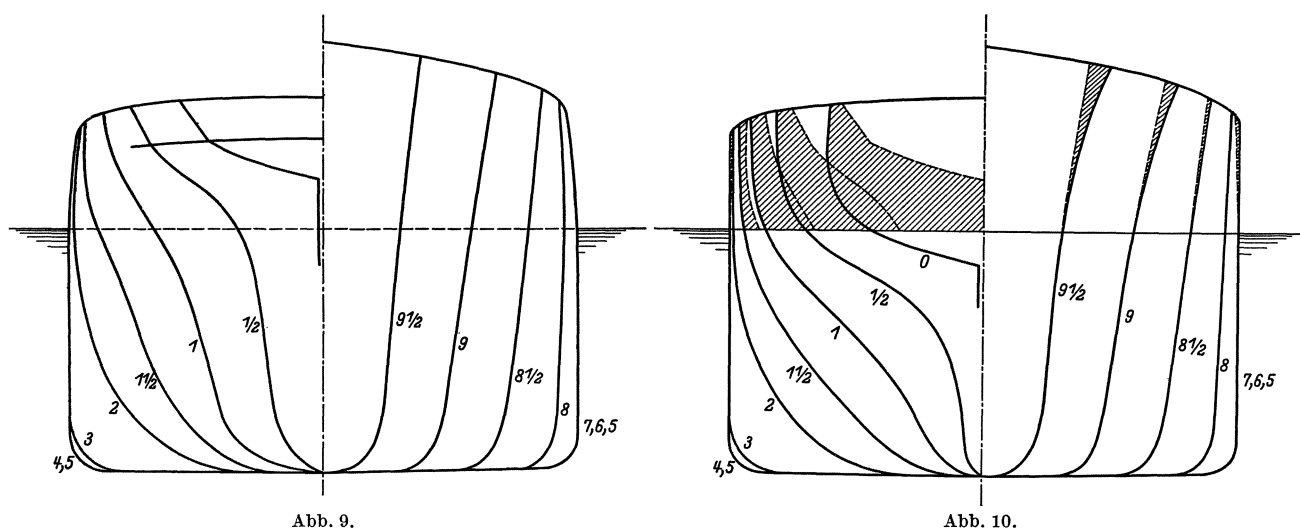


Abb. 9.

Abb. 10.

Es sollen nun die Freibordvorschriften darauf geprüft werden, ob sie den hier gekennzeichneten dynamischen Gesetzen Rechnung tragen.

Bei den heute gültigen Freibordvorschriften ist nicht das Verhältnis der Reserveverdrängung zur Verdrängung, sondern ihr Verhältnis zum Rauminhalt des Schiffes unter dem Freiborddeck ohne Doppelboden das Kriterium des Vergleichs. Hierbei werden, wenigstens bei den deutschen Vorschriften, Eigenarten der Schiffsförmungen über Wasser für das Reservedeplacement nicht bewertet, während ihr Einfluß auf den Rauminhalt unter Deck und somit auf die Freibordvölligkeit in der Freibordrechnung erfaßt wird. Ein Beispiel soll diese Unlogik erläutern. In Abb. 9 ist der Spantenriß eines Frachtdampfers mit stark eingezogenen Spanten im Mittelschiff, senkrechten Spanten im Vorschiff und kleinem Heck, in Abb. 10 der eines gleichen Frachtschiffes mit senkrechten Wänden im Mittelschiff, starkem Ausfall im Vorschiff und Kreuzerheck gezeichnet. Das Mehr an Reservedeplacement bei letzterem, welches durch Schraffur gekennzeichnet ist, hat bezüglich der beiden Schwingungsachsen große Hebelarme, vergrößert also die Beschleunigungsmomente erheblich und vermehrt die Wehrhaftigkeit gegen überkommene Seen. Nach den heutigen Freibordvorschriften muß dieses Schiff aber trotzdem einen größeren Freibord bekommen, weil seine Freibordvölligkeit durch seinen größeren Raumgehalt unter Deck größer geworden ist. Das für die Seefähigkeit ohne Rücksicht auf höhere Baukosten besser konstruierte

Schiff wird also durch die Freibordvorschriften schlechter behandelt, während eine Verminderung des Freibordes durchaus berechtigt ist. Die Beziehung der Reserveverdrängung auf den Rauminhalt anstatt auf die Tiefladeverdrängung und die fehlende Bewertung der Überwasserform für die Reserveverdrängung sind grundsätzliche Fehler unserer heutigen Freibordvorschriften.

Daß diese Fehler seinerzeit begangen wurden, ist verständlich. Es handelte sich damals bei der Einführung der Freibordmarke darum, Tausende von vorhandenen Schiffen, von denen Berechnungsergebnisse und Linienrisse nicht vorhanden waren, nachträglich zu aichen. Man konnte nicht von der Ladeverdrängung ausgehen, weil diese wegen der fehlenden Tiefladelinie gar nicht festlag. Man mußte sich notgedrungen an die einzigen offiziellen Angaben über den Rauminhalt des Schiffes, nämlich an die Vermessung und die Seitenhöhe des Schiffes halten. Nur durch diese Umstände ist das heute gänzlich veraltete und unpraktische Verfahren dieser Freibordermittlung zu erklären. Der Freibord wurde dadurch abhängig von Seitenhöhe und Freibordvölligkeit, also von Größen, in welchen der Freibord selbst wieder enthalten ist. Man kann, wenn man den Tiefgang unveränderlich festhalten will, was ja bei der Neukonstruktion der Fall ist, nur durch Probieren sich allmählich an den richtigen Wert herantasten. Dieses Verfahren ist umständlich und ungenau. Würde man von der Ladeverdrängung ausgehen und statt des Freibordes für die verschiedenen Schiffsgößen nur einen Prozentsatz der Ladeverdrängung als Reserveverdrängung festsetzen, so könnte der Konstrukteur beim Entwurf des Überwasserschiffes Freibord und Linienführung so wählen, daß der verlangte Prozentsatz der Reserveverdrängung genau erreicht wird. Hierfür müßten das Volumen der Aufbauten, ähnlich wie es jetzt geschieht, je nach ihrer Länge, Höhe, Lage und Verschließbarkeit für das Reservedeplacement bewertet und auch für die Verteilung des Reservedepacements nach den Schiffsenden (also den Sprung) und Schiffseiten Normen festgesetzt werden. Auf diese Weise wäre nur eine einzige kurze Haupttabelle für den Prozentsatz des Reservedepacements erforderlich. Der Zuschlag für übernormale Schiffslänge müßte unter Berücksichtigung der hier abgeleiteten dynamischen Gesetze ebenfalls neu festgesetzt werden, derart, daß der Zuschlag in erster Linie an den Schiffsenden durch Vermehrung des Sprungs zur Wirkung kommt.

Bei der Bewertung der „offenen Aufbauten“ insbesondere des offenen Shelterdecks besteht der schon so oft verurteilte Widerspruch zwischen den Vorschriften der Vermessung und den Forderungen für die Seefähigkeit des Schiffes. Die Vermessungsbehörde zwingt beim Shelterdecker den Reeder, den größten Teil der Reserveverdrängung durch die Wasserpforten und Speigatte zu zerstören, wenn er das Schiff nicht durch Einvermessung des Shelterdeckraumes konkurrenzunfähig machen will. Diese zerstörte Reserveverdrängung kann für den Freibord nur gering bewertet werden; da aber die Freibordbehörde sehr wohl weiß, daß der Reeder die von der Vermessung angeordneten Öffnungen seefest schließt, wenn keine Kontrolle durch die Vermessungsbehörde zu befürchten ist, so bewertet sie das Volumen des Shelterdecks für den Freibord wie einen wasser-

dichten Aufbau. Wenn der Reeder diese Öffnungen in See nicht fest schließen würde, so würde er grob fahrlässig handeln, denn ein Schiff mit Löchern dicht über der Wasserlinie in der Außenhaut ist meist wegen ungenügender Stabilität nicht mehr seefähig, da bei länger dauernden Krängungen durch Winddruck oder übergehende Ladung das Wasser durch die Speigatten und Wasserpforten eindringt, den Auftrieb des eintauchenden Keilstückes vernichtet und den Hebelarm der Stabilität dadurch unzulässig herabmindert (Abb. 11). Wenn auch die gänzliche Beseitigung der unsinnigen vermessungsfreien offenen Aufbauten nach den ergebnislosen Verhandlungen im Völkerbund noch nicht zu erwarten ist, so sollte doch bei der Neuregelung der Freibordvorschriften auf Fortfall der völlig sinnlosen und gefährlichen Wasserpforten und Speigatten in offenen Shelterdecks gedrungen werden, zumal heute vielfach zur Umgehung dieser schädlichen Öffnungen der offene Shelterdecker als Welldecker mit ganz kurzer Well frisiert wird, ein Typ, der, an sich unsinnig, nur durch die Möglichkeit, die Speigatten und Pforten fortzulassen, Berechtigung besitzt.

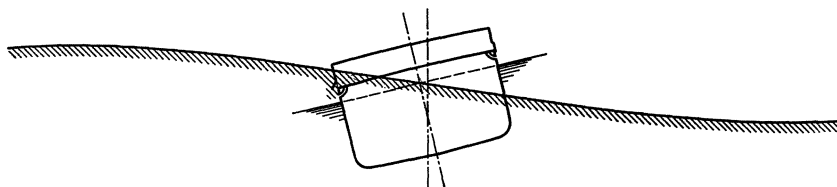


Abb. 11.

Die heutigen Freibordvorschriften geben auch Regeln für die Vergrößerung des Freibords bei Materialstärken der Längs- und Querverbände, welche geringer sind, als für Volldeckschiffe vorgeschrieben. Meines Erachtens greift hier die Freibordbehörde in die Befugnisse der Klassifikation über, denn die Festigkeit des Schiffskörpers ist Sache der letzteren. Historisch läßt sich dieser Übergriff dadurch erklären, daß sich unter den seinerzeit zu aichenden Schiffen auch solche befanden, die, für Leichtgut bestimmt, weniger tief beladen wurden als Volldecker und daher schwächere Verbände hatten. Wären diese Schiffe, was ja mit Rücksicht auf die dynamischen Vorgänge zulässig gewesen wäre, wie Volldecker geacht worden, so hätte im Seegang ein für ihre Verbände zu großes Biegemoment entstehen können und daher mußte dieses Biegemoment nach Maßgabe des verschwächten Trägers durch Verminderung des Tiefgangs verkleinert werden.

Bei der Neukonstruktion von Schiffen geht der Weg aber umgekehrt. Das Primäre ist hier nicht die Verschwächung des Schiffskörpers, aus dem dann der Freibordzuschlag ermittelt wird, sondern umgekehrt, die Vergrößerung der Seitenhöhe über das durch den Freibord erforderliche Maß ist die gewollte Ursache und die Verminderung der Materialstärken die Folge. Der Reeder verlangt oft einen so großen Raum pro Tonne Ladefähigkeit, daß dieser nur durch einen vergrößerten Freibord erzielt werden kann. Der Freibord ist also konstruktiv eine Funktion des erforderlichen Laderaums. Die für die vergrößerte Seitenhöhe in den Tabellen der Klassifikation für Schiffe mit normalem Freibord vorgeschriebenen Materialdicken geben einen für das kleinere Biegemoment zu starken Träger, da den Tabellen der zur Seitenhöhe gehörige Maximaltiefgang zugrunde liegt. Es ist also mit Rücksicht auf Festigkeit durchaus berechtigt, die Materialdicken des

Schiffes mit vergrößertem Freibord so weit zu vermindern, daß das Widerstandsmoment gleich dem eines Schiffes mit gleichem Tiefgang, aber mit normalem Freibord und normaler Seitenhöhe wird. Dies müßte nicht schematisch, sondern durch einen individuellen Festigkeitsvergleich der beiden Träger geschehen. Die Kontrolle der Verminderung der Materialdicken ist aber eine Angelegenheit der Klassifikation, und die Freibordbehörde hat nur dafür zu sorgen, daß der Minimalfreibord für die Seefähigkeit ohne Rücksicht auf Festigkeit nicht unterschritten wird.

Die heute von der Klassifikation für vermehrten Freibord zugelassenen Verminderungen der Materialdicken sind geringer, als mit Rücksicht auf die vergrößerte Trägerhöhe zulässig ist; größere Erleichterung der Verbände solcher Schiffe würde den Anreiz, Schiffe mit erhöhtem Freibord zu bauen, vermehren und dies würde durchaus im Interesse der Seefähigkeit und Sicherheit der Frachtschiffe liegen.

Für die Vorschläge, welche ich bei der Neuregelung der Freibordvorschriften gern verwirklicht sehen würde, muß ich auch noch den Einfluß des Freibordes auf die Schwimmfähigkeit der verletzten Schiffe kurz behandeln, trotzdem dies nach meiner im Anfang gegebenen Definition nicht mehr in den Rahmen dieses Vortrages gehört.

Man nimmt rein schematisch an, daß die Schwimmfähigkeit eines Schiffes zu Ende ist, wenn beim verletzten Schiff das Schottendeck an einer Stelle bis zum äußeren Wasserspiegel eintaucht, da dann bei einer weiteren Zunahme der Tauchung das Wasser auch in die nicht verletzten Räume durch das nicht wasserdicht angenommene Deck laufen kann und die Stabilität durch die Ausdehnung der freien Wasserfläche über einen großen Teil der Schiffslänge schnell abnimmt. Danach haben alle Schiffe mit langen Aufbauten, bei denen zwar die Reserveverdrängung durch die Aufbauten genügend groß ist, das Freiborddeck aber dicht über Wasser liegt, bei Verletzungen eine sehr geringe Schwimmfähigkeit. Am ungünstigsten sind in dieser Beziehung die Shelterdecker, bei denen, besonders bei kurzen Schiffen, das Schottendeck nur wenig über der Tiefladelinie liegt. Würde man für ein solches Schiff eine Schottkurve berechnen, so würden sich so geringe Schottabstände ergeben, daß deren praktische Verwirklichung besonders bei Frachtschiffen ausgeschlossen ist. Es wird nun aber der Nachweis der Schwimmfähigkeit bei verletztem Schiff nur bei größeren Schiffen in überseeischer Fahrt verlangt, welche eine größere Anzahl von Passagieren befördern. Kleinere Passagierschiffe auf kürzeren Fahrtstrecken werden von dieser Vorschrift nicht betroffen. Hieraus folgt, daß alle Frachtschiffe ohne größere Anzahl Passagiere und alle kleineren in kürzerer Fahrt beschäftigten Schiffe einschließlich der reinen Passagierschiffe, wenn sie als Shelterdecker ausgeführt sind, eine sehr geringe Schwimmfähigkeit bei Verletzungen besitzen, obwohl die Gefahr der Kollisionen bei solchen Schiffen eher größer denn geringer ist als bei großen Schiffen in langer und atlantischer Fahrt. Unter den Passagierschiffen der Nord- und Ostseefahrt findet man zahlreiche Typen, bei denen die Reserveschwimmkraft bei der Verletzung eines Raumes ganz minimal ist, besonders gilt dies, wenn das unter dem

Shelterdeck liegende zweite Deck, das Freiborddeck, ohne Sprung ausgeführt wird. Die für die Seefähigkeit nach meinen bisherigen Ausführungen günstigen Shelterdeckschiffe sind also hinsichtlich ihrer Schwimmkraft bei Verletzungen sehr schlecht. Der wasserdichten Durchführung der Schotte bis zum Oberdeck auf diesen Schiffen stehen zwei Schwierigkeiten entgegen.

Erstens verlangen die unsinnigen Vermessungsvorschriften neben den erwähnten Speigatten, daß alle Schotte im Shelterdeckraum durch Vermessungsöffnungen nicht wasserdicht gemacht werden. Will der Reeder nicht auf das für die Wirtschaftlichkeit entscheidende Benefizium des abgabefreien Shelterdecks verzichten, so kann er die Schotte nicht wasserdicht bis zum Oberdeck durchführen lassen; man läßt sie daher meistens im Oberdeck ganz fort.

Zweitens: Bei kleineren Passagierschiffen sind im Shelterdeckraum die Mehrzahl der Passagierkabinen untergebracht, und die Durchführung wasserdichter Schotten würde das Passagierdeck stark zergliedern und den Verkehr sehr behindern. Die Anordnung wasserdichter Schotttüren würde nur problematische Bedeutung haben, wenn nicht gleichzeitig ein einwandfreies zentrales Schottenschließsystem angeordnet würde, welches aber wiederum die Kosten des Schiffes sehr vermehren würde.

Bei der Durchführung der Schotten bis zum Shelterdeck erhält man hingegen eine übermäßig große Reserveschwimmfähigkeit bei verletztem Schiff, auf die man vielleicht verzichten könnte. Es wäre deshalb zu weit gegangen, wenn man die Durchführung dieser Schotte bis zum obersten Deck bei allen Shelterdeckern vorschreiben würde. Ein Mittelweg wäre, wenn man für alle Schiffe, bei denen der Freibord des Schottendecks ein gewisses Maß unterschreitet, mit Rücksicht auf die Reserveschwimmkraft eine Erhöhung des Freibordes verlangte, die nach absoluter Größe und Verwendungszweck des Schiffes abgestimmt werden müßte. Abb. 12 zeigt als Beispiel einen kleinen Passagierdampfer für die Finnlandfahrt mit Shelterdeck, an dem man die Notwendigkeit der hier vorgeschlagenen Maßnahme leicht erkennen kann. Die zweite Skizze (Abb. 13) zeigt den Freibord eines gleich großen Volldekkers, bei dem das Oberdeck Schottendeck ist; man sieht, wieviel geringer die Reserveschwimmkraft beim Shelterdecker wird.

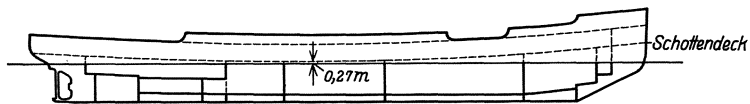


Abb. 12.

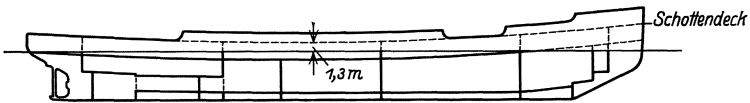


Abb. 13.

Ich möchte zum Schluß meine Vorschläge für die Neuregelung der Freibordvorschriften wie folgt zusammenfassen:

1. Statt des Freibordes wird für die verschiedenen Schiffsgrößen die Reserveverdrängung in Prozenten der Ladeverdrängung vorgeschrieben. Im Freibordzertifikat wird wie bisher die Tiefgangsmarke festgelegt.

2. Wenn das Volumen eines offenen Shelterdecks als Reservedisplacement voll bewertet werden soll, dürfen keine Wasserpforten und Speigatten in diesem



Raum angebracht sein. Wenn die Schotten nicht wasserdicht bis zum obersten durchlaufenden Deck durchgeführt sind, kann ebenfalls das Volumen des Decks nicht voll bewertet werden; in beiden Fällen wird also der Freibord erhöht.

3. Die Vorschriften für die Vergrößerung des Freibordes infolge geringerer Materialstärken fallen fort. In den Klassifikationsvorschriften werden Verminderungen der Materialstärken bei Schiffen mit erhöhtem Freibord soweit zugelassen, daß ein Träger von gleicher Festigkeit wie der des Schiffes mit normalem Freibord entsteht.

Ich glaube, daß durch die Verwirklichung dieser Vorschläge nicht nur der Bau von Frachtschiffen hoher Wirtschaftlichkeit und Seefähigkeit gefördert wird, sondern daß auch die zur Zeit recht unübersichtlichen Freibordvorschriften für die Zwecke des Konstrukteurs klarer und einfacher gestaltet werden.

### Erörterung.

Herr Dr.-Ing. v. d. Steinen, Hamburg-Bergedorf:

Meine Herren! Ich möchte zu dem aktuellen Vortrag von Herrn Professor Dr. Erbach nur unter dem Gesichtswinkel meines Schiffbaulaboratoriums einiges sagen. Ich habe in meinem Vortrage<sup>1</sup> vor der Hauptversammlung im vorigen Jahre darauf hingewiesen, daß das Hauptprogramm des Schiffbaulaboratoriums in der Untersuchung der statischen und dynamischen Stabilitätsprobleme bestehen würde.

Die Fragen der statischen Stabilität sind inzwischen theoretisch zu einem gewissen Abschluß gekommen, die Hauptformel ist in der Gleichung

$$h \cdot d\mu + d\zeta = j \cdot d\delta$$

gegeben. In dieser Formel bedeutet

$h$  den Hebelarm der statischen Neigungsstabilität,

$\mu$  den effektiven Winkel der Neigungsstabilität,

$\zeta$  den lotrechten Abstand von  $F$  nach  $G$ , den Potentialfaktor.

Nach der bisherigen ebenen Stabilitätstheorie wurde stets

$$h \cdot d\mu + d\zeta = 0$$

gesetzt, da die Arbeit des äußeren Momentes sich mit der Vergrößerung des Potentials zu Null ergänzen mußte. Es läßt sich nun theoretisch und auch empirisch nachweisen, daß es bei räumlicher Betrachtung auch noch ein Stabilitätsmoment um die vertikale Schwimmkörperachse gibt, dessen Hebelarm  $j$  und dessen Drehwinkel  $\delta$  genannt worden sind. Legt man die zwei Auftriebsrichtungen durch den Verdrängungsschwerpunkt, die für den frei schwimmenden Körper sowie für den von einem äußeren, raumorientierten Moment mit horizontaler Achse beeinflussten Schwimmkörper gelten, relativ zum Schwimmkörper fest, so stellen diese beiden Auftriebsrichtungen allgemein zwei windschiefe Geraden dar. Der kleinste Abstand dieser windschiefen Geraden beträgt  $j/\sin \nu$ , wenn unter  $\nu$  der Winkel der ursprünglich horizontalen Deckebene zur Wasseroberfläche verstanden wird ( $\nu$  und  $\mu$  sind verschiedene Winkel). Die in die Deckebene projizierte Komponente der Auftriebskraft  $P$  beträgt  $P \cdot \sin \nu$ , und diese Komponente steht senkrecht zur kürzesten Entfernung der windschiefen Geraden  $j/\sin \nu$ , so daß das Produkt  $P \cdot \sin \nu \times \frac{j}{\sin \nu}$  das statische Giermoment  $P \cdot j$  ergibt. Die nähere Ableitung dieser differentialgeometrischen Beziehung würde an dieser Stelle zu weit führen. Sie wird demnächst in der Zeitschrift für angewandte Mathematik und Mechanik veröffentlicht erscheinen. Hier möchte ich nur einen kurzen Film vorführen, welcher einen Versuch aus dem Schiffbaulaboratorium zeigt, wie ein Schwimmkörper am Momentenindikator die zunächst paradox anmutende Gierdrehung unter dem Einfluß eines äußeren Neigungsmomentes mit horizontaler Achse ausführt. — Film.

Die Probleme der dynamischen Stabilität stellen sehr viel schwierigere Aufgaben, die zudem nicht rein theoretisch zu lösen sind. Zunächst sollen aus diesem Bereiche folgende Aufgaben in Angriff genommen werden: Wie ändert sich das Massenträgheitsmoment eines Schiffes unter dem Einfluß der mitschwingenden Wassermasse? — Wie groß sind die Dämpfungsfaktoren bei den verschiedenen Schwingungsarten der Schiffe und wovon hängen diese ab? — Für die Versuche zur Bestimmung der Massenträgheitsmomente werden die Schiffsmodelle mit voller Beballastung in der Luft und im Wasser ausgependelt. Die Schwierigkeit hierbei ist die Messung der Schwingungszeiten, da es hierbei auf Unterschiede von  $\frac{1}{10\,000}$  Sekunden noch sehr wesentlich ankommt. Diese Zeitmessungen werden mit dem Schlichtingapparat durchgeführt (Zeitmesser mit Rußtrommeln und Stimmgabeln).

In das Programm dieser Versuche für die dynamische Stabilität reihen sich die von Erbach gewünschten Versuche zwanglos ein, und ich halte die Zahl: Reservedeplacement dividiert durch WL-Deplacement

<sup>1</sup> Das Schiffbaulaboratorium der Technischen Staatslehranstalten in Hamburg. Schiffbautechnische Gesellschaft. Jahrbuch 1929, S. 257.

für eine anschauliche Funktionsgröße bei diesen Versuchen. Das Versuchsprogramm nimmt erst seinen Anfang. Es wird gewissermaßen durch Versuche eingeleitet, die Herr Geheimrat Tjard Schwarz in der Erörterung zu meinem Vortrag<sup>1</sup> im vorigen Herbst vorgeschlagen hat. Diese Versuche befassen sich mit dem Einfluß von frei bewegtem Wasser auf Deck, mit dem Unterschied, den ein festes Schanzkleid oder ein offenes Stangengeländer bei stürmischer See auf die Stabilitätseigenschaften eines Schiffes ausüben kann. Die materiellen Kosten, welche die Vorbereitungen für diese Versuche mit sich gebracht haben, hat der Vorstand der Schiffbautechnischen Gesellschaft übernommen, wofür ich auch an dieser Stelle meinen besonderen Dank aussprechen möchte. Ich werde über diese Versuche nach ihrer Durchführung Bericht erstatten. — (Beifall.)

Nun ist mir noch der ehrenvolle Auftrag zuteil geworden, für Herrn Geheimrat Tjard Schwarz eine Zusage zu verlesen. Geheimrat Schwarz hat mir diesen Beitrag per Eilpost zugehen lassen, da er leider an seinem Erscheinen durch wichtige Umstände verhindert worden ist.

Herr Geheimer Marine-Baurat Tjard Schwarz (verlesen durch Herrn Dr. von den Steinen):

Der Vortragende behandelt den Begriff des Freibords und der Seefähigkeit nach neuartigen Gesichtspunkten unter Berücksichtigung der dynamischen Eigenschaft des Schiffes, sich gegen das Andeckbrechen der See zu wehren. Abgesehen davon, daß auch nach Ansicht des Vortragenden die aus den Schwingungen des Schiffes sich ergebenden Bewegungen des Schiffes weniger rechnerisch, als durch Modellversuche klar zu erfassen sind, so haben die praktischen Erfahrungen, wie dies die von Dr. Wrobbel im Schiffbau veröffentlichten Bilder über das Überfluten des Wetterdecks durch brechende Seen bestätigen, zeigt, daß ein Andeckbrechen der Seen nicht zu umgehen ist. Das hierdurch an Deck sich ansammelnde lose Wasser erzeugt aber, wenn es durch ein festes Schanzkleid vorübergehend festgehalten wird, gefährliche dynamische Wirkungen, welche unweigerlich zu einem ruckweisen Aufdiesitefallen des Schiffes führen. Denn die Ansicht des Vortragenden, daß die große Energie des Schiffes in den Umkehrlagen das an Deck kommende Wasser leicht abschütteln wird, trifft für Schiffe, welche zur Seite des Wetterdecks ein festes Schanzkleid führen, nicht zu. Das an Deck durch das feste Schanzkleid vorübergehend festgehaltene lose Wasser verringert aber nicht nur durch sein beträchtliches Gewicht den Freibord des Schiffes, sondern auch in weit bedenklicherem Maße die Stabilität des Schiffes durch das große Trägheitsmoment seiner freien Oberfläche und durch die hohe Schwerpunktslage des hinzugekommenen Gewichts. Die Überlegenheit des hochbordigen Schiffes bei allen Schwingungserscheinungen kann daher durchaus nicht angenommen werden. Dies hat sich bereits bei den ersten Versuchen deutlich erwiesen, welche mit einem Schiffmodell mit dankenswerter Unterstützung der Schiffbautechnischen Gesellschaft im Tank des Schiffbaulaboratoriums der Technischen Staatslehranstalten in Hamburg in diesen Tagen eingeleitet wurden. Das nach dem Dreinseltyp mit festem Schanzkleid zwischen den Aufbauten eingerichtete Schiffmodell mit  $MG = 0,5$  m und hohem Freibord fiel nach dem Aufgießen von Wasser auf das Achter- bzw. Vorderdeck plötzlich mit einem heftigen Ruck auf die Seite und behielt nach geringem Aufrichten eine erhebliche Schlagseite bei, bis das Deckwasser durch das nicht ganz dichthaltende Schanzkleid abgelaufen war. Wurden Decksaufbauten und festes Schanzkleid entfernt, so konnte man das freie Deck ständig mit Wasser begießen, ohne daß das Modell merkliche Bewegungen aufnahm. Durch diese Versuche wurden die von mir in Werft, Reederei und Hafen vom 22. IV. 1928 veröffentlichten Berechnungen über das plötzliche Unstabilwerden von Frachtschiffen mit festem Schanzkleid durch loses Wasser an Deck vollumfänglich bestätigt. Diese Versuche werden in den nächsten Monaten planmäßig durchgeführt und durch Vergleich der Auswertungen mit den erweiterten Stabilitätsberechnungen erhärtet werden. Es steht daher schon fraglos fest, daß bei der Neuregelung der Freibordvorschriften die Frage des festen Schanzkleides nicht außer acht gelassen werden darf. Denn das feste Schanzkleid kann selbst hochbordigen Schiffen verhängnisvoll werden.

In dem Vortrage ist besonders zu begrüßen, daß immer wieder darauf hingewiesen wird, daß die Vermessungsvorschriften mit den Freibordvorschriften im Widerspruch stehen, da bei den offenen Shelterdeckern das Reservedisplacement allmählich zerstört wird. Dasselbe trifft aber auch zu für alle Decksöffnungen, wie Luken, Luftrohre, Peilrohre und Ventilationsrohre, wenn ihre Verschlüsse von schweren Seen beschädigt oder zerstört werden. Das dann in den Schiffsraum dringende Wasser wird gleichfalls das Reservedisplacement verringern. Um die Beseitigung des festen Schanzkleides und den Ersatz desselben durch ein Stangengeländer sowie die Einführung wasserdichter Verschlüsse für alle Decksöffnungen zu fördern, sollte man den Freibord derjenigen Schiffe, die ein offenes Stangengeländer führen und wasserdichte Verschlüsse für alle Decksöffnungen besitzen, die auch schweren Seen standhalten können, geringer bemessen, weil sie ihr Reservedisplacement und ihre Stabilität auch in schwerem Wetter sicher erhalten können, wie dies die Ozeanfahrten der niederbordigen Torpedoboote und der über Wasser fahrenden U-Boote bewiesen haben.

Herr Dr.-Ing. Gustav Wrobbel, Hamburg:

Meine sehr geehrten Herren! Es ist mir, der ich vor 50 Semestern an der Technischen Hochschule zu Danzig als erster Studierender des Schiffbaufaches unter der Matrikel Nr. 2 immatrikuliert wurde, eine besondere Freude, heute an dieser Stelle auf der anlässlich der Jubiläumsfeier des 25jährigen Bestehens der Technischen Hochschule stattfindenden Tagung der Schiffbautechnischen Gesellschaft zu dem bemerkenswerten Vortrag des Herrn Prof. Dr. Erbach zu sprechen. Die Ausführungen des Vortragenden sind inso-

<sup>1</sup> Das Schiffbaulaboratorium der Technischen Staatslehranstalten in Hamburg. Schiffbautechnische Gesellschaft. Jahrbuch 1929, S. 257.

fern besonders interessant, als sie ein kritisches Schlaglicht auf den Freibord werfen. — Ich bin nicht in der Lage, den Ausführungen des Vortragenden in allen Punkten zu folgen und sehe, im Gegensatz zu ihm, den



Abb. 1.

Freibord der Schiffe nicht als gefährdet an. Ich halte eine besondere Erhöhung des Freibords im Interesse der Sicherheit der Schiffe nicht für erforderlich, und wie Sie bereits aus den Äußerungen des Herrn



Abb. 2.

Geheimrat Schwarz und des Herrn Marine-Baurat von den Steinen haben entnehmen können, hat die Erfahrung gezeigt, daß selbst Schiffe mit verhältnismäßig geringem Freibord genügende Seefähigkeit zeigen,

sofern man dafür sorgt, daß überkommende Seen ein auch in den Luken wasserdichtes Deck vorfinden und die Stabilität des Schiffes nicht etwa durch ein vorhandenes festes Schanzkleid gefährdet wird. Dem Einfluß des Schanzkleides auf die Seefähigkeit der Schiffe ist besondere Aufmerksamkeit zu schenken, und ich möchte Ihnen einige Bilder zeigen, die den Unterschied des Einflusses eines festen Schanzkleides und eines offenen Geländers zeigen. — Sie selbst werden bereits aus meinen Bildern, die Herr Prof. Erbach Ihnen vorgeführt hat, die Beobachtung haben machen können, daß Schiffe mit festem Schanzkleid auf Grund der durch das Schanzkleid an Deck festgehaltenen Wassermasse in ihrer Stabilität gefährdet werden können, während bei Schiffen mit offenem Geländer und Durchzugsstangen die überkommenden Seen die Möglichkeit besitzen, bequem und schnell abfließen zu können, wodurch die Sicherheit des Schiffes nicht angetastet wird. Sie sehen aus folgenden Bildern (vgl. Abb. 1—8), welche ungeheuren Wassermassen sich bei schwerer See über das Deck eines Schiffes ergießen können und sehen auch ganz deutlich, welche große Wassermenge durch ein festes Schanzkleid zurückgehalten werden kann. Für kleine Schiffe, beispielsweise Schlepper und Fischdampfer, wird das feste Schanzkleid bei einem bestimmten Seegang, der allerdings nicht zu groß sein



Abb. 3.

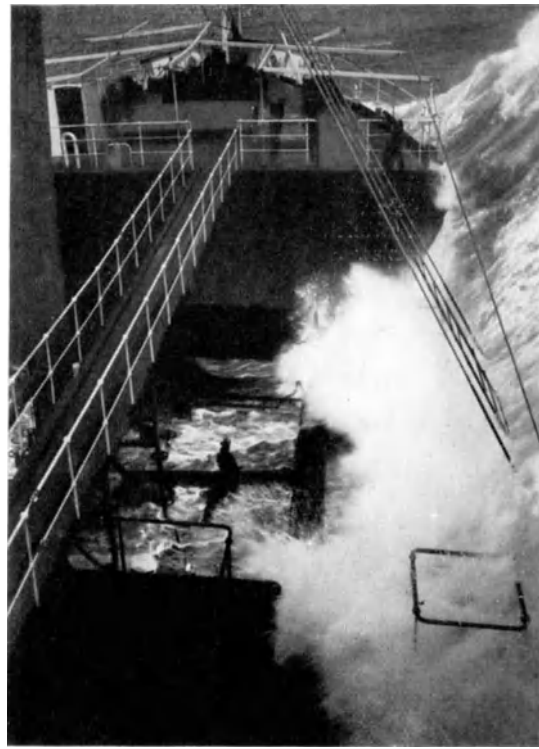


Abb. 4.

darf, einen gewissen Schutz bieten, aber auch nur dann, wenn durch eine genügende Anzahl von Wasserpforten dem Wasser die Möglichkeit gegeben ist, in kürzester Zeit von Deck zu fließen. Für größere Schiffe sollte grundsätzlich auf ein festes Schanzkleid verzichtet werden, wie man es heute ja schon fast allgemein bei Passagierschiffen tut. Bei Frachtdampfern könnte man ebenfalls auf das Schanzkleid ohne weiteres verzichten, denn sein eigentlicher Zweck, der Besatzung als Schutz gegen überkommende Seen zu dienen, wird bei größerem Seegang im allgemeinen doch illusorisch, im übrigen besteht ja doch die Möglichkeit, durch entsprechende fortnehmbare Laufbrücken in ähnlicher Weise wie bei Tankdampfern den Verkehr zwischen Back, Brücke und Poop herzustellen. Wenn man dann noch außerdem dafür sorgt, daß die Luken völlig wasserdicht mit starken eisernen Lukendeckeln versehen sind, so darf man Bedenken bezüglich der Beeinträchtigung der Seefähigkeit durch einen zu geringen Freibord nicht hegen. Im Gegensatz zu Herrn Geheimrat Schwarz bin ich allerdings der Ansicht, daß es zweckmäßig ist, diese eisernen Luken mit entsprechend hohen Luksüllen zu versehen, welche Lukenkonstruktionen dann nicht nur erhöhte Reserve schwimmfähigkeit mit sich bringen, sondern auch bei größeren Neigungen im Gegensatz zu den von Herrn Geheimrat Schwarz vorgeschlagenen niedrigen Luksüllen erhöhte Stabilität sichern. Abgesehen davon kann bei geeigneter Ausbildung der Lukenlängssülle und entsprechender Verbindung untereinander die Längsfestigkeit des Schiffes bedeutend erhöht werden und der bisher in den Laderäumen durch die erforderlichen Unterzüge beanspruchte Raum gewonnen werden. Hohe Luksülle beugen den vielfach heute noch auftretenden Unfällen beim Lösch- und Ladebetriebe vor, bei welcher Gelegenheit an der Luke stehende Leute, die beispielsweise durch eine Lasthiewe getroffen werden, über die verhältnismäßig niedrigen Luksülle in den Raum abstürzen. (Bravo!)



Abb. 6.



Abb. 8.



Abb. 5.



Abb. 7.

Herr Prof. Dr.-Ing. Horn, Berlin:

Meine Herren! Wegen der Kürze der Zeit nur ganz wenige Worte! Die Anregung von Prof. Erbach, bei der Freibordfestsetzung die dynamischen Vorgänge im Seegange mit in den Vordergrund zu stellen, erscheint mir außerordentlich begrüßenswert. Nebenbei gesagt: die von den beiden Vorrednern, Geheimrat Schwarz und Dr.-Ing. Wrobbel, angeführten Argumente bezüglich der Wirkung eines festen Schanzkleides sind meiner Ansicht nach dahin zu werten, daß das Vorhandensein eines festen Schanzkleides die von Prof. Erbach gekennzeichneten dynamischen Vorgänge verschärft, nicht aber so, daß die letzteren bei Nichtvorhandensein eines festen Schanzkleides hinfällig werden.

Das Wesen dieser dynamischen Vorgänge hat nun Prof. Erbach meiner Meinung nach ebenso anschaulich wie zutreffend umrissen. Die wesentliche Frage wird sein, ob es gelingen wird, auf Grund dieser Erkenntnisse zu praktisch brauchbaren Vorschlägen zu gelangen. Auf rein wissenschaftlichem Wege geht das natürlich nicht, dazu sind die Vorgänge bei weitem zu verwickelt, insbesondere, wie auch von Prof. Erbach richtig hervorgehoben, hinsichtlich des maßgebenden Einflusses der Dämpfung. Ich selbst habe freilich vor vielen Jahren einmal in mancher Hinsicht verwandten Fall, nämlich den Einfluß der Wirkung der Wellenbewegung auf die Längsbeanspruchung des Schiffskörpers, rein theoretisch behandelt und dabei dem Einfluß der Dämpfung durch stark vereinfachende Ansätze Rechnung zu tragen versucht. Solcher primitiven Ansätze muß man sich ja schließlich bedienen, wenn noch kein anderer Weg zur Verfügung steht, aber sie bleiben natürlich unzulänglich. Im vorliegenden Falle darf man sich jedenfalls nicht damit begnügen, sondern da muß die Richtschnur heißen: Erfahrung und Versuch. Und diese Wege auszunutzen, dagegen sehe ich keine unüberwindlichen Schwierigkeiten. Was die Erfahrung anbelangt, so kann es nicht schwieriger sein, die Erfahrungstatsachen auf der von Prof. Erbach vorgeschlagenen neuen einfachen Basis des Verhältnisses: Reservedeplacement zu Ladeliniendeplacement, auszuwerten als auf der bisherigen Basis. Und was Versuche anbetrifft, so sind meiner Ansicht nach die Aussichten, auf dem Wege systematischer Modellversuche zum Ziele zu kommen, als günstig zu beurteilen. Auch Modellversuche haben bekanntlich ihre Grenzen, und bevor man neuartige Versuche beginnt, muß man sich immer fragen: Liegen die Bedingungen so, daß man aus Modellversuchen auch wirklich brauchbare Ergebnisse und Schlüsse hinsichtlich der naturgroßen Ausführung erwarten kann? Nach dieser Richtung glaube ich hier die Prognose günstig stellen zu sollen; ich halte Modellversuche zur Erforschung der dynamischen Vorgänge im Seegange hinsichtlich ihrer Bedeutung für die Freibordfestsetzung für wertvoll und notwendig. Und es würde mich sehr freuen, wenn sich Prof. Erbach recht bald die Möglichkeit bieten würde, solche Versuche zu machen und dadurch die notwendigen Unterlagen für konkrete Vorschläge zu sichern. Ich wünsche ihm dafür besten Erfolg. Und ich möchte zum Schluß dringend empfehlen, die sehr aktuellen und wertvollen Anregungen von Prof. Erbach bei den kommenden neuen Freibordverhandlungen sehr ernsthaft zu beachten! — (Beifall.)

Herr Schiffbauingenieur Judaschke, Hamburg:

Mit dem Vortragenden stehe ich auf dem Standpunkt, daß die Vorschriften über Freibord und Schiffsvermessung zu ändern sind, und daß auf Grund des Vortrages ein erneuter Anlaß gegeben ist, in dieser Sache etwas zu tun. Ich möchte aber nun einmal die Dinge von einer andern Seite beleuchten, und zwar möchte ich sagen, wengleich hier ein Verdienst des Vortragenden vorliegt, die Sache bewußt nur von einer Seite zu sehen, so birgt die Themasetzung: „Der Freibord und die Seefähigkeit“, aber auch die Gefahr in sich, die Seefähigkeit aber nur von dem Reservedeplacement aus zu beurteilen. Daher gestatten Sie mir, daß ich durch Einführung einiger anderer Gesichtspunkte das Vorgetragene zu ergänzen suche.

Schon im Jahre 1927 habe ich betont, daß es erheblich ist, zu wissen, wo der Schwerpunkt des im Seegang arbeitenden Schiffes liegt und darauf hingewiesen, daß die durch den Wellengang auf das Schiff ausgeübten Stöße in horizontaler Richtung erfolgen, und zwar etwa in Höhe der Schwimmlinie. Das ist eine alte, heute nicht immer beachtete Tatsache. Treffen nun diese durch den Wellengang hervorgerufenen Stöße nicht auf den Schwerpunkt, dann ist der Anstoß für Eigenbewegungen des Schiffes gegeben, die um so größer sind, je weiter der Schwerpunkt von der Schwimmlinie entfernt liegt. Wir wissen, und das hat der Vortragende bestätigt, daß rein, theoretisch betrachtet, das Zusammenfallen der Eigenschwingungsperiode mit der Wellenperiode von einer Resonanzwirkung sein kann, die für das Schiff untragbar ist. Durch die Reibung des im Wasser arbeitenden Körpers wird aber die Schwingungsperiode derart vergrößert, daß bei fortschreitender Divergenz die Resonanz sich verliert und bei richtiger Lage des Gesamtschwerpunktes bald zur Dämpfung führt.

Es muß bei dieser Gelegenheit hervorgehoben werden, daß je nach der Länge des Schiffes die Seefähigkeit bei ein und demselben Seegang verschiedene Grade annimmt. Die großen, langen und schweren Schiffe schwimmen, wenn sie auf mehreren Wellen liegen, meist stetig, während Schiffe, die auf einer bzw. zwei Wellen schwimmen, alle Bewegungsstadien durchmachen, also je nach Größe und Kraft der Einzelwellen bzw. Divergenz und Synkronismus ihrer Perioden abwechselnd mehr oder minder herausgehoben werden oder untertauchen. Erst dann, wenn die Wellenlänge größer ist als die Länge des Schiffes, tritt das ein, was auch erwähnt wurde, nämlich, daß das Schiff mit den Wellen schwimmt, vorausgesetzt, daß das Schiff richtig geladen ist. Ist das nicht der Fall, so wird abwechselnd oder nach Ablauf einiger Perioden vom Schiff auch dann noch Wasser übergenommen.

Ferner ist zu beachten, daß Hochbord und Freibord nicht dasselbe sind. Der Freibord kann bei einem Schiff klein sein, während es ein hohes Bord hat und damit auch wohl große Seefähigkeit, obgleich das Reservedeplacement verhältnismäßig gering ist. Es ist dies bei verschiedenen Schiffen, besonders bei Typen, die in der Nordsee verkehren, zu beobachten und ein Beweis, daß ein Schiff mit geringem Freibord trocken laufen kann. Man hat hier deckhohe Schanzkleider angeordnet, die an sich keine Vergrößerung des Freibords schaffen. Es ist nicht immer ratsam, die Bewegung des Schiffes in eine Beschleunigung kommen zu lassen, bei der unter allen Umständen das Schiff gewissermaßen auf den Wellen tanzt. Es kommt doch dazu durch die dauernde Verschiebung der Perioden, einmal um vielleicht gerade, weil es tanzt, hinunterzutauchen,

tiefer als man wohl denkt. Durch diese gewollt erzwungenen, auf- und niedergehenden Bewegungen verliert das Schiff auch an Fahrt, besonders wenn es mit der Schraube aus dem Wasser kommt, und liegt dann, wie ich schon sagte, der Schwerpunkt des Schiffes nicht genau in der Schwimmwasserlinie, so kommt die Resonanz der Eigenschwingungsperiode hinzu. Herr Professor Horn hat uns in seiner „Theorie des Schiffes“ eine Erklärung gegeben, die besagt, daß die Erscheinung des Wasserübernehmens allein aus dem Synchronismus der Wellen- und Eigenperiode herrührt. Man müßte dieser Erklärung etwas voransetzen, und zwar folgendes: Die Schiffe mit hochgelegtem Schwerpunkt haben die Tendenz, zu pflügen und die Schiffe mit tief liegendem Schwerpunkt die Tendenz, zu reiten. Diese Vorgänge beim Wellengang sind derart beachtlich für die Seefähigkeit, daß meines Erachtens dieser Punkt bei der Stauung und Belastung eines Schiffes berücksichtigt werden muß. Tatsächlich leiden viele Schiffe eben an zu tiefer Lage des Gewichtsschwerpunktes. Das Hauptaugenmerk des Konstrukteurs muß daher darauf gerichtet sein, derartige Staumöglichkeiten zu schaffen, daß ohne Schwierigkeit die Lage des Schwerpunktes gehoben oder gesenkt werden kann. Auch diese Überlegung führt zu dem Schluß: dem Gesamtladeraum, also auch dem Freibordraum als Stauraum Beachtung zu schenken. Der hohe Freibord der Schiffe aus der Vergangenheit zeigt ja, daß aus jahrhundertelangen Erfahrungen heraus die gleichmäßige Verteilung der Gewichte über und unter Wasser in Rechnung gezogen ist.

Zusammenfassend ist zu sagen: Es sind einmütige Ansichten bei der Beurteilung der Seefähigkeit der Schiffe geltend zu machen. Die Beeinflussungen auf die Seefähigkeit eines Schiffes sind derartig verschieden, daß bei Bildung der gesetzlichen Vorschriften es darauf ankommt, alle auftretenden Verhältnisse zu prüfen, ihnen gerecht zu werden, und besonders alle aus Schwingungserscheinungen resultierenden Bewegungen derart zu untersuchen, daß die Eigenschaften des Schiffes eine richtige Abgrenzung erfahren. Die Form des Schiffes, die Höhe des Bords und die Stauung der Ladung sind dabei die springenden Punkte. Es ist demgemäß dem Vortrage zuzustimmen: klare und schnell zu handhabende Verfahren auszuarbeiten, die den Fragenkomplex der Schiffsvermessungs- und Freibordsbestimmungen fortschrittlich beeinflussen.

Herr Prof. Dr.-Ing. Erbach, Danzig (Schlußwort):

Meine Herren! Dem Wunsche des Herrn Vorsitzenden entsprechend, will ich mich kurz fassen und mich darauf beschränken, den zahlreichen Diskussionsrednern für das lebhafte Interesse an meinem Vortrage meinen Dank auszusprechen. Es ist unmöglich, auf die vielen sehr wertvollen Anregungen hier einzugehen. Das Thema der Seefähigkeit im Seegang ist so umfangreich, daß ich hier nur einen kleinen Teil herausgreifen konnte.

Ich möchte nur zum Schluß zwei Wünsche äußern, von denen der erste persönlich ist. Sie haben aus den Ausführungen und Bildern des Herrn Dr. von den Steinen einen Einblick in das Schiffbaulaboratorium der Technischen Staatslehranstalten in Hamburg und die vielseitigen Forschungs- und Lehrmöglichkeiten bekommen, die es Lehrern und Schülern gibt. Ich muß leider sagen, daß die Technische Hochschule in Danzig nichts Derartiges besitzt, und daß es unser lebhaftester Wunsch ist, wie Herr Senator Evert gestern beim Empfang sagte, solch ein Laboratorium an unserer Hochschule für meinen Lehrstuhl zu verwirklichen. Dazu braucht man Geld, Geld und abermals Geld und dabei sind wir auf die Hilfe aus dem Reich angewiesen.

Der zweite Wunsch ist ein allgemeiner. — Ich möchte dem Wunsche Ausdruck verleihen, daß bei den kommenden internationalen Verhandlungen über den Freibord, die deutschen Vorschläge — ob sie mit meinen Ansichten übereinstimmen oder nicht — ebenso erfolgreich zur Geltung kommen, wie im vorigen Jahre bei der Neuordnung der Schottvorschriften! — (Lebhafter Beifall.)

Vorsitzender Herr Professor Laas:

Die lebhafte und vielseitige Aussprache über den Vortrag des Herrn Professor Erbach hat gezeigt, daß in seinem Vortrag ein Problem angeschnitten worden ist, das für den Schiffbau von ganz besonderem Interesse ist. Die Anregungen, die vom Vortragenden gegeben worden sind, können in den bevorstehenden Verhandlungen über die internationale Regelung des Freibord eine Rolle spielen. Ich danke Ihnen, sehr geehrter Herr Kollege, daß Sie diese bedeutungsvolle Frage vor unserer Gesellschaft in so anschaulicher Form behandelt haben.

## VI. Ergebnisse aus dem Strömungsinstitut der Technischen Hochschule Danzig.

Von Professor Dr.-Ing. G. Flügel, Danzig.

### I. Die Versuchsstände des Instituts.

Gestatten Sie, daß ich Ihnen zunächst einen kurzen Überblick gebe über die dem Institut für Hydro- und Aerodynamik unserer Hochschule für Lehre und Forschung zur Verfügung stehenden wichtigsten Hilfsmittel.

Es sind zur Zeit drei verschiedene Versuchsstände vorhanden, nämlich ein Windkanal, ein größerer Umlauftank für Wasser sowie ein Versuchsstand für kleinere Strömungsversuche, ebenfalls mit Wasser. Der Entwurf und Baubeginn dieser Versuchsstände reicht zum Teil bis in die Vorkriegszeit zurück, doch unterblieb wegen der durch den Krieg und die Kriegsfolgen bedingten Hemmungen größtenteils ihr Ausbau, bis nach dem Ende der Inflationszeit vom Freistaat wieder Mittel zur Verfügung gestellt werden konnten. Infolge ihrer geringen Höhe ließ sich aber doch der Ausbau des Instituts nur recht langsam fördern.

Bei dem Windkanal in seiner ursprünglichen Form nach dem Entwurf von Herrn Geheimrat Schütte (Abb. 1, Schnitt *A*) stellte sich vor allem heraus, daß wegen der offenen Verbindung mit der meistens recht unruhigen Außenluft (bekanntlich liegt Danzig in einer sehr windreichen Gegend) kein befriedigender stationärer Strömungszustand zu erreichen war. Der Versuchsstand wurde deshalb in den letzten Jahren durchgreifend so umgebaut, daß jetzt die Luft im geschlossenen Raum umläuft, gleichzeitig unter Einbau einer Düse von etwa 1100 mm Durchmesser und Anordnung einer Unterdruck-Meßkammer (Abb. 1, Schnitte *B* bis *D*). Vor kurzem konnte der Versuchsstand wieder in Betrieb genommen werden; er hat sich bis jetzt gut bewährt. Die Windgeschwindigkeit läßt sich zur Zeit bis über 35 m/sec steigern; nach Auswechslung des alten Propellergebläses wird die Höchstgeschwindigkeit auf über 45 m/sec wachsen.

Der Umlauftank nach Abb. 2 wurde nach einem Entwurf meines Vorgängers, Herrn Prof. Föttinger, hergestellt und geht in seiner Entstehung ebenfalls bis in die Vorkriegszeit zurück, blieb aber infolge der vorhin erwähnten Hemmungen bis nach der Inflationszeit unausgebaut und unverwendbar. Entsprechend dem heutigen Stand der Versuchstechnik wurden beim weiteren Ausbau dieses Ver-



suchsstandes (wofür die Notgemeinschaft dankenswerterweise Mittel zur Verfügung gestellt hat) ebenfalls wesentliche Änderungen gegenüber dem ursprüng-

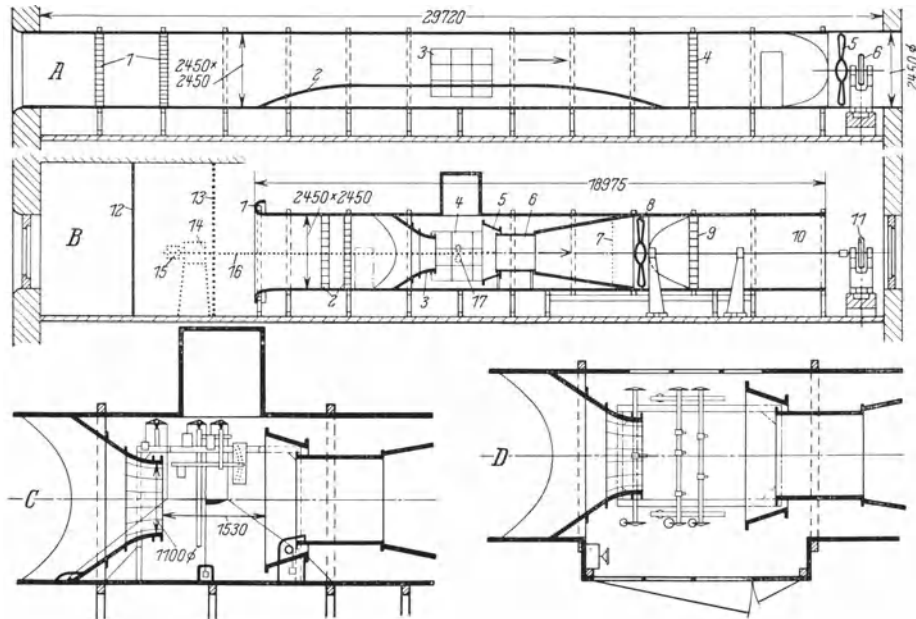


Abb. 1. Windkanal der Technischen Hochschule Danzig.

A Vertikalschnitt im Zustand vor dem Umbau: 1 Gleichrichter, 2 Brückeneinbau, 3 Fenster, 4 Gleichrichter, 5 Gebläse, 6 Antriebsriemenscheibe; B Vertikalschnitt im jetzigen Zustand: 1 Einlauf in den Windkanal, 2 Gleichrichter, 3 16eckige Düse, 4 Meßkammer mit Fenstern und Tür, 5 Fangtrichter, 6 zylindrischer Teil des Diffusors, 7 Netz zum Schutz des Gebläses, 8 Gebläse, 9 Gleichrichter, 10 seitlich erweiterter Auslauf des Windkanals, 11 Antriebsriemenscheibe, 12 Trennwand zwischen Versuchsraum und Tischlerei; 13–17 Projektierte Versuchseinrichtung für Propellerversuche: 13 Windschirm, 14 Antriebsmotor mit Drehmomentmeßeinrichtung, 15 Schubmeßeinrichtung, 16 Welle, 17 Propellermodell; C und D Vertikal- und Horizontalschnitt durch die Meßkammer mit Waagen und eingehängtem Tragflügelmodell (Schnitt C).

lichen Entwurf vorgenommen, insofern ebenso wie beim Windkanal zur Erzielung höherer Geschwindigkeiten und eines möglichst gleichmäßigen Stromes

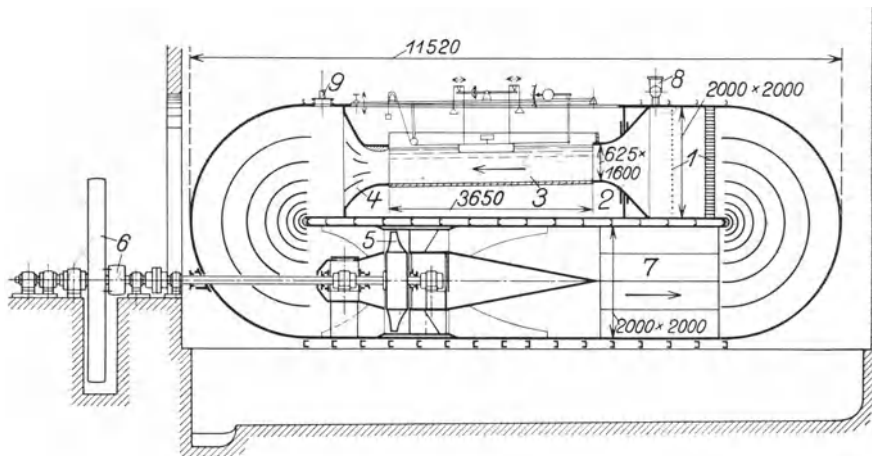


Abb. 2. Umlauftank mit Meßrinne.

1 Gleichrichter und Sieb, 2 rechteckige Düse, 3 Rinne, 4 Diffusor mit Leitflächen, 5 Axialpumpe, 6 Antriebsriemenscheiben, 7 grobe Gleichrichter, zugleich Kühler, 8 Standrohr mit Entlüftungsanschluß, 9 Entlüftungsanschluß.

eine Düse von 1600 mm Breite und 625 mm Höhe mit anschließendem Gerinne eingebaut wurde zur Ermöglichung von Versuchen an schwimmenden Körpern<sup>1</sup>;

<sup>1</sup> Das Gerinne hat eine schwache Neigung derart, daß die mittlere Geschwindigkeit trotz der Wandreibung konstant bleiben soll.

die erzielbare höchste Geschwindigkeit beträgt etwa 6 m/sec. Es ist dies m. W. das erstemal, daß derartige Versuche statt am fahrenden Modell bei ruhender Flüssigkeit nun am ruhenden Modell in strömender Flüssigkeit ausgeführt werden. Ob sich diese Versuchsmethode bewähren wird, muß allerdings abgewartet werden, da der Versuchsstand noch nicht fertiggestellt ist. Hätten wir beim Entwurf eines solchen Versuchsstandes völlig freie Hand gehabt, so wäre eine Reihe von erheblichen Unbequemlichkeiten, die man beim Ausbau des vorhandenen Tanks in Kauf nehmen muß, leicht zu vermeiden gewesen. Natürlich ist bei diesem im Vergleich zu einer Schleppversuchsanstalt unvergleichlich billigeren Versuchsstand (der neben diesem Vorteil noch andere wesentliche Vorteile bietet) von vornherein zu erwarten, daß man wegen der beschränkten Abmessungen im allgemeinen weniger quantitativ als qualitativ richtige Ergebnisse erzielen wird. Für den Fall, daß diese Versuchsmethode nicht befriedigt, kann der Versuchsstand nach einem kleinen Umbau für Luftbetrieb verwendet werden.

Der dritte Versuchsstand, für Wasser (Abb. 3), wurde ebenfalls erst nach der Inflationszeit ausgebaut. Er besteht aus zwei Rinnen und einem Hochbehälter von annähernd gleichem Fassungsvermögen wie eine Rinne, nebst den erforderlichen Leitungen und Pumpen. Er eignet sich hauptsächlich für Durchflußversuche an kleineren Versuchskörpern sowie zu Strombildbeobachtungen. Für letzteren

Zweck werden in eine der Rinnen passende Einbauten gebracht und das Wasser durch eine kleine Umwälzpumpe in Bewegung gehalten. Vor der Beobachtungsstrecke wird die Wasseroberfläche in bekannter Weise mit Pulver bestreut, das am Ende durch einen Überfall wieder beseitigt wird. Dieser Versuchsstand wurde in der Hauptsache bereits 1925 fertiggestellt und bisher hauptsächlich verwendet; meine folgenden Ausführungen werden sich zum größten Teil auf die an ihm erzielten Ergebnisse beziehen.

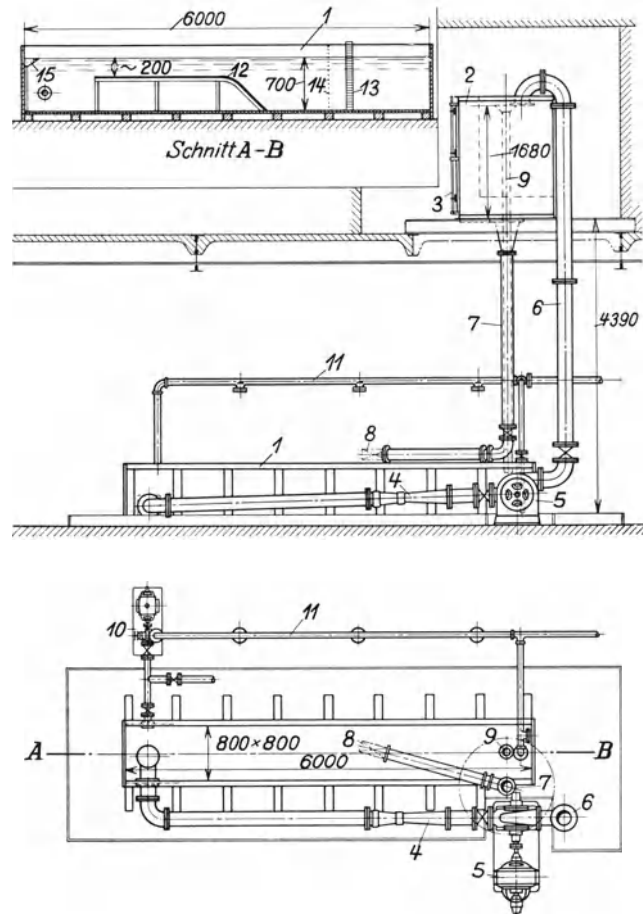


Abb. 3. Versuchsrinne mit Hochbehälter.

1 Rinne, 2 Hochbehälter, 3 Wasserstandsglas mit Festmarken, 4 Saugleitung mit Venturi-Wassermesser zu 5 Kreiselpumpe ( $Q = 75$  l/sec;  $H = 8$  m) mit 6 Druckleitung, 7 Falleitung, 8 Versuchskörper, 9 Überlauf, 10 Kreiselpumpe ( $Q = 10$  l/sec;  $H = 10$  m,) 11 Druckleitung zu 10 mit weiteren Anschlußmöglichkeiten; Schnitt *AB* Längsschnitt durch die Rinne mit Einbauten für Strombildbeobachtungen: 12 Brückeneinsatz zu 1, 13 Gleichrichter, 14 Sieb, 15 Überlauf mit Auffangsieb für Streupulver.

Schließlich sei erwähnt, daß noch zwei weitere kleinere Versuchsstände errichtet werden sollen, sobald es die verfügbaren Mittel irgend gestatten, und zwar der eine für Luft bei Geschwindigkeiten bis über die Schallgrenze, der andere für Wasser mit getauchten oder schwimmenden Modellen nach ähnlichem Prinzip wie vorhin beim Umlauftank ausgeführt, jedoch mit so beschränkten Abmessungen und für so mäßige Geschwindigkeiten, daß er leicht von den Studierenden benutzt werden kann.

## II. Abgeschlossene und im Gange befindliche Versuchsarbeiten.

Ich möchte mir nun erlauben, Ihnen einen kurzen Überblick über die bisher abgeschlossenen sowie die zur Zeit in Ausführung begriffenen wissenschaftlichen Untersuchungen zu geben und dabei voraus bemerken, daß ein erheblicher Teil unserer Arbeit dem Ausbau der sehr unfertigen Versuchsstände gewidmet werden mußte.

Als erste wissenschaftliche Arbeit seit Beginn meiner Lehrtätigkeit im Jahre 1924 wurden nach Fertigstellung des vorhin besprochenen dritten Versuchsstandes Durchflußversuche an gekrümmten Kanälen von meinem damaligen Assistenten Dipl.-Ing. Nippert ausgeführt in der Richtung, wie ich sie selbst während der Zeit meiner praktischen Tätigkeit begonnen und an anderer Stelle darüber kurz berichtet habe<sup>1</sup>.

Eine weitere, schon vor längerer Zeit begonnene Untersuchung meines Assistenten Dipl.-Ing. Gruhne über die Erscheinungen bei Mischvorgängen, wie sie insbesondere bei Strahlapparaten auftreten, ist zur Zeit noch im Gange und wird voraussichtlich in kurzer Zeit zum Abschluß gebracht werden können.

Mein Assistent Dipl.-Ing. Frey hat Versuche über die Unterwasserteile von Bootsformen begonnen, wie sie für die wichtigsten Arten von Segelschiffen in Betracht kommen, um auf Grund dieser Meßergebnisse eine gegenüber dem jetzigen Stand der Theorie genauere Lösung des Segelproblems unter Berücksichtigung der Abtrift durchzuführen. Über den theoretischen Teil dieser Lösung hat Herr Frey im Danziger Sonderheft der Zeitschrift „Schiffbau“ soeben einen vorläufigen Bericht veröffentlicht<sup>2</sup>.

In Angriff genommen ist ferner eine Untersuchung über die Strömungsvorgänge in rotierenden Kanälen durch meinen Assistenten Dipl.-Ing. Grünagel zwecks Klärung verschiedener sowohl bei Pumpen wie bei Turbinen interessierender Fragen. Der Versuchsapparat ermöglicht u. a. nach einer Idee von Herrn Grünagel in äußerst einfacher Weise die Beobachtung des relativen Strombildes.

Ferner hat mein Hilfsassistent Dipl.-Ing. Holl mit Unterstützung durch die Notgemeinschaft Untersuchungen begonnen über Profilformen mit möglichst kleiner maximaler Druckabsenkung an der Rückseite, wie sie bei Wasserpropellern mit Rücksicht auf die Kavitation und bei Luftpropellern mit hoher Umfangsgeschwindigkeit zu verwenden sind.

<sup>1</sup> Das vom Verein Deutscher Ingenieure herausgegebene Buch „Hydraulische Probleme“.

<sup>2</sup> Schiffbau 1929, Heft 14.

Mit besonderer Freude darf ich feststellen, daß die Durchführung aller dieser Versuche durch die finanzielle Unterstützung ermöglicht wurde, die wir beim Verein Deutscher Ingenieure, bei der Helmholtz-Gesellschaft und ganz besonders bei der Notgemeinschaft der Deutschen Wissenschaft fanden. Ich möchte nicht versäumen, bei dieser Gelegenheit meinen herzlichen Dank dafür auszusprechen, daß die spendenden Stellen im Reich uns allerdings recht unterstützungsbedürftigen Danzigern stets mit so warmem Herzen entgegengekommen sind.

In nächster Zeit sollen des weiteren am Windkanal noch Versuchsserien über die noch recht unklaren Strömungsverhältnisse an Platten und Profilkörpern mit kleinem Seitenverhältnis, wie sie für Ruder und Segel von praktischer Bedeutung sind, sowie über die Wirksamkeit von Leitflächen zwecks Unterdrückung von Ablösungserscheinungen zur Durchführung gelangen.

Die bisher angeführten Untersuchungen liegen uns zur Zeit besonders am Herzen. Es befinden sich noch weitere Versuche, für die zum Teil bereits Apparaturen vorliegen, in Vorbereitung; doch möchte ich jetzt nicht näher darauf eingehen, da ihre Bearbeitung noch allzusehr in der Zukunft liegt.

### III. Ergebnisse aus dem Institut.

Ich darf nunmehr dazu übergehen, Ihnen einiges über die bisherigen Ergebnisse unserer Arbeiten mitzuteilen.

1. Die Rinne als praktisches Auskunftsmittel. Da möchte ich zunächst besonders eindringlich darauf hinweisen, in wie hervorragender Weise sich die einfache Rinne nicht nur zu Demonstrationszwecken sowie als Forschungs-, sondern vor allem auch als praktisches Auskunftsmittel eignet, wenn es gilt, sich über irgendwelche interessierende Strömungszustände in rascher und einfacher Weise Klarheit zu verschaffen. Als erstes Beispiel hierfür möge unser Windkanal dienen. Er wurde zunächst ohne Trichter vor dem Fangrohr ausgeführt, doch zeigte sich hierbei in dem etwas sehr engen Meßraum eine so unangenehme Luftströmung, daß die Beobachter den Aufenthalt darin nicht lange ertragen konnten. Um nun den Auffangtrichter in der richtigen Weise anzuordnen, wurden zunächst in der oben erwähnten Wasserrinne vergleichende Modellversuche ausgeführt. Die Beobachtung des Strombildes für den ursprünglichen Zustand ohne Auffangtrichter läßt die starken Strömungen im Meßraum deutlich erkennen<sup>1</sup>. Abb. 4 entspricht dem Strömungszustand bei Einbau des günstigsten von den ausprobierten Trichtern. Die Bewegung der Flüssigkeit im Meßraum außerhalb des Strahles ist hier sehr gering, und in der Tat herrscht bei der genau diesem Modell entsprechenden Großausführung ein so ruhiger Luftzustand im Meßraum, daß die Beobachter sich ohne Beschwerden beliebig lange darin aufhalten können.

<sup>1</sup> Auf Wunsch der Herausgeberin wurde zwecks Raumersparnis auf die Wiedergabe einer größeren Zahl von Lichtbildern verzichtet. Die folgenden Strombildaufnahmen wurden von meinen Assistenten Nippert, Frey, Gruhne und Holl gemacht. — Die weiße Linie in Abb. 5, 6, 23, 28, 29, 30, 32, 35, 42 bedeutet die Richtung des unabgelenkten Stromes.

Abb. 5 zeigt die Saugwirkung einer Wandung auf einen frei austretenden Strahl, wenn der Winkel zwischen Wand und unbeeinflusster Strahlrichtung nicht zu groß ist. An der Knickstelle treten natürlich gleichzeitig mit der Strahl-

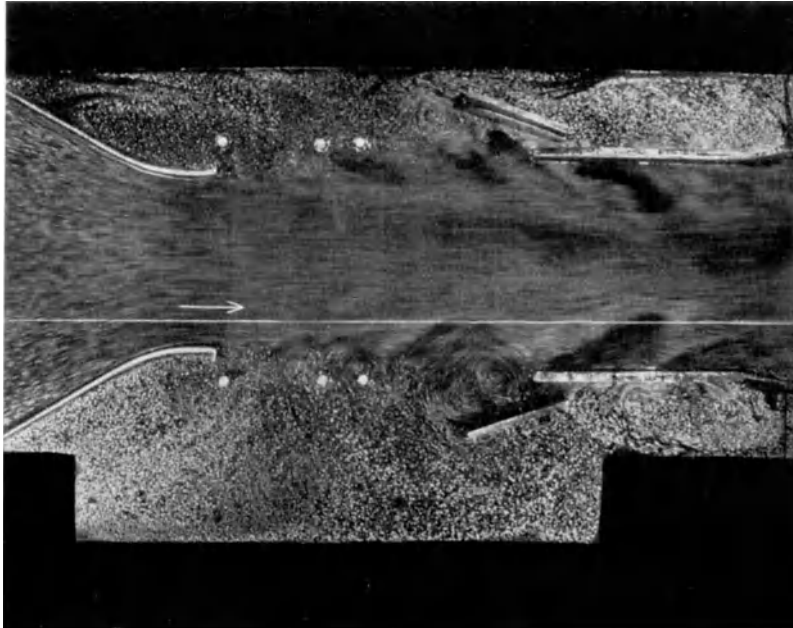


Abb. 4. Strömung im horizontalen Mittelschnitt durch die Meßkammer des Windkanals (Modell).

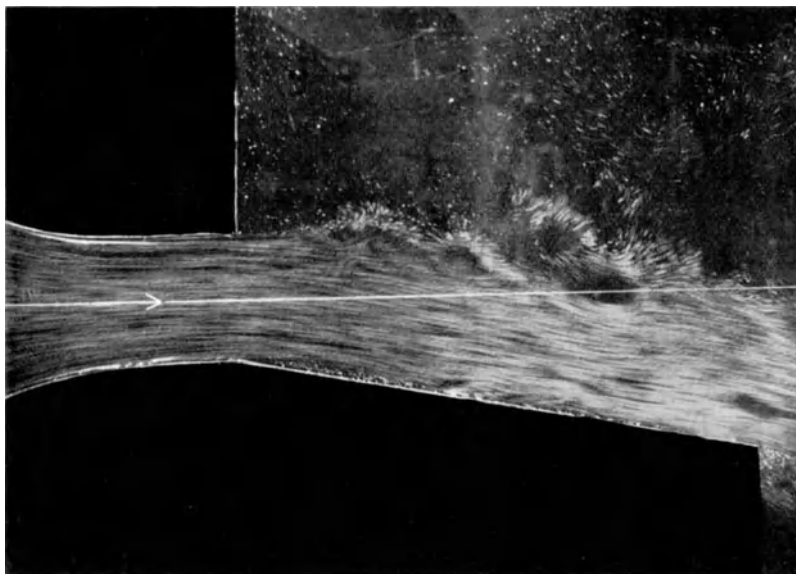


Abb. 5. Saugwirkung einer schrägen Wand auf einen Freistrahle.

umlenkung Wirbelungen auf. Dieser beispielsweise im Dampfturbinenbau lange Zeit unerkannte Umstand verursachte bei dickwandigen Düsen mit schräg abgeschnittenen Wandungen sowie bei partiell beaufschlagten Leitkränzen nicht unerhebliche Verluste, die durch einfache Maßnahmen leicht hätten vermieden werden können.

Die folgenden Abbildungen geben Auskunft über die Art der Strömung durch Schaufelreihen, wie sie insbesondere für den Dampfturbinenbau in Frage kommen<sup>1</sup>. So zeigt z. B. Abb. 6 die Strömung durch „Gleichdruckschaufeln“, wobei die Schaufelprofile tatsächlich verwendeten, als gut erachteten Formen

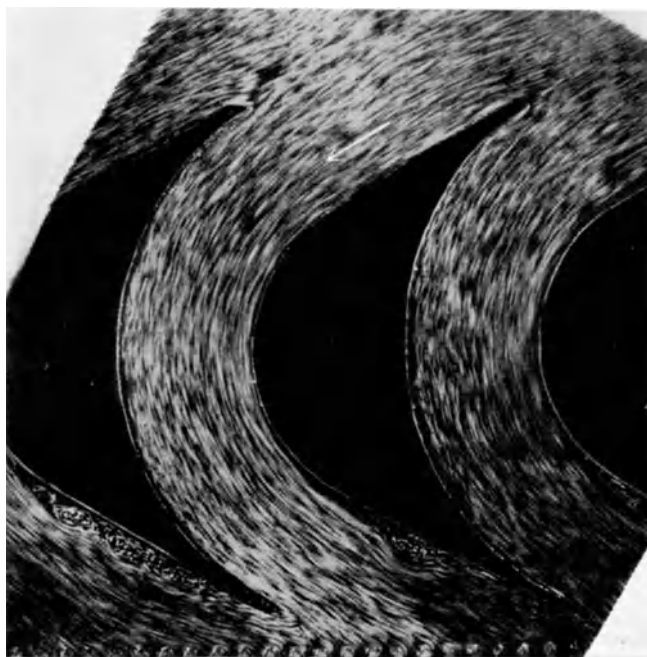


Abb. 6. Strömung durch Gleichdruckkanäle von Dampfturbinen (profilerte Schaufeln).

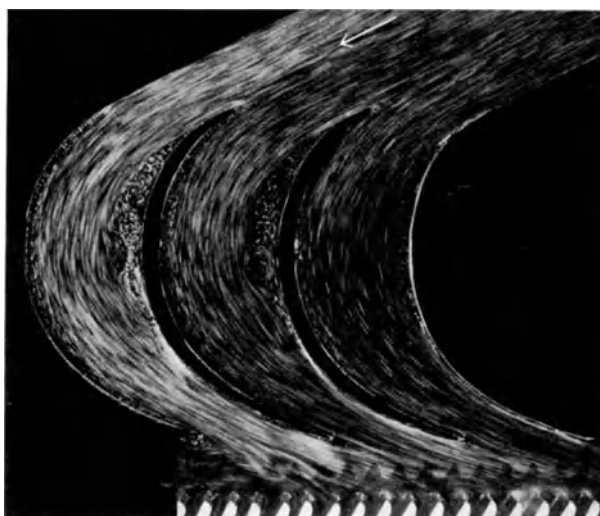


Abb. 7. Strömung durch Gleichdruckkanäle von Dampfturbinen (Blehschaufeln).

genau entsprechen. Wie man erkennt, zeigt die Strömung auf der Austrittsseite geringe Ablösungserscheinungen an der Rückseite des Kanals, ist also nicht ganz einwandfrei. Abb. 7 läßt die Art der Strömung erkennen, wenn für den gleichen

<sup>1</sup> Es ist immer nur der mittlere Schaufelkanal maßgebend, da bei den seitlichen Kanälen sich Randstörungen etwas geltend machen.

Fall statt der Profilschaufeln einfache Blehschaufeln verwendet werden, die lediglich an den Ein- und Austrittsenden zweckentsprechend zugeshärft sind. Es zeigen sich hier wegen des zu großen Querschnitts in Kanalmitte an der Innenseite der Krümmung ziemlich starke Wirbelungen, die ohne Zweifel etwas größere Strömungsverluste als im ersten Fall bedingen; doch läßt das schnelle Verschwinden der Wirbelzone darauf schließen, daß der Unterschied quantitativ nicht erheblich sein kann. Schließlich ist aus Abb. 8 die Art der Strömung durch ebenfalls praktischen Ausführungen entsprechende Düsen oder „Überdruckschaufeln“ zu erkennen bei schwach gebogener Rückenlinie

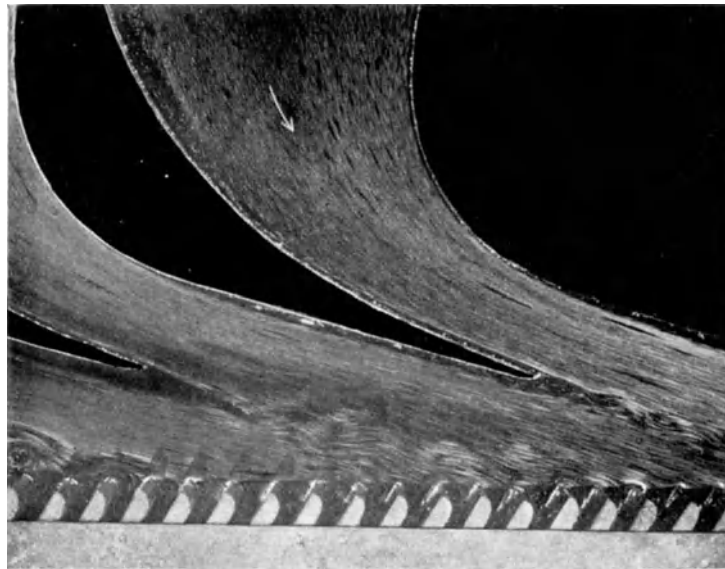


Abb. 8. Ausströmung aus Düsen oder Überdruckkanälen von Dampfturbinen.

am Austritt, wie es bei sich verjüngenden Schaufelenden aus konstruktiven Gründen notwendig ist. Wie ersichtlich, legt sich der Strahl der Wandung gut an.

Es mögen nunmehr einige Aufnahmen über die Art der Strömung bei der Zylinderspülung von Zweitaktmaschinen folgen, wie z. B. die Strömung bei der bekannten MAN-Spülung. Da nach der Beobachtung wegen der kreisenden Bewegung im Zylinderinnern hier der Spülvorgang zu wünschen übrig läßt, hat einer unserer Studierenden die etwas geänderte Spülung nach Abb. 9 erfunden, wobei der neu hinzukommende Strahl die schnellere Durchmischung im Zylinderinnern bezwecken soll, was nach der Beobachtung auch tatsächlich gelungen ist. Jedoch herrschte hier zunächst eine erhebliche Unstabilität des Strömungszustandes; insbesondere trat sehr leicht eine schlechte Strömung nach Abb. 10 ein. Die weitere Untersuchung hat dann ergeben, daß die unerwünschten Strömungszustände durch geeignete Maßnahmen ziemlich sicher unterdrückt werden können, wie z. B. durch richtige Bemessung des Mengenverhältnisses der beiden Spülstrahlen, durch die Neigung des Zusatzstrahles und durch gute Abrundung der Ecke an der Einmündung des zusätzlichen Spülspaltes.

Diese Beispiele mögen genügen, um zu zeigen, in wie einfacher Weise und mit welch geringen Mitteln man durch derartige Strombeobachtungen zu praktisch wertvollen Erkenntnissen gelangen kann dort, wo die Rechnung versagt.

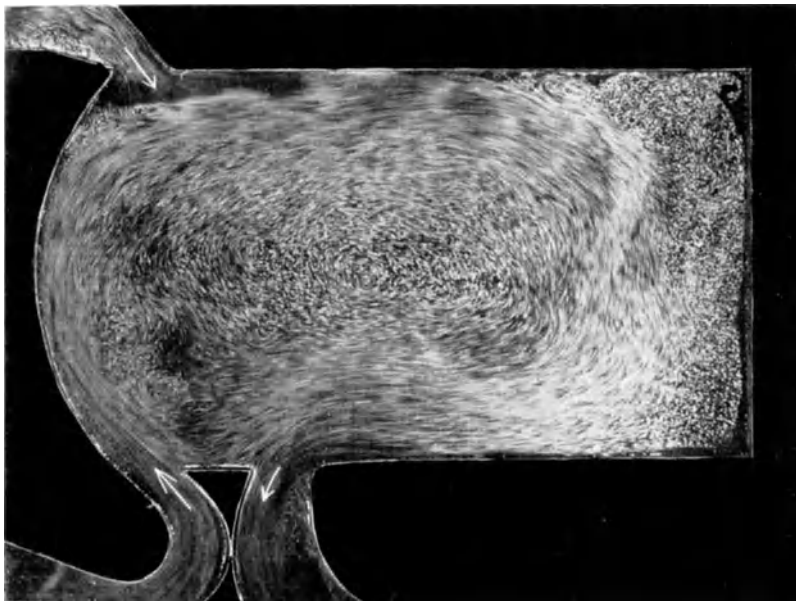


Abb. 9. Zylinderspülung einer Zweitaktölmaschine (gut).

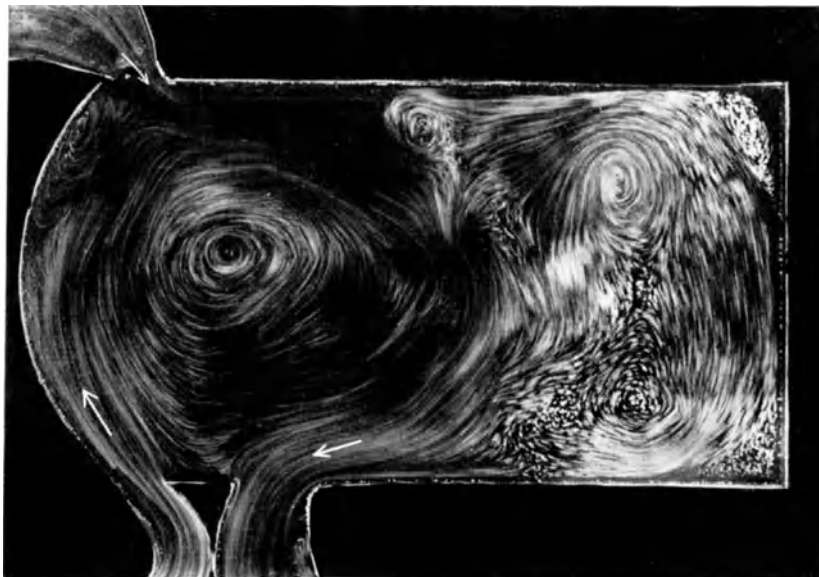


Abb. 10. Zylinderspülung einer Zweitaktölmaschine (schlecht).

Allerdings müssen hierbei eine Reihe von Vorsichtsmaßnahmen beachtet werden, um fälschende Einflüsse auszuschalten.

2. Über den Durchfluß durch gekrümmte Kanäle. Ich möchte nunmehr einige Ergebnisse der Krümmeruntersuchungen von Herrn Nippert



herausgreifen. In Abb. 11 ist für rechtwinklige Krümmen gleichen Ein- und Austrittsquerschnittes die Verlustziffer  $\zeta$  in Abhängigkeit von der Krümmenform dargestellt. Die „Krümmenform“ kann, da es sich um rechteckige Kanäle von konstanter Höhe  $h$  handelt, hier durch das Verhältnis von Innenradius  $r_i$  bzw. Außenradius  $r_a$  zur Kanalbreite  $b$  am Austritt gekennzeichnet werden. Wie ersichtlich, ist besonders das Verhältnis  $r_i/b$  von sehr großem Einfluß, insofern bei Unterschreitung des Wertes von  $r_i/b = 1$  die Verlustziffer jäh ansteigt. Es sollte daher nach Möglichkeit dieser Wert nicht unterschritten werden. Das Diagramm läßt ferner erkennen, daß ein Krümmen konstanten Querschnittes, außer bei den sehr jäh Umlenkungen, durchaus nicht die geringsten Verluste bedingt, sondern daß bei gegebenem Innenradius  $r_i$  der Außenradius  $r_a$  zweckmäßig etwas kleiner als beim Krümmen konstanten Querschnittes ausgeführt wird, so daß in der Krümmung der Durchflußquerschnitt etwas größer ist als im Zu- und Ablaufschenkel.

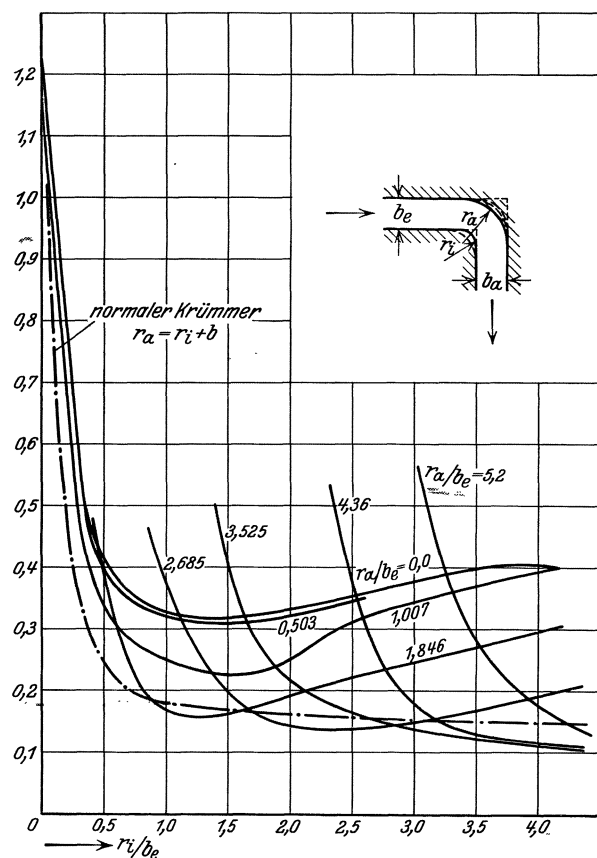


Abb. 11. Verlustziffer  $\zeta$  von 90°-Krümmern mit gleichem Ein- und Austrittsquerschnitt.

Über die Art der Strömung und damit der Verlustvorgänge in solchen Krümmern geben die folgenden Strombildaufnahmen interessante Einblicke. So zeigt z. B. Abb. 12 die Strömung durch ein Kniestück, wobei sowohl auf der Außenseite vor dem Knick als auch ganz besonders auf der Innenseite

hinter dem Knick Ablösungserscheinungen auftreten. Demgegenüber hat eine genügend große Abrundung auf der Innenseite einen außerordentlich günstigen Einfluß<sup>1</sup>; hier sind die Ablösungserscheinungen innenseitig fast ganz verschwunden. Abb. 13 stellt das Strombild eines normalen Krümmers mit ziemlich scharfer Umlenkung dar und zeigt ebenfalls sowohl außenseitig vor dem Krümmerscheitel wie innenseitig hinter dem Krümmerscheitel starke Ablösungserscheinungen. Bei einem Krümmen mit sanfter Umlenkung sind die Ablösungserscheinungen fast ganz verschwunden und dementsprechend die Verlustziffern auch wesentlich niedriger. Mit diesem kurzen Hinweis auf die umfassende, an wissenschaftlich und praktisch wertvollen Ergebnissen reiche Arbeit von Nippert möchte ich mich begnügen, da sie dieser Tage als For-

<sup>1</sup> Siehe Mitteilungen über Forschungsarbeiten, Heft 320.

schungsheft Nr. 320 des Vereins Deutscher Ingenieure erschienen ist. Es sei bemerkt, daß die Untersuchungen an gekrümmten Kanälen noch weiterhin fortgesetzt werden sollen.

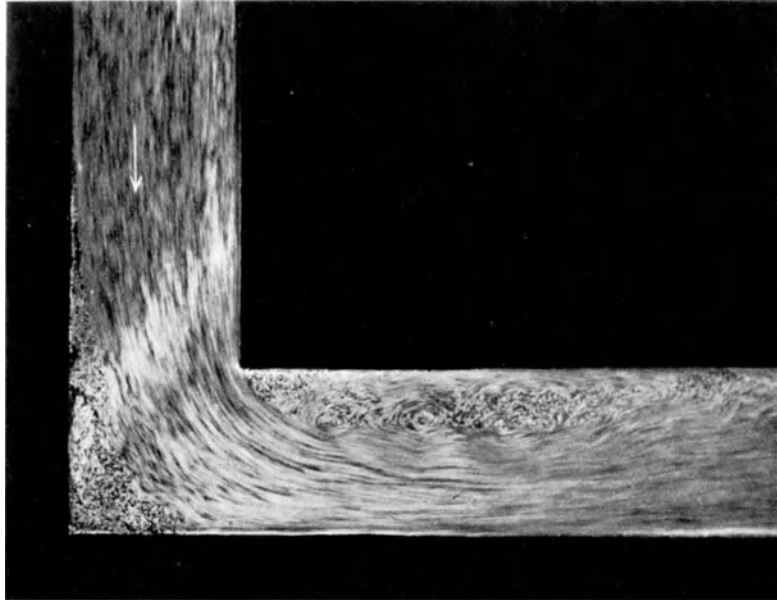


Abb. 12. Strömung durch einen 90°-Kniekrümmer.

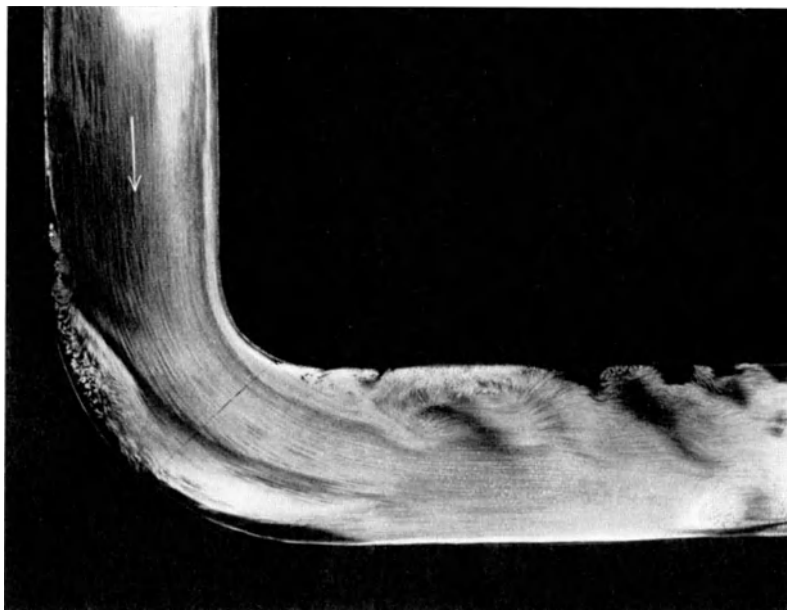


Abb. 13. Strömung durch einen 90°-Krümmer konstanten Querschnittes mit scharfer Umlenkung.

3. Über Mischvorgänge. Bei den Mischversuchen des Herrn Gruhne tritt ein Treibwasserstrahl von 30 mm Durchmesser zentrisch in ein zylindrisches Rohr von etwa 200 mm Durchmesser, wobei das Verhältnis von angesaugter Wassermenge zu Treibwassermenge in den Grenzen 0—4 verändert werden

kann. Die Ausmessung des Druck- und Geschwindigkeitsfeldes in der Mischzone hat zu recht interessanten Ergebnissen geführt. Abb. 14 zeigt für den Fall, daß keine zusätzliche Flüssigkeit mitgerissen wird, oben zunächst die Linien konstanten Druckes, darunter die Linien konstanter Geschwindigkeit und schließlich den daraus berechneten mittleren Verlauf der Stromlinien. Aus dem Verlauf der Drucklinien ist ersichtlich, daß merkwürdigerweise der Druck hinter der Strahlmündung zunächst noch verhältnismäßig stark und jäh abfällt und erst nach Erreichen eines Druckminimums im Abstand von etwa dem 7fachen des Treibstrahldurchmessers wieder ansteigt. Im Abstand gleich der

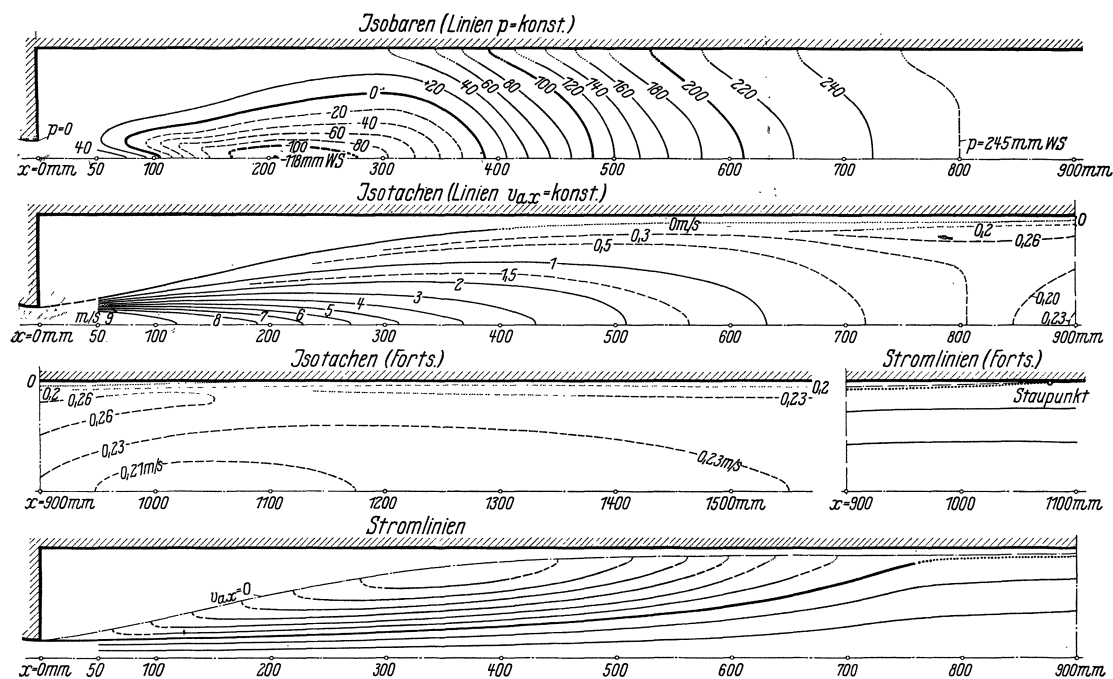


Abb. 14. Ermittlung des Druck-, Geschwindigkeits- und Stromlinienverlaufs in der Mischzone eines Treibstrahles.

4- bis 5fachen Rohrweite ist der Druckanstieg praktisch beendet. Dies entspricht einer mittleren konischen Begrenzung der Mischzone mit einem Divergenzwinkel von 8 bis 10°. Wird zusätzliche Flüssigkeit mitgerissen, so wird die Ausbildung des Unterdruckes hinter der Treibstrahlmündung wenig beeinflusst, während die Länge der Mischzone mit wachsender Fördermenge natürlich zunimmt.

Zur Veranschaulichung der Strömungsvorgänge mögen auch hier einige Strombildaufnahmen dienen. Bei solchen Mischvorgängen ist stets sehr deutlich zu erkennen, wie zu beiden Seiten des Treibstrahls die Mischwirbel zunächst verhältnismäßig recht geordnet verlaufen und erst später sich der völlig unregelmäßige Strömungszustand einstellt. Aus Abb. 15 ist die Strömung bei einem halbrunden Modell entsprechend den Verhältnissen bei dem von Herrn Gruhne verwendeten Versuchsapparat ersichtlich, wobei ebenfalls die im Beginn der Durchmischung sich in ziemlich regelmäßigem Abstand bildenden Ringwinkel auffallen. Bei höheren Strömungsgeschwindigkeiten geht jedoch diese Regelmäßigkeit mehr und

mehr verloren und setzt damit gleichzeitig ein jähes Umsichgreifen der Durchwirbelung ein, wie aus Abb. 16 erkenntlich ist. Beobachtet man zum Vergleich mit solchen Strömungen, bei denen vom Treibstrahl keine zusätzliche Flüssigkeit

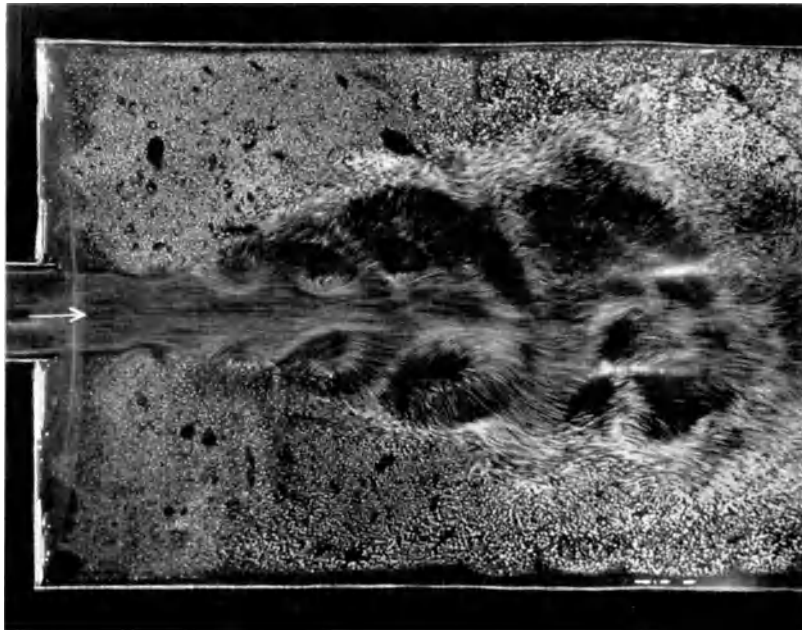


Abb. 15. Mischbewegung zwischen Treibstrahl und ruhender Flüssigkeit bei kleineren Geschwindigkeiten.



Abb. 16. Mischbewegung zwischen Treibstrahl und ruhender Flüssigkeit bei größeren Geschwindigkeiten.

mitgerissen wurde, die Strömung bei verhältnismäßig großer Förderwirkung, so zeigt sich hier nichts grundsätzlich Neues, außer daß die Durchmischung stärker in die Länge gezogen ist.

In diesem Zusammenhang seien noch einige Aufnahmen gebracht, aus welchen die Vorgänge bei der Spaltüberströmung von einem Schaufelkranz zum folgenden, wie z. B. bei Dampfturbinen, ersichtlich sind und wo ganz ähnliche

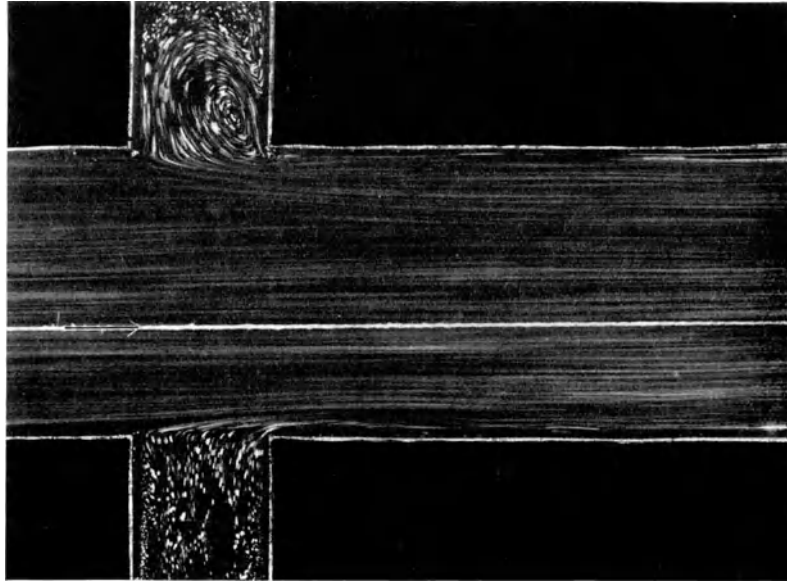


Abb. 17. Mischbewegung beim Spaltübergang (Kanaleintritt ohne Überdeckung).

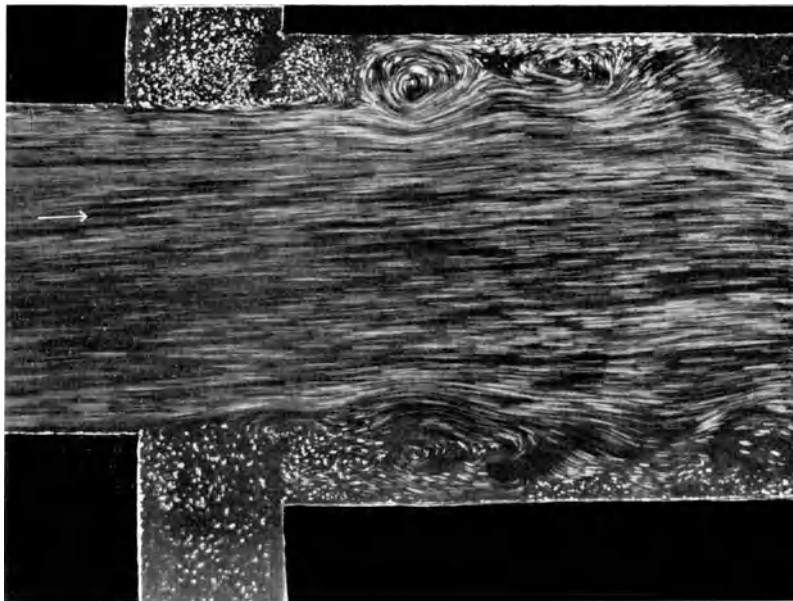


Abb. 18. Mischbewegung beim Spaltübergang (Kanaleintritt mit Überdeckung).

Durchwirbelungen auftreten. Abb. 17 gilt für den Fall, daß die Kanäle des zweiten Kranzes gegenüber denen des ersten keine „Überdeckung“ haben; die Strömung wird durch die „tote“ Flüssigkeit im Spalt verhältnismäßig wenig beeinträchtigt. Ganz anders liegen die Verhältnisse bei Kanälen mit Überdeckung nach Abb. 18, wo die starken Wirbelungen an den Sprungstellen auf

erhebliche Strömungsverluste hindeuten, die im Dampfturbinenbau lange Zeit sehr unterschätzt wurden und noch in den letzten Jahren bei Turbinen mit kurzer Beschauelung in der Hauptsache die Ursache waren für zahlreiche und große Mißerfolge.

4. Theoretisches über Wirbelbildung. Über die physikalische Seite dieser Mischvorgänge möge folgendes bemerkt werden: Denkt man sich bei idealer Flüssigkeit zwei parallele Ströme mit den Geschwindigkeiten  $c_1$  und  $c_2$  nach Abb. 19 I durch eine vom Unendlichen bis zum Punkt A führende gerade dünne Wand getrennt, so löst sich bei A eine sog. „Wirbelschicht“ (ist nichts anderes als die Grenzfläche zwischen den beiden Strömen) ab, die sich sofort in mehr oder weniger gleichmäßigem Abstand aufzuwickeln beginnt und dadurch äußerlich den Anschein der Neubildung von Wirbeln erweckt. Für die Anzahl  $i$  der sekundlich sich bildenden Wirbel von der Zirkulation  $Z$  gilt offenbar die Beziehung

$$i \cdot Z = \frac{c_2 + c_1}{2} \cdot (c_1 - c_2).$$

Der Wert  $i$  könnte scheinbar beliebig sein; in Wirklichkeit bildet sich aber in solchen Fällen wenigstens anfänglich eine bestimmte Wirbelfolge heraus, die aber der Berechnung heute noch durchaus unzugänglich ist. Ganz ähnlich liegen offenbar die Verhältnisse bei der Wirbelbildung nach umströmten Hindernissen. Hier glaubte man bekanntlich bis in die neueste Zeit, daß in idealer Flüssigkeit eine solche Wirbelbildung nach den Helmholtzschen Wirbelsätzen nicht möglich und lediglich bei „zähen“ Strömungen verständlich sei. Man sieht aber ohne weiteres ein, daß z. B. bei einer umströmten Platte nach Abb. 19 II eine solche Wirbelbildung auch in idealer Flüssigkeit eintreten kann, wenn man sich vor der Platte längs der Teilstromlinie eine Doppelschicht von Wirbeln mit entgegengesetztem Drehsinn (welche sich äußerlich in keiner Weise bemerkbar macht) zuströmend denkt, die sich im Punkt A teilt, an den Kanten B und C sich ablöst und ähnlich wie bei I aufwickelt. Aus derselben Überlegung heraus ergibt sich, daß auch in geschlossenen Kanälen bei idealer Flüssigkeit in ähnlicher Weise durch Heraustreten von zunächst längs der Wand sich bewegenden Wirbelschichten Wirbelbildung eintreten kann, wie z. B. in Abb. 19 III für einen Diffusor angedeutet ist. Es bestehen daher offenbar im allgemeinen verschiedene Strömungsmöglichkeiten einer idealen Flüssigkeit, und es hängt bei der wirklichen Flüssigkeit dann immer nur von der Reynoldsschen Kennzahl ab, welche von diesen Strömungsformen am stabilsten ist.

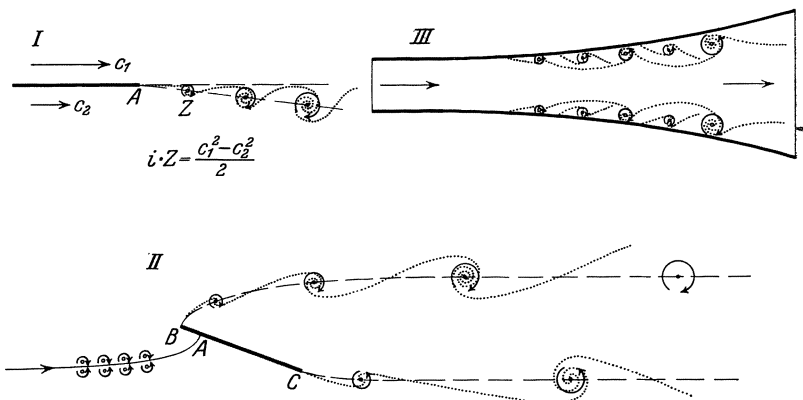


Abb. 19. Wirbelbildung durch Aufwickeln von Wirbelflächen. I Vereinigung zweier Ströme verschiedener Geschwindigkeit  $c_1$  und  $c_2$  bei A; II Wirbelbildung in Diffusoren; III Wirbelbildung hinter schräg angeströmten Platten.

5. Beeinflussung der Ablösungserscheinungen. Da die Ablösungserscheinungen im allgemeinen erhebliche Strömungsverluste bedingen, ist es praktisch wichtig, alle Mittel zu ihrer Unterdrückung zu kennen und gegebenenfalls zu verwenden. Zunächst hängen diese Ablösungserscheinungen bekanntlich sehr stark von den Formen der umströmten bzw. durchströmten Körper und i. a. auch von der Rauigkeit der Oberfläche ab. Allgemein bekannt ist z. B. die Wirbelbildung hinter einem ruhenden Zylinder<sup>1</sup>. Je sanfter die durch die Form bedingte Umsetzung von Geschwindigkeit in Druck längs einer Wandung vor sich geht, desto geringer sind diese Verlusterscheinungen. Ein anderes bekanntes Mittel bildet die Grenzschichtbeeinflussung. Verschwindet der Geschwindigkeitsunterschied zwischen Wand und vorbeiströmender Flüssig-



Abb. 20. Unterdrückung der Ablösung durch Grenzschichtabsaugung.

keit, so daß keine Abbremsung der Flüssigkeit in der Grenzschicht eintritt, wie dies z. B. auf der einen Seite des Flettnerrotors<sup>1</sup> der Fall ist, so wird die Umsetzung von Geschwindigkeit in Druck nicht beeinflußt, und es stellt sich daher im vorliegenden Falle eine mehr oder weniger unsymmetrische Strömung ein. Abb. 20 zeigt, daß der gleiche Effekt auch erzielt werden kann bei ruhendem Zylinder, wenn die abgebremste Grenzschicht rechtzeitig ins Innere abgesaugt wird. Statt dessen kann auch ein dünner Treibstrahl nach Abb. 21 aus dem Innern tangential in die Grenzschicht hineingepreßt werden, um diese von neuem zu beschleunigen, so daß ebenfalls die Ablösung unterdrückt wird; dieses Prinzip liegt bekanntlich dem Spaltflügel zugrunde. Wir haben nun versucht, eine ähnliche Wirkung auch durch Anordnung von Leitflächen nach Abb. 22 zu erzielen. Wie ersichtlich, ist dies auf der Hinterseite des Zylinders ganz gut, auf der Vorderseite aber nur mangelhaft gelungen.

<sup>1</sup> Siehe Tietjens, Jahrbuch der Wissenschaftlichen Gesellschaft für Luftfahrt 1925.

6. Versuche mit Leitflächen. Aus der Überzeugung heraus, daß die mit Leitflächen erzielbaren Wirkungen zur Unterdrückung von Ablösungserscheinungen weder technisch genügend verwertet, noch wissenschaftlich ge-

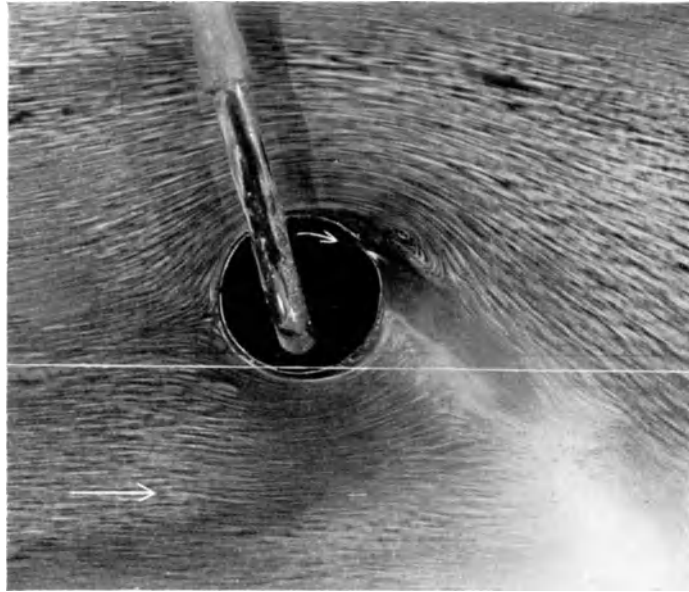


Abb. 21. Unterdrückung der Ablösung durch Grenzschichtbeschleunigung mittels Treibstrahl.

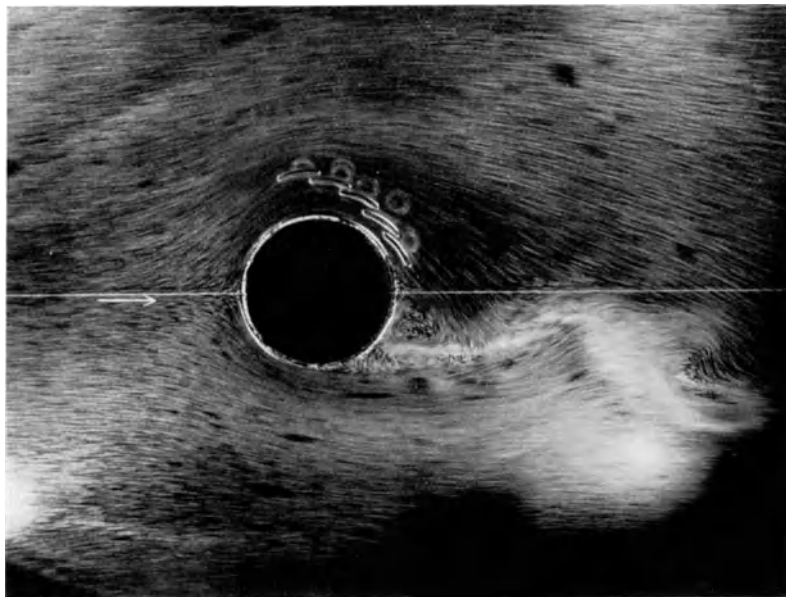


Abb. 22. Unterdrückung der Ablösung mittels Leitflächen.

nügend geklärt sind, wurden zunächst nach der Methode der Strombildbeobachtung entsprechende Untersuchungen nach verschiedener Richtung durchgeführt. Bekanntlich wurde bei jäh erweiterten Diffusoren sowie bei Krümmern schon vor längerer Zeit der Einbau von Leitflächen vorgeschlagen, und tatsächlich werden dadurch bei den Saugrohrkrümmern von Wasserturbinen sehr



gute Erfolge erzielt. Erfahrungsgemäß ist die Strömung gegen nicht ganz richtig eingebaute Führungsflächen sehr empfindlich, so daß leicht größere Verluste als ohne Leitflächen entstehen und daher besondere Sorgfalt auf-

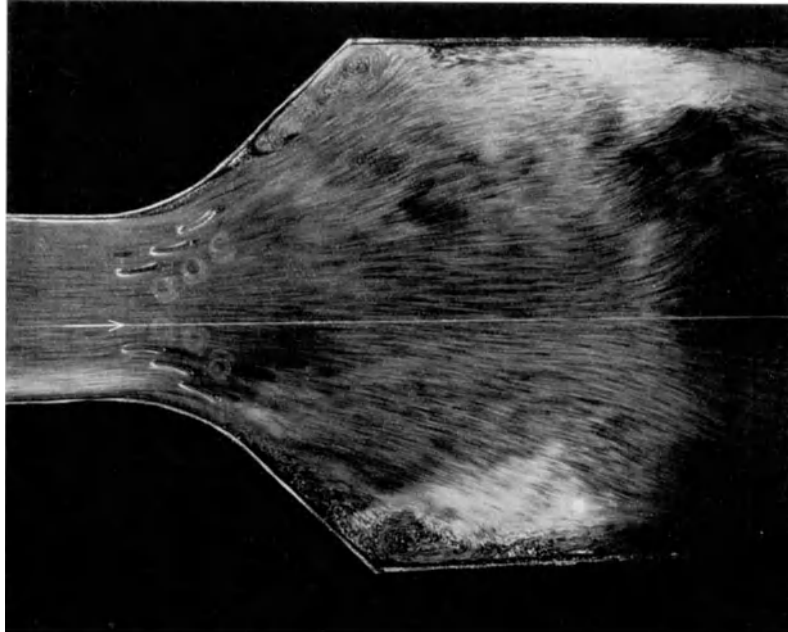


Abb. 23. Unterdrückung der Ablösung mittels Leitflächen bei jäh erweitertem Diffusor.

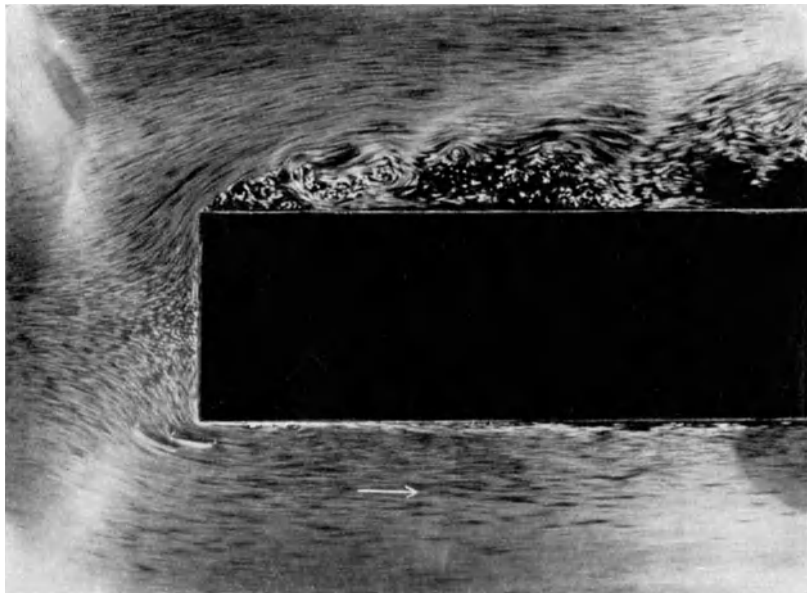


Abb. 24. Umströmung der stumpfen Vorderkante eines Hindernisses; auf der oberen Seite keine Leitflächen, starke Ablösung; auf der unteren Seite mit Leitflächen, keine Ablösung.

zuwenden ist. Bei unseren Versuchen hat nun mein Assistent Frey die wertvolle Beobachtung gemacht, daß auch bei dem von uns verfolgten Ziel, wie dies von anderen Strömungen bekannt ist, unterteilte Leitflächen („Spaltflächen“) sichtlich wirkungsvoller sind als ungeteilte Leitflächen. Die günstige

Wirkung von solchen Leitflächen möge an einigen Beispielen erwiesen werden. Bekannt ist, daß bei der Strömung durch einen Diffusor mit jäher Erweiterung die Umsetzung von Geschwindigkeit in Druck in recht mangelhafter Weise erfolgt, was sich hier durch die starke Strahlablösung äußert<sup>1</sup>. Abb. 23 läßt

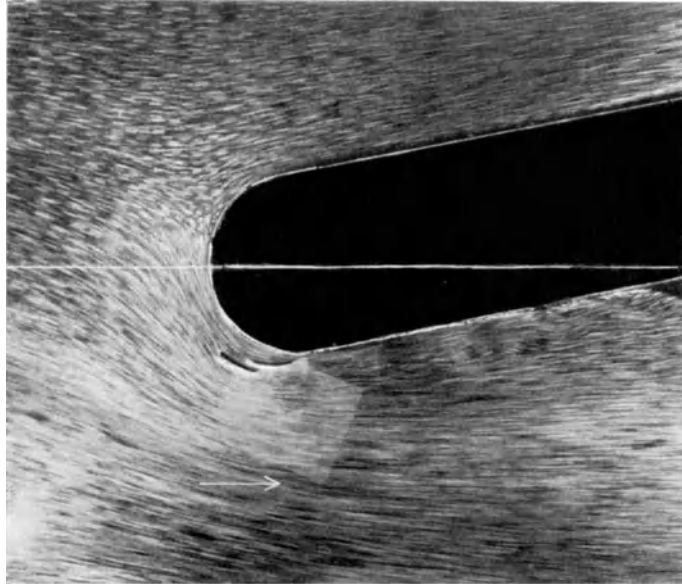


Abb. 25. Umströmung eines schräg stehenden Hindernisses; Unterdrückung der Ablösung an der Rückseite mittels Leitflächen.

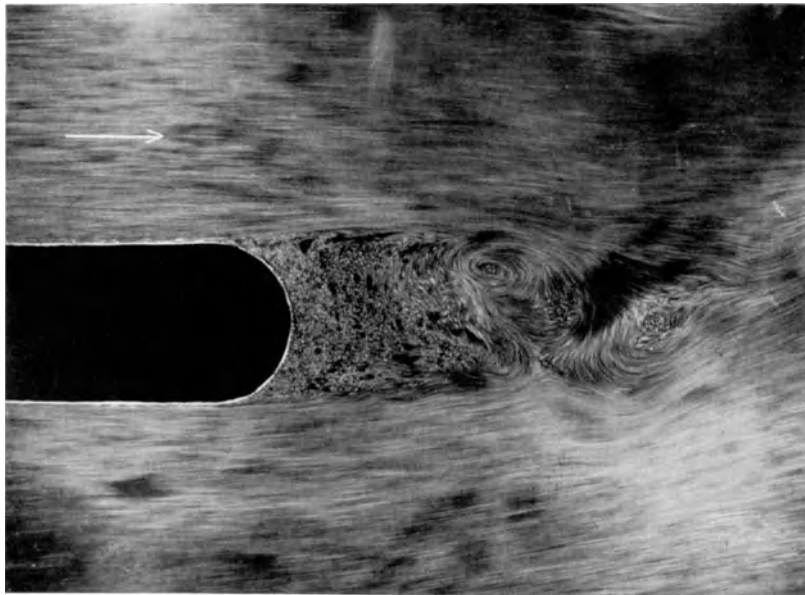


Abb. 26. Wirbelzone hinter stumpf endigendem Hindernis.

erkennen, daß die Flüssigkeit bei Einbau von Leitflächen der Querschnittserweiterung bedeutend besser folgt und daher ein entsprechend besserer Diffusorwirkungsgrad erzielt werden kann. Aus Abb. 24 ist die Umströmung

<sup>1</sup> Siehe Zeitschrift für Flugtechnik u. Motorluftschiffahrt 1927, S. 495, Abb. 24.

eines Hindernisses mit kantiger Stirn ersichtlich, wobei auf der einen Seite keine Leitflächen verwendet werden und daher sehr starke Ablösungserscheinungen hinter der Kante auftreten, während die kleinen Leitflächen auf der anderen Seite ein fast vollkommenes Anliegen der Flüssigkeit auch hinter der Kante bewirken. Bei schräger Anströmung eines Hindernisses tritt bekanntlich starke Ablösung ein. Aus Abb. 25 ist die überraschend günstige Wirkung passend eingebauter kleiner Leitflächen ersichtlich. Abb. 26 zeigt zunächst die Strömung hinter einem ziemlich stumpf endigenden Körper mit der bekannten breiten Wirbelschlepe. Bei Anordnung von Leitflächen nach Abb. 27 kann eine wesentlich günstigere Umsetzung von Geschwindigkeit im Druck erzielt werden, was an der bedeutenden Verschmälerung der Wirbelschlepe erkennt-



Abb. 27. Verkleinerung der Wirbelzone hinter stumpf endigendem Hindernis mittels Leitflächen.

lich ist. Diese Beispiele mögen genügen, um unsere Überzeugung zu bekräftigen, daß es sich lohne, in dieser Richtung noch weitere planmäßige Versuche durchzuführen. Dies soll durch quantitative Messungen hauptsächlich im Windkanal festgestellt werden, nachdem in Vorversuchen durch die viel einfacheren und billigeren Strombildbeobachtungen die Verhältnisse in qualitativer Hinsicht geklärt sind, d. h. die jeweils passendste Form der Leitflächen gefunden ist. Man erkennt hier an der Verbundenheit der beiden Versuchsmethoden besonders eindringlich, wie unerläßlich solche Strombildbeobachtungen für einen ökonomischen Versuchsbetrieb sind. Es hätten beispielsweise von den vielen Messungen über Spaltflügel bei vorausgehender Strombildbeobachtung sicher eine große Anzahl erspart werden können, da sich viele Anordnungen von vornherein als ungeeignet erwiesen haben würden.

7. Über Profile mit kleiner Druckabsenkung an der Rückseite. Ich möchte nunmehr auf die von uns in Angriff genommenen und bereits ein-

gangs erwähnten Untersuchungen über Profilformen mit kleinem Unterdruckmaximum zurückkommen. Wir beabsichtigen, in zweierlei Richtungen vorzugehen. In Abb. 28 ist unter *I* der Fall der idealen Umströmung einer gekrümmten Platte solcher Art dargestellt, daß die Flüssigkeit vorn tangential an die Vorderkante anströmt, so daß an dieser Stelle keine Druckabsenkung eintritt und somit die Kavitationsgefahr im Vergleich zu gewöhnlichen Profilen unter sonst gleichen Verhältnissen wesentlich geringer wird. Die Druckverteilung um die Platte ist durch Kurve 1 des unteren Diagramms angedeutet. Die praktische Verwirklichung dieses Falles bedingt aus Festigkeitsrücksichten Profile von endlicher Dicke mit zugeschärften Kanten nach *II*. Die entsprechende Druckverteilung um ein solches Profil ist aus Kurve 2 des Diagramms ersichtlich. Diesen bei Kavitationsgefahr bisher stets verwendeten Flügelprofilen der Propeller sollen zum Vergleich noch andere Profilformen mit gedrungenerem Kopf nach Abb. 28 *III* gegenübergestellt werden, bei denen versucht wird, die Kopfform so zu bestimmen, daß die Drucklinie an der Vorderkante eine möglichst horizontale Tangente erhält (Drucklinie im unteren Diagramm als ausgezogene Linie 3 ersichtlich), wodurch die Druckfläche völliger und das Auftreten eines starken örtlichen Unterdruckes wie bei den gewöhnlichen Profilen (durch die punktierte Drucklinie 4 angedeutet) vermieden wird.

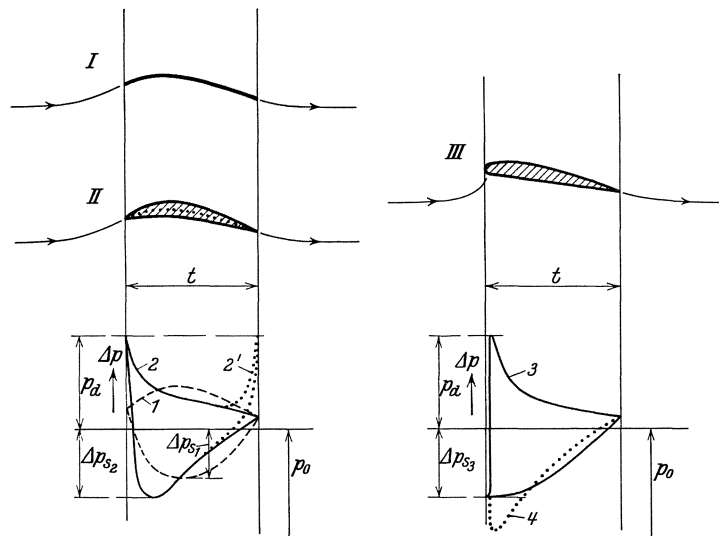


Abb. 28. Druckverlauf um verschiedene Profilformen.

*I* gekrümmte dünne Platte (mit Druckkurve 1), *II* Spitzkopfprofil (mit Druckkurve 2), *III* Profil mit gedrungenerem Kopf (mit angestrebter Druckkurve 3; Kurve 4 entspricht dem Druckverlauf auf der Saugseite gewöhnlicher Tragflächenprofile).

wird. Die Profilformen *III* haben ohne Zweifel gegenüber den Formen *II* den Vorteil, daß sie weniger empfindlich gegenüber Änderungen der passenden Anströmrichtung sind und daß bei gleichem mittleren Druckunterschied zwischen Vorder- und Rückseite der maximale Unterdruck  $\Delta p_{\max}$  geringer ist.

Die Erfahrung hat bereits gelehrt, daß für Luftpropeller mit hoher Umfangsgeschwindigkeit zweckmäßig die gleichen Profilformen zu verwenden sind wie bei Wasserpropellern mit Rücksicht auf die Kavitation. Wie ich bereits bei einer früheren Gelegenheit kurz andeutete<sup>1</sup>, läßt sich dieser Umstand leicht voraussehen. Denn für eine gegebene Profillage herrscht auch in einem elastischen Medium an der Stelle tiefsten Druckes die höchste Strömungsgeschwindigkeit; überschreitet aber hier die Geschwindigkeit die Schallgrenze, so setzen sofort unter bedeutender Verschlechterung der Strömungsverhält-

<sup>1</sup> Jahrbuch der Wissenschaftl. Gesellschaft für Luftfahrt 1929. Diskussion zum Vortrag Busemann, S. 99.

nisse an der Profilrückseite die von anderen Gasströmungen her bekannten Verdichtungsschwingungen und -stöße ein. Die Überschreitung der Schallgrenze ist daher nach Möglichkeit zu vermeiden, und es besteht somit auch hier, ähnlich wie bei der Kavitationsgefahr, das größte Interesse, den maximalen Unterdruck an der Profilrückseite bei hohen Anblasegeschwindigkeiten möglichst zu beschränken. Im folgenden sollen die Verhältnisse bei der Umströmung eines in Luft befindlichen Profils etwas genauer untersucht werden.

8. Vergleichsweise Umströmung eines Profils durch eine Flüssigkeit und ein Gas. Um die zahlenmäßigen Verhältnisse für die Umströmung eines Profils durch Luft bei höheren Geschwindigkeiten zu ermitteln, kann von der sicherlich zulässigen Voraussetzung ausgegangen werden, daß im Bereich der Unterschallgeschwindigkeiten bei gegebener Profillage das Verhältnis der örtlichen Umströmungsgeschwindigkeiten zur Anblasegeschwindigkeit von der Höhe der letzteren praktisch unabhängig ist, genau so wie bei inkompressibler Flüssigkeit. Bei dieser sind Geschwindigkeit  $c$  und Druck  $p$  durch die Bernoullische Energiegleichung verknüpft

$$\frac{c^2}{2g} + \frac{p}{\gamma} = \frac{c_0^2}{2g} + \frac{p_0}{\gamma} = \text{konst.}$$

(wo  $c$  die Anblasegeschwindigkeit,  $p$  der Druck im ungestörten Gebiet). Ist also

$$\Delta p = p_0 - p = \frac{\gamma}{2g} (c^2 - c_0^2) = m \cdot \frac{\gamma}{2g} c_0^2 = m p_d$$

der örtliche Unterdruck ( $m$  die „Druckziffer“ und  $p_d = \frac{\gamma}{2g} c_0^2$  der Staudruck), so berechnet sich das Geschwindigkeitsverhältnis zu

$$\frac{c}{c_0} = \sqrt{1 + m},$$

das nach obiger Voraussetzung auch bei hoher Anblasegeschwindigkeit eines elastischen Mediums den gleichen Wert hat.

Für die Stelle tiefsten Unterdruckes ( $m = m_{\max}$ ) ergibt sich daher, wenn dort gerade Schallgeschwindigkeit  $c_s$  herrschen soll, die zugehörige Anblasegeschwindigkeit zu

$$c_0 = \frac{c_s}{\sqrt{1 + m_{\max}}}.$$

Bei inkompressiblen Medien kann der maximale Unterdruck

$$\Delta p_{\max} = \nu \cdot \zeta_a \cdot p_d \quad (\text{wo } \zeta_a \text{ die Auftriebszahl})$$

und damit

$$m_{\max} = \nu \cdot \zeta_a$$

gesetzt werden, wobei erfahrungsgemäß im praktisch wichtigen Bereich  $\nu = \infty$  bis 1,6 (die höheren Werte gültig für gewöhnliche Profile mit gerundeten Köpfen, die niedrigen für solche mit spitzen Köpfen).

Für die verlustfreie Strömung von Gasen lautet bekanntlich die Energiegleichung ganz ähnlich wie bei inkompressiblen Medien

$$\frac{A}{2g} c^2 + i = \frac{A}{2g} c_0^2 + i_0 = \text{konst.}$$

(wo  $i$  der Wärmehalt). Es gilt also unter obiger Voraussetzung die Beziehung

$$\Delta i = i_0 - i = \frac{A}{2g} (c^2 - c_0^2) = m \frac{A}{2g} c_0^2.$$

Bei vollkommenen Gasen ist  $i = c_p \cdot T$  ( $T$  die absolute Temperatur,  $c_p$  die spezifische Wärme bei konstantem Druck) und daher wegen der adiabatischen Zustandsänderung

$$\frac{i}{i_0} = \frac{T}{T_0} = \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}};$$

nach der vorausgegangenen Gleichung ist auch (unter Einführung der Gasgleichung  $p \cdot v = R \cdot T$  sowie der Beziehung  $A \cdot R = c_p - c_v$ )

$$\begin{aligned} \frac{i}{i_0} &= 1 - m \cdot \frac{A}{2g} \frac{c_0^2}{i_0} = 1 - \frac{m A R}{2g} \cdot \frac{c_0^2}{c_p \cdot T_0 \cdot R} \\ &= 1 - m \cdot \frac{c_p - c_v}{c_p} \cdot \frac{c_0^2}{p_0 \cdot v_0 \cdot 2g} = 1 - m \frac{\kappa - 1}{\kappa} \cdot \frac{p_d}{p_0}, \end{aligned}$$

wobei ähnlich wie bei inkompressiblen Medien  $\frac{\gamma_0}{2g} c_0^2 = p_d$  gesetzt wurde. Aus den beiden Gleichungen für  $i/i_0$  folgt

$$p = p_0 \left[ 1 - m \cdot \frac{\kappa - 1}{\kappa} \cdot \frac{p_d}{p_0} \right]^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}.$$

Der Ausdruck auf der rechten Seite kann in bekannter Weise in eine Reihe entwickelt werden; es genügt, von dieser nur die ersten Glieder anzuschreiben, und man erhält dann

$$\Delta p = p_0 - p = m p_d \left[ 1 - \frac{m}{2\kappa} \frac{p_d}{p_0} \left( 1 - \frac{m}{3} \cdot \frac{2 - \kappa}{\kappa} \cdot \frac{p_d}{p_0} \right) \right].$$

Der Auftrieb  $P_a$  berechnet sich aus

$$P_a = \int (p_v - p_r) dF = \zeta_a \cdot F \cdot p_d,$$

wenn  $p_v$ ,  $p_r$  den Druck an Profilverder- bzw. -rückseite bezeichnet; setzt man für die Rückseite  $m = m_r$  und für die Vorderseite  $m = -m_v$  (negatives Vorzeichen, weil hier im allgemeinen Überdruck), so ergibt sich nach Einführung obiger Beziehung

$$\zeta_a = \int (m_v + m_r) \frac{dF}{F} + \frac{1}{2\kappa} \cdot \frac{p_d}{p_0} \int (m_v^2 - m_r^2) \cdot \frac{dF}{F} + \frac{2 - \kappa}{6\kappa^2} \cdot \left(\frac{p_d}{p_0}\right)^2 \cdot \int (m_v^3 + m_r^3) \frac{dF}{F}.$$

Bei inkompressiblen Medien würde wegen  $\kappa = \infty$  nur das erste Glied auf der rechten Seite stehen bleiben. Die Abweichung bei elastischen Medien hängt hauptsächlich vom zweiten Glied ab, das bei sehr kleinen Anstellwinkeln im allgemeinen einen positiven Wert (also Vergrößerung von  $\zeta_a$ ), bei größeren Anstellwinkeln aber stets einen negativen Wert hat (daher Verkleinerung von  $\zeta_a$  gegenüber inkompressiblen Medien). Dieser eigenartige Einfluß höherer Luftgeschwindigkeiten auf den Auftriebsbeiwert wird durch den Versuch bestätigt.

Es sei nochmals darauf hingewiesen, daß die vorstehenden Überlegungen nur gelten, solange keine Überschallgeschwindigkeiten bei der Umströmung des Profils auftreten und daß alle Zahlenwerte  $m$  so einzusetzen sind, wie sie sich

bei einem inkompressiblen Medium oder bei verhältnismäßig langsam zuströmendem Gas (so daß praktisch keine Volumänderungen bei der Umströmung auftreten) ergeben würden.

Bei der vergleichswisen Gegenüberstellung eines von einer Flüssigkeit bzw. einem Gas umströmten Profils ist nach vorstehenden Gleichungen die Kenntniss der Druckziffer  $m$  um die ganze Profilbegrenzung erforderlich. Da die Druckziffer für einen bestimmten Punkt sehr stark von der Profillage abhängig ist, wäre es von Vorteil, das Gesetz ihrer Abhängigkeit vom Anstellwinkel zu kennen, um bei solchen Untersuchungen nicht allzusehr an Versuchsunterlagen gebunden zu sein. Hierzu verhilft folgende Überlegung:

Bekanntlich kann man die (ebene) Idealströmung einer inkompressiblen Flüssigkeit (Anströmgeschwindigkeit  $c_0$ ) um ein Profil nach Abb. 29 auffassen

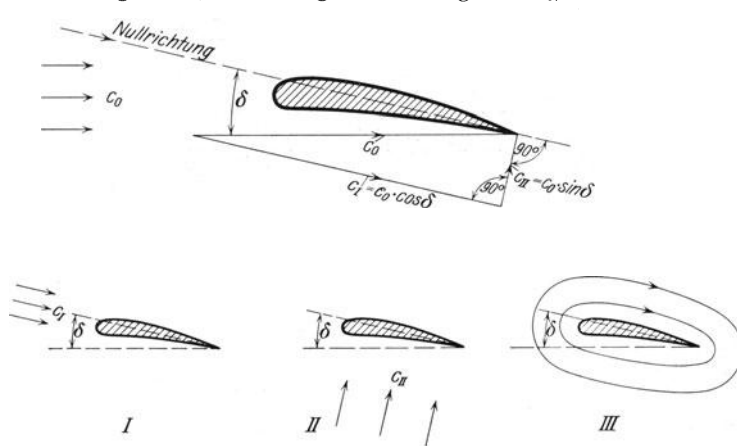


Abb. 29. Zerlegung der Strömung um ein Tragflügel- bzw. Propellerprofil in verschiedene Teilströme.

*I* Parallelstrom in Nullrichtung des Profils ohne Auftriebserzeugung; *II* Querstrom hierzu, ebenfalls ohne Auftriebserzeugung; *III* Zirkulationsströmung, Ursache des Auftriebs.

als die Überlagerung einer Strömung *I* in der (auftriebsfreien) „Nullrichtung“ des Profils (Anströmgeschwindigkeit

$$c_I = c_0 \cdot \cos \delta,$$

wenn  $\delta$  der auf die Nullrichtung bezogene Anstellwinkel), einer dazu senkrechten Querströmung *II* (Anströmgeschwindigkeit  $c_{II} = c_0 \cdot \sin \delta$ ) sowie einer Zirkulationsströmung *III* von solcher Stärke, daß die

unendlich große Umströmungsgeschwindigkeit um die Hinterkante bei der Teilströmung *II* wieder aufgehoben wird. Die in einem beliebigen Punkt von den Strömen *II* und *III* herrührenden Geschwindigkeitsanteile stehen daher zueinander und damit auch zu  $c_{II}$  in einem starren, von  $\delta$  und  $c_0$  unabhängigen Verhältnis, wie auch der vom Strom *I* herrührende Geschwindigkeitsanteil zu  $c_I$  in einem von  $\delta$  und  $c_0$  unabhängigen festen Verhältnis steht. Für eine beliebige Stelle der Profilbegrenzung kann daher die Geschwindigkeit  $c$  zerlegt werden wie folgt:

$$c = k_1 \cdot c_I + k_2 \cdot c_{II} = k_1 c_0 \cos \delta + k_2 c_0 \sin \delta,$$

wobei  $k_1$  und  $k_2$  Festwerte sind. Aus

ergibt sich daher unter Einführung vorstehender Beziehung

$$m = (k_1 \cdot \cos \delta + k_2 \sin \delta)^2 - 1 = k_1^2 - 1 + 2k_1 k_2 \sin \delta \cos \delta + (k_2^2 - k_1^2) \sin^2 \delta.$$

Wegen der Kleinheit von  $\delta$  (der „kritische“ Anstellwinkel  $\delta_k$  darf ja nicht überschritten werden) kann genügend genau geschrieben werden

$$m = \infty k_1^2 - 1 + 2k_1 k_2 \delta;$$

dies bedeutet ein Geradliniengesetz für  $m$ . Man sieht, daß zur Bestimmung der Werte  $k_1$  und  $k_2$  für irgendeine Stelle der Profilbegrenzung zunächst die Druckziffern  $m$  bei zwei verschiedenen Anstellwinkeln bekannt sein müssen, bevor nach einer der letzten Gleichungen der Wert  $m$  für ein beliebiges  $\delta$  berechnet werden kann. Bei der ebenen Platte ist, wie leicht einzusehen,  $k_1 = 1$  und daher

$$m = \infty 2k_2 \delta ;$$

in diesem Fall würde die Druckausmessung um die Platte für einen einzigen Anstellwinkel zur Berechnung der  $k$ -Werte genügen. Man wird im allgemeinen keinen erheblichen Fehler machen, wenn man die letzte einfache Beziehung auch bei den gewöhnlichen Tragflügel- bzw. Propellerprofilen verwendet.

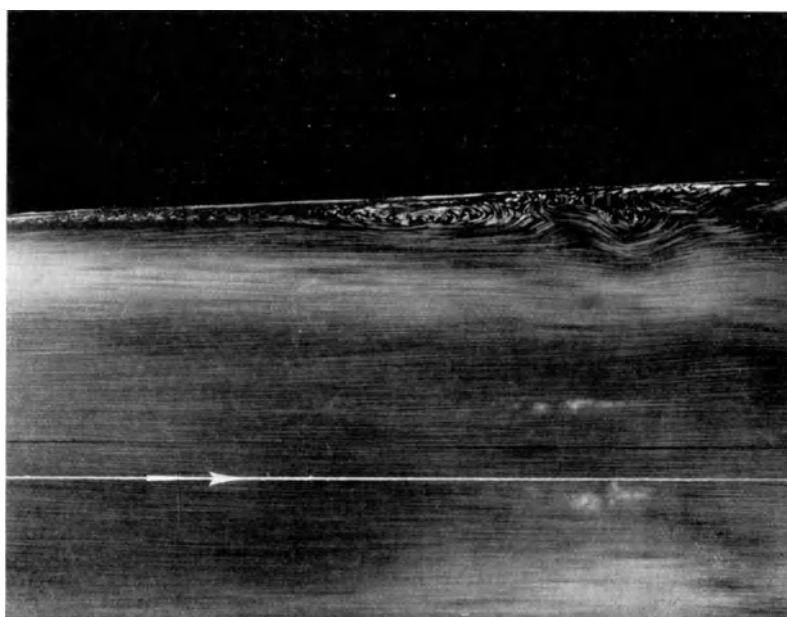


Abb. 30. Beginn der Ablösung an der Wandung eines schlanken Diffusors (vor der Ablösestelle laminaire Grenzschicht von ziemlicher Dichte).

Diese unter Voraussetzung idealer Flüssigkeit abgeleitete Beziehung für die Änderung der Druckziffer  $m$  gilt genügend genau auch für die wirkliche Flüssigkeit.

Anhang. Im Anschluß an den Vortrag wurden noch drei kleine Filme vorgeführt, von denen die ersten beiden im Danziger Institut<sup>1</sup>, der letzte unter Prandtl in Göttingen<sup>2</sup> angefertigt wurden.

Der erste Film zeigt die Wirbelbildung an der Ablösungsstelle eines schlanken, runden Diffusors mit gerader Achse, von welchem Abb. 30 eine Nahaufnahme der Ablösungsstelle darstellt. Der Film gibt die Art der Strömung an der Ablösungsstelle bei zwei verschiedenen Geschwindigkeiten wieder und zeigt deutlich die starke Verdickung der laminaren Grenzschicht unmittelbar vor der Ablösung. Die Entstehung der Wirbel erfolgt bei beiden Geschwindigkeiten an der gleichen

<sup>1</sup> Die Aufnahmen wurden von Herrn Holl gemacht. Es sind dies im Danziger Institut die beiden ersten derartigen Versuche mit dem erst vor kurzem erworbenen Aufnahmeapparat.

<sup>2</sup> Siehe Zeitschrift für Flugtechnik und Motorluftschiffahrt 1927, S. 489 sowie Jahrbuch der Wissenschaftlichen Gesellschaft für Luftfahrt 1927, S. 133.



Stelle. Bei der höheren Geschwindigkeit fällt auf, daß die Grenzschicht wesentlich schmaler ist und sich erheblich kleinere Wirbel bei entsprechend verringertem Abstand bilden als bei der kleineren Geschwindigkeit.

Der zweite Film zeigt die Mischvorgänge bei Einführung eines Treibstrahles in eine langsamer strömende Flüssigkeit, entsprechend der oben beschriebenen Versuchsanordnung von Herrn Gruhne (Abb. 15). Die Aufnahme erfolgte ebenfalls bei zwei verschiedenen Geschwindigkeiten. Bei der kleineren Geschwindigkeit zeigt sich eine bei Beginn der Durchmischung recht regelmäßige Wirbelbildung, während bei der höheren Geschwindigkeit diese Regelmäßigkeit etwas verloren geht und eine Neigung zur Bildung kleinerer Wirbel in geringerem Abstand ersichtlich wird. Auch die Art der Zuströmung der mitgerissenen Flüssigkeit ist bei der höheren Geschwindigkeit etwas anders als bei der geringeren, insofern die Stromlinien gestreckter verlaufen, während sie bei der kleineren Geschwindigkeit ziemlich stark nach innen umbiegen.

Der bereits bekannte dritte Film wurde hier vorgeführt, weil er eine wertvolle Ergänzung zu den obigen Mitteilungen und Vorführungen bildet, insofern er ebenfalls verschiedene Arten der Wirbelbildung behandelt und insbesondere die große Bedeutung der Grenzschichtvorgänge hervorhebt.

### Erörterungen.

Herr Prof. Dr.-Ing. Föttinger, Berlin:

Im Anschluß an die interessanten, von Dipl.-Ing. Frey vorgeführten Bilder über die Verkleinerung der Totwasserschleppen hinter umströmten Körpern oder sonstigen Krümmungen durch segelartig gestaffelte Leitwände möchte ich auf eine, natürlich nicht zufällige, weil aus gleichen Bestrebungen entspringende, Duplizität der Tatsachen hinweisen.

Kurz nach dem Kriege, als die Erfolge des Spaltflügels die Bedeutung segelartiger Leitsysteme in neuem Lichte erscheinen ließen, habe auch ich denselben Gedanken ausgesprochen und in Entwürfen niedergelegt, nämlich die allzu schroffe Erweiterung der Strombahnen hinter umströmten stumpfen Körpern, Zylindern und sonstigen starkgekrümmten Hindernissen durch derartige, spaltflügel- oder segelartige Leitsysteme soweit zu unterteilen, daß eine günstige Anschmiegung des Abstromes an die Wand, also auch eine mäßige Ablösung und Wirbelbildung, ein schmales Totwasser und damit ein günstiger Widerstand oder Druckverlust entsteht. Einige Andeutungen hierüber habe ich nach den Probefahrten mit dem Flettnerruder-Schiff „Odenwald“ auch Herrn Anton Flettner gemacht, der damals die Absaugpatente der Herren Ackeret und Betz erworben und mir mehrfach eine Zusammenarbeit anregt hatte.

Es gibt zwei Arten von Methoden, um an stumpfen Körpern die starke Wirbelbildung strömungsphysikalisch zu vermeiden: Die Verhinderung der Ansammlung des toten Grenzschichtmaterials durch dauerndes Entfernen desselben durch Absaugen nach Prandtl, und die Zuführung von Energie in die Grenzschicht hinein, um deren Vordringen in die Zonen wieder ansteigenden Druckes hinter dem Hindernis zu ermöglichen. Letztere Methode findet beim Magnus-Rotor durch Voranlaufen der Wand vor der Wandreibrschicht Anwendung, aber auch die Wirkung gestaffelter Segelsysteme und die der Spaltflügel fällt darunter, indem nämlich von der Druckseite her frische, lebendige Strömung in die tote Wandreibrschicht der Saugseite hineingeblasen wird.

Herr Baumann und ich selbst sind noch darüber hinausgegangen. Wir haben vorgeschlagen, durch tangentielle Schlitze Strömung von beliebig höherer Energie (als der des äußeren Zustromes) in die Grenzschicht gestaffelt hineinzublasen. Meine Patentanmeldung datierte etwa vom Jahre 1922 oder 1923. Leider war wegen der völligen Mittellosigkeit meines damaligen Danziger Institutes an eine Erprobung dieser Leitsysteme durch den Versuch nicht zu denken.

Zwei große technische Vorzüge besitzen die mit natürlicher Strömung, ohne Hilfspumpen arbeitenden segelartigen Leitsysteme: sie hängen nicht vom Arbeiten und Versagen dieser Saug- oder Druckpumpen ab und benötigen keinen Zusatzmotor und Brennstoff.

Dagegen lautet die Grundfrage bei allen derartigen Methoden der Verhinderung starker Wirbelablösung: wie verhält sich die betreffende Einrichtung gegenüber sehr starken äußeren Störungen der Strömung oder gegenüber einem Versagen derselben? Wie steht es mit der Stabilität? Wenn z. B. das Leitflächensystem einmal völlig vom Totwasser umgeben und überwuchert wird (ähnliches gilt für Saug- und Blaseinrichtungen), wird dann dieses Totwasser durch die Leitsysteme wieder allmählich entfernt, oder macht die „Überschwemmung“ diese Einrichtungen fortan dauernd unwirksam?

Es wäre interessant zu hören, ob im Danziger Institut Beobachtungen hierüber gemacht worden sind.

Erwiderung zu den Bemerkungen des Herrn Prof. Dr.-Ing. Föttinger zum Vortrag des Herrn Prof. Dr.-Ing. Flügel, vorgetragen von Dipl.-Ing. Frey.

Die Duplizität, daß Herr Prof. Föttinger als damaliger Leiter unserer Institute unterteilte gewölbte Leitflächen bei umströmten und durchströmten Gegenständen verwenden wollte, ist dem Institut bisher nicht bekannt gewesen. Es handelt sich immerhin meines Erachtens bei den gezeigten diesbezüglichen Lichtbildern um eine Erweiterung der Einsicht in die physikalischen Vorgänge beim Spaltflügel, die bekanntlich in der bisherigen Form von Herrn Prof. Dr. Betz gegeben wurde<sup>1</sup>. Mit Rücksicht auf die vorgeschrittene Zeit und um den weiteren Untersuchungen nicht vorzugreifen, möchte ich mich über diese Erweiterung nur kurz äußern und lediglich darauf hinweisen, daß hier zum ersten Male, soweit mir bekannt wurde, vor allem die Zentrifugalwirkung zur Bildung eines künstlichen Preßstrahls benutzt wurde, wodurch die unterteilten gewölbten Leitflächen ungewöhnlich klein gehalten werden konnten und gleichzeitig die gezeigten ungewöhnlichen Profil- und Diffusorformen bei günstigem Strömungsverlauf möglich wurden. Auch uns interessierte natürlich in hohem Maße die Frage der Betriebssicherheit. Wir haben sie daher, soweit es die Vorversuche gestatteten, ebenfalls möglichst vorsichtig geprüft. Es wurde zu diesem Zweck an einem umströmten Körper bei fixierten Leitflächen der Anstellwinkel so weit vergrößert, bis die bekannte starke Ablösung voll eingetreten war. Nach Verkleinerung des Anstellwinkels trat wieder der vorherige Strömungszustand ein. Das Verhalten ist also das eines normalen Profiles. Um mit genügender Sicherheit aus der Strömung an der Oberfläche auf die Gesamtströmung schließen zu können, wurde in verschiedener Höhe gefärbte Flüssigkeit eingeführt. Die Strömung stimmte nach Richtung und Größe hinreichend mit der an der Oberfläche überein.

Vorsitzender Herr Professor Laas:

Im Namen der Versammlung danke ich Herrn Professor Dr. Flügel, der leider durch einen Trauerfall in seiner Familie am Erscheinen verhindert ist, für die hochinteressanten Mitteilungen über die Forschungsergebnisse des Danziger Instituts für Strömungsforschung.

---

<sup>1</sup> Betz, Die Wirkungsweise von unterteilten Flügelprofilen, Jahrb. d. Wiss. Ges. f. Luftfahrt 1921, H. 6, S. 23.

**Vorträge**  
der  
**30. Hauptversammlung.**

## VII. Internationaler Vertrag zum Schutze des menschlichen Lebens auf See.

Von Ministerialdirigent **Gustav Koenigs**, Berlin.

Der internationale Vertrag zum Schutze des menschlichen Lebens auf See, der am 31. Mai 1929 in London in Beendigung einer 7 Wochen dauernden Konferenz geschlossen worden ist, trägt die Unterschriften der Bevollmächtigten von 18 Staaten: außer von Deutschland ist er von den Vereinigten Staaten von Amerika, von Australien, Belgien, Canada, Dänemark, England, Finnland, Frankreich, Indien, Irland, Italien, Japan, von den Niederlanden, von Norwegen, Rußland, Schweden und von Spanien gezeichnet. Verglichen mit dem gleichartigen Verträge vom 20. Januar 1914, der wegen des Krieges und anderer Ursachen nicht zur Durchführung gelangte und durch den neuen Vertrag ersetzt werden soll, fehlt bei dem Verträge von 1929 Österreich, das durch den Frieden von Saint Germain aus dem Kreise der seefahrenden Staaten ausgeschieden ist. Hinzugetreten sind Japan, von den nach dem Kriege neu entstandenen Staaten Finnland und ferner die aus dem englischen Weltreich mit eigener völkerrechtlicher Souveränität herausgewachsenen Staaten Irland, Indien, Canada und Australien. Der Vertrag, der in 2 Sprachen, französisch und englisch, abgefaßt ist und in beiden Texten gleichmäßig maßgebend sein soll, ist vom Germanischen Lloyd und der See-Berufsgenossenschaft im Einvernehmen mit dem Reichsverkehrsministerium und dem Reichspostministerium in deutscher Übersetzung herausgegeben worden und damit zur öffentlichen Besprechung und Kritik gestellt. Der Aufforderung der Schiffbautechnischen Gesellschaft, die Erörterung über den Vertrag einzuleiten, komme ich als einer der Delegierten auf der Londoner Konferenz gern nach und will versuchen, den Vertrag in seinen leitenden Gedanken, in seiner wirtschaftlichen Bedeutung nach außen und in den Problemen, die er im Innern auslöst, in kurzen Zügen darzustellen.

Der neue Vertrag lehnt sich in seinem äußeren Aufbau eng an den Vertrag von 1914 an und enthält, wenn auch in anderer Reihenfolge als der alte Vertrag, Vorschriften über die Bauart der Schiffe, Rettungsmittel, Funktelegraphie und Nautik und gleicht auch darin dem früheren Verträge, daß er in den eigentlichen Vertragstext nur die Grundsätze aufgenommen, die Einzelbestimmungen aber in eine Anlage verwiesen hat, die „Regeln“ überschrieben ist. Die Vorschriften der Anlage teilen völkerrechtlich das Schicksal des Hauptvertrages, d. h. sie haben

die gleiche Verbindlichkeit wie der Vertragswortlaut selbst, treten zu demselben Zeitpunkt in Kraft und können auch nicht, wie es bei ihrer Natur als technischer Ergänzungsbestimmungen nahegelegen hätte, in einem vereinfachten Verfahren abgeändert werden. Der Vertrag beschränkt sich auch inhaltlich, dem Vorbild des Vertrages von 1914 folgend, auf das Ziel, Regeln für die Sicherheit der Fahrgastschiffahrt zu geben und erfaßt unter Fahrgastschiffen alle Schiffe, welche mehr als 12 Personen befördern. Soweit der Vertrag über diesen Rahmen hinausgeht und Bestimmungen für Frachtschiffe enthält oder die Vorschriften auf Schiffe aller Art erstreckt, handelt es sich entweder — wie bei der Ausrüstungspflicht von Frachtschiffen mit Funktelegraphie und ihrer Verpflichtung zur Einhaltung funktelegraphischer Wachzeiten — um Maßnahmen, welche mittelbar der Fahrgastschiffahrt dienen, oder — wie bei der Seestraßenordnung — um Vorschriften, welche ihrem Inhalt nach nur für alle Schiffe gegeben werden können.

Für die wasserdichte Unterteilung der Schiffe geht der Vertrag von dem Grundgedanken des Vertrages von 1914 aus, wonach der Grad der Unterteilung von der Länge des Schiffes und seinem Verwendungszweck abhängig sein soll. Er begnügt sich mit einem normalen Standard für Schiffe, welche vorwiegend in der Frachtfahrt beschäftigt werden, und setzt einen höheren Standard für diejenigen Schiffe fest, welche in der Hauptsache der Personenbeförderung dienen. Der neue Vertrag folgt auch insoweit der Regelung von 1914, als er den Übergang von der einen zu der anderen Form nicht sprunghaft in einer stufenweisen Steigerung, wie es die Schottvorschriften der See-Berufsgenossenschaft von 1896 vorsahen, sondern in einer allmählichen Verschärfung zu gewinnen sucht, und füllt die Lücke, welche 1914 offengeblieben war, dadurch aus, daß er für die Einordnung der Schiffe von gemischtem Charakter, d. h. solcher, welche gleichzeitig der Fracht- und Personenbeförderung dienen, eine Verhältniszahl („Kennzeichen des Verwendungszwecks“) einführt, mit deren Hilfe der Abteilungsfaktor jedes einzelnen Schiffes bestimmt werden soll.

Die neuen Schottvorschriften, welche für die großen Fahrgastschiffe eine Verschärfung, für die überwiegend in die Frachtfahrt eingestellten Schiffe eine Erleichterung gegenüber dem Standard von 1914 bedeuten, bringen für die deutschen Reedereien im allgemeinen keine erheblichen Neuerungen, da die Anforderungen auf den Ergebnissen der schiffbautechnischen Wissenschaft beruhen, wie sie in den letzten Jahrzehnten in Deutschland und England herausgearbeitet und von den deutschen Reedereien seit langem übernommen wurden. Sie gehen aber in zweifacher Richtung über die bisherige deutsche Praxis hinaus. Indem sie abweichend von den Regeln der See-Berufsgenossenschaft, welche als Fahrgastschiffe nur solche mit mehr als 50 Fahrgästen behandeln, als Fahrgastschiffe schon solche Schiffe ansehen, welche mehr als 12 Personen befördern, greifen sie auf eine Klasse von deutschen Schiffen über, welche für die Mitnahme von meist 24 Personen, teilweise auch von noch mehr Fahrgästen eingerichtet sind und nicht der Verpflichtung zur wasserdichten Unterteilung unterliegen, aus Gründen der wirtschaftlichen Ausnutzung des Laderaums auch kaum nach den

Schottenregeln gebaut werden könnten. Hätte der Vertrag diese Schiffe ohne Zulassung von Ausnahmen schottenpflichtig gemacht, so wäre bei Neubauten dieser Gruppe von Frachtschiffen an die Reeder die Frage herangetreten, ob sie auf die Mitnahme von mehr als 12 Fahrgästen verzichten oder sich unter Beschränkung der Länge für die einzelnen Laderäume den Schottvorschriften unterwerfen wollten. Würden sich die Reeder, was mit Sicherheit vorauszusehen wäre, für die Beschränkung der Fahrgastzahl auf 12 Fahrgäste entscheiden, um das Schiff nicht durch eine zu enge Unterteilung für seinen eigentlichen Verwendungszweck der Frachtenbeförderung unwirtschaftlich zu machen, so könnten sich damit vielleicht die Reeder, aber nicht die zurückbleibenden Fahrgäste abfinden; denn diese Klasse von Frachtschiffen bedient an den südamerikanischen und den ostasiatischen Küsten auch eine Anzahl kleinerer Häfen, welche von eigentlichen Fahrgastdampfern überhaupt nicht oder nur sehr selten angelaufen werden, und befriedigt durch die Mitnahme von Fahrgästen ein Verkehrsbedürfnis, das im anderen Falle kaum gedeckt werden könnte. Da nach Auffassung der anderen Staaten eine Einschränkung des Begriffs des Fahrgastschiffes im Sinne der Vorschriften der See-Berufsgenossenschaft auf Schiffe mit mehr als 50 Fahrgästen als ein Rückschritt in der Sicherheit des menschlichen Lebens auf See empfunden worden wäre, hat die Konferenz einen Ausweg darin gesucht, daß sie in dem neuen Verträge an der schon 1914 aufgestellten Definition des Fahrgastschiffes als eines Schiffes von mehr als 12 Fahrgästen festhielt, jedoch für Frachtschiffe von mehr als 12, aber im Höchsthalle von 50 Fahrgästen eine Ausnahme zuließ und die Regierung des Flaggenstaates zur Befreiung solcher Schiffe von den Schottvorschriften im Einzelfall ermächtigte.

Die neuen Vorschriften enthalten zweitens insofern eine erhebliche Erweiterung gegenüber der deutschen Praxis, als sie sich nicht mehr auf Schiffe in langer Fahrt oder in großer Küstenfahrt beschränken, sondern grundsätzlich alle Schiffe erfassen, welche sich mehr als 20 Seemeilen von Land entfernen, d. h. sie gelten auch für die Ostsee. Ich verstehe, daß die Fahrgastreedereien der Ostsee dieser Ausdehnung des Vertrages mit gewissen Besorgnissen entgegensehen, glaube aber kaum, daß die Befürchtungen der Ostseereeder begründet sein werden. Eine vorläufige Prüfung, welche wir bei dem unerwarteten Auftreten dieses Problems noch während der Konferenz vornahmen, hat ergeben, daß die in der Ostsee verkehrenden Fahrgastschiffe, die nicht nur zwischen deutschen Häfen verkehren und aus diesem Grunde überhaupt außerhalb des Einwirkungsbereichs des Vertrages bleiben, ohne übermäßige wirtschaftliche Erschwernis als Einabteilungsschiffe gebaut werden können. Sollte sich aber bei genauerer Berechnung ergeben, daß den Fahrgastreedereien in der Ostsee die Einhaltung der Schottvorschriften nicht auferlegt werden kann, so hat die deutsche Regierung die Befugnis, eine Ausnahme zuzulassen. Der Vertrag erwähnt zwar die Ostsee in diesem Zusammenhang nicht, gibt der Regierung des Flaggenstaates aber allgemein die Befugnis in den Fällen, wo es unpraktisch und unvernünftig sein würde, Schiffe von weniger als 131 m Länge von der Einhaltung der Schottregeln zu befreien. Da Schiffe von mehr als 131 m Länge in der Ostseefahrgast-

fahrt nicht eingesetzt werden, ist der Fall der Ostsee damit praktisch gedeckt. Der Beweis für die Unmöglichkeit, den Vorschriften des Vertrages zu entsprechen, wird den Ostseereedereien freilich nicht erspart werden können.

Bei der Regelung der konstruktiven Einzelheiten war es streitig, inwieweit Türen in den Schotten, und zwar auch innerhalb der Maschinenanlage, und ob Seitenöffnungen unterhalb der Tauchgrenze zugelassen werden würden. Der von einigen Staaten vertretenen Forderung, Türen in den Schotten ausnahmslos zu verbieten, wurden die Gefahren entgegengestellt, welche sich daraus ergäben, daß eine einheitliche Aufsicht großer durch Schotten unterteilter Maschinen- und Kesselanlagen unmöglich gemacht würde. Gegen die Absperrung der unter dem Schottendeck liegenden Fahrgasträume wurde darauf hingewiesen, daß es europäischen Fahrgästen, besonders in den Tropen, nicht zugemutet werden könne, ausschließlich auf künstliche Luftzufuhr angewiesen zu sein. Wie meist in solchen Verhandlungen einigte man sich auf einer mittleren Linie. Türen in den Schotten sollen auf das äußerste beschränkt werden. In einem gewissen Abstand von der Wasserlinie aus dürfen Seitenfenster nicht zum Öffnen eingerichtet sein, in einer darüber liegenden Zone dürfen sie nur mit Verschlüssen zugelassen werden, welche ausschließlich vom Schiffpersonal zu bedienen und nach den Weisungen des Kapitäns zu handhaben sind. Nur die noch weiter oben liegenden Fenster dürfen den Fahrgästen zum beliebigen Öffnen und Schließen überlassen werden. Der Kompromißcharakter dieser Regelung klingt in dem Schlußprotokoll nach. Die Konferenz erkennt an, heißt es dort, daß die Einwendungen gegen Türen in den Hauptschotten und gegen Seitenöffnungen berechtigt sind, hält es aber zur Zeit nicht für erreichbar, schärfere Regeln festzulegen, und empfiehlt den Regierungen, diesen Fragen besondere Aufmerksamkeit zu widmen.

Die Frage der Stabilität war in den Vorbereitungen zu der Konferenz offengelassen und ist auch von der Konferenz selbst nicht gelöst worden. Sie ist aber auch nicht als unlösbar ausgeschieden. Die Konferenz empfiehlt vielmehr in dem Schlußprotokoll, daß die Frage der Stabilität für die verschiedenen Schiffstypen und Fahrten geprüft und daß die Ergebnisse zwischen den Regierungen ausgetauscht werden möchten. Denke ich daran, daß die internationale Seeschiffahrtskonferenz in Washington vom Jahre 1889 zu dem Ergebnis gelangte, „daß für den Schiffbau internationale Regeln von irgendwelchem Nutzen überhaupt nicht gegeben werden könnten“, und vergleiche ich mit dieser Resignation die heute vor uns liegenden wissenschaftlichen Normen für die Schotteinteilung, die Festigkeit von Schotten und Türen, für die Rohrführung, Verschlüsse und Pumpenanlagen, so möchte ich glauben, daß der Optimismus in bezug auf die Lösung des Stabilitätsproblems, welchen die Konferenz in ihrem Schlußprotokoll zum Ausdruck bringt, nicht ganz unberechtigt ist und daß es im Laufe der Jahre vielleicht doch gelingen wird, die Gesetze der Stabilität in Formeln zu bringen, welche auch für den Kapitän in der Praxis brauchbar sind.

In der Vorsorge für die Rettungsmittel hat der Vertrag an den Grundsätzen „Bootsraum für alle“ nicht nur festgehalten, sondern darüber hinaus zusätzlich

Schwimmgerät für 25 % der auf dem Schiff befindlichen Personen vorgeschrieben. Es wird — und vielleicht nicht mit Unrecht — gegen diese Bestimmung eingewandt werden, daß der Vertrag damit über das notwendige Maß von Rettungsvorrichtungen hinausgegangen sei. Da das weitgehende Verlangen aber seitens einer Reihe von Staaten nachdrücklichst vertreten wurde, hat sich die deutsche Delegation nicht bis zum äußersten ablehnend verhalten zu dürfen geglaubt. Für die Konstruktion der Boote und ihre teilweise Ausrüstung mit motorischer Triebkraft und Funktelegraphie, ihre Anordnung auf dem Schiff, für die Vorrichtungen zum Ausschwingen und Zu-Wasser-lassen, sowie über die Zulassung von Rettungsflößen, Schwimmapparaten und Schwimmgürteln sind in dem Vertrage eingehende Vorschriften gegeben, deren Darstellung kaum ein allgemeines Interesse beanspruchen dürfte. Die Grundsätze, von denen diese Einzelregelung getragen wird, faßt der Vertrag dahin zusammen, daß die Boote

1. auch unter ungünstigen Bedingungen rasch und sicher müssen zu Wasser gebracht werden können;
2. die Fahrgäste schnell und in guter Ordnung aufzunehmen vermögen;
3. in einer Art angeordnet sein müssen, daß sie sich im Falle der Not nicht gegenseitig behindern;

Ziele, mit welchen man sich wird unbedenklich einverstanden erklären können.

In der Behandlung der Funktelegraphie ist eine gewisse Verschiebung in der Problemstellung gegenüber 1914 zu erkennen. Der alte Vertrag ging von dem Bestreben aus, dem in Not geratenen Schiff die Möglichkeit zu geben, funktelegraphisch Hilfe herbeizurufen. Der neue Vertrag legt den Hauptwert auf die Sicherstellung, daß der Hilferuf eines in Not befindlichen Schiffes von anderen Schiffen gehört wird. Der Vertrag begnügt sich nicht damit, für alle Schiffe von mehr als 1600 Br.-Reg.-Tonnen ohne Rücksicht auf ihren Verwendungszweck die Ausrüstung mit Funktelegraphie vorzusehen, wobei er freilich Ausnahmen zuläßt, die sich teils zeitlich auswirken, um den Übergang in die neue Regelung zu erleichtern, teils räumlich gewisse Meeresgebiete umfassen, von denen für uns die Ostsee und der östliche Teil der Nordsee in Frage kommen. Er geht darüber hinaus und schreibt — abgestuft nach der Art der Schiffe als Fahrgastschiffe oder Frachtschiffe und nach der Größe der Schiffe — die Zeiten vor, während welcher die Schiffe für Sicherheitszwecke funktelegraphisch zu wachen, d. h. eine Hörbereitschaft für den Seenotruf einzurichten haben. Für Fahrgastschiffe von mehr als 3000 Br.-Reg.-Tonnen und für Frachtschiffe von mehr als 5500 Br.-Reg.-Tonnen ist — teilweise unter Zulassung einer kurzen Übergangsfrist — grundsätzlich dauernde Wache angeordnet. Für Schiffe unter 3000 Br.-Reg.-Tonnen bleibt die Regelung der Wachzeit den Regierungen überlassen. Für die zwischen 3000 Br.-Reg.-Tonnen und 5500 Br.-Reg.-Tonnen liegenden Frachtschiffe ist die Einhaltung einer Wache von 8 Stunden täglich vorgeschrieben.

Nach den Ermittlungen des Board of Trade waren im Frühjahr 1929 von 11000 Schiffen der Welthandelsflotte mit mehr als 1600 Br.-Reg.-Tonnen rund 10000 Schiffe mit Funktelegraphie ausgerüstet. Die Schwierigkeit für die



Schiffe, den Anforderungen in bezug auf Funktelegraphie zu entsprechen, liegt nicht so sehr in der Ausrüstung als in der Notwendigkeit, Funkbedienstete zu halten. Da die Funktelegraphie der allgemeinen Nachrichtenübermittlung dienstbar gemacht ist und für den öffentlichen Nachrichtenverkehr eine außerordentliche Bedeutung gewonnen hat, legen die Postverwaltungen aller Länder entscheidenden Wert darauf, daß die Funkstellen von Funkern bedient werden, welche im Geben und Nehmen von Nachrichten eine solche Gewandtheit besitzen, daß der umfangreiche Weltverkehr ohne Störung und ohne Reibung abgewickelt werden kann. Die von den Postverwaltungen für die Zulassung zum Funkdienst in dem Weltfunkvertrag von Washington 1927 festgelegten Vorbedingungen können nur durch sorgfältige Ausbildung und Übung und auch dann nicht einmal von einem jeden erfüllt werden. Der Dienst des Funkers wird darum in der Regel hauptberuflich ausgeübt. Für ein Frachtschiff, das nur einen geringen eigenen Nachrichtenverkehr hat, bedeutet aber ein solcher hauptberuflicher Funker eine Belastung, die wirtschaftlich kaum zu vertreten ist. Man ist deshalb in Deutschland schon seit Jahren dazu übergegangen, einen Teil der nautischen Schiffsoffiziere nebenberuflich als Funker auszubilden. Die Seefahrtsschulen geben in besonderen mehrmonatigen Kursen die Gelegenheit dazu, und die Reeder ermöglichen es ihren Offizieren, das Funkzeugnis 2. Klasse zu erwerben. Da der nautische Funker, wenn er seinen Hauptobliegenheiten im Schiffsdienst nicht völlig entzogen werden soll, nicht ununterbrochen Funkwache verrichten kann, hat man zur weiteren Erleichterung die Einrichtung der sogenannten Hörleute geschaffen, welche nur soweit ausgebildet zu werden brauchen, daß sie den Seenotruf erkennen und in den Zeiten der Funkstille, welche nach dem Weltfunkvertrag zweimal innerhalb einer Stunde 3 Minuten lang eintritt, auf den Seenotruf achten.

Der Vertrag hätte aber, da mit einem hauptberuflichen Funker oder einem nautischen Schiffsoffizierfunker im besten Falle immer nur eine Wachzeit von 8 Stunden gesichert werden kann, nicht eine dauernde und ununterbrochene Wache für alle größeren Fahrgast- und Frachtschiffe festlegen können, wenn er nicht gleichzeitig das in verschiedenen Ländern, insbesondere auch in Deutschland entwickelte Seenotempfangsgerät anerkannt und den Einbau eines solchen Geräts neben einem Funker einer dauernden Wachbereitschaft gleichgestellt hätte. Das automatische Seenotempfangsgerät löst auf das funkentelegraphische Notzeichen eines anderen Schiffes in der Funkstelle und auf der Brücke einen Wecker aus und alarmiert das Schiff auch während der Zeiten, in denen die Funkstelle nicht besetzt ist. Der Kapitän oder der wachhabende Offizier auf der Brücke braucht auf das Anspringen des Weckers nur den Funker oder nautischen Schiffsoffizierfunker in die Funkstelle rufen, und dieser ist, auch wenn er im Augenblick nicht im Dienst war, sofort in der Lage, den Notruf zu beantworten und den sich anschließenden Seenotverkehr aufzunehmen. Da sich die Einführung eines automatischen Seenotempfangsgerätes aber noch im Anfang befindet, auch die Verwendung der gegenüber der Funktelegraphie billigeren Funktelephonie im Schiffsdienst noch nicht geklärt ist, hat der Vertrag aus den

technischen Möglichkeiten noch nicht die letzten Folgerungen gezogen. Er mußte um so mehr Ausnahmen zulassen, als eine große Reihe der anderen Staaten in der Ausbildung der Schiffsoffiziere zu Funkern noch nicht so weit vorgegangen sind wie Deutschland und deshalb der Ausrüstungspflicht und der Ausdehnung der Funkwachen begreiflichen Widerstand entgegengesetzten. Ich habe aber keinen Zweifel, daß die vielen Ausnahmen, welche der Vertrag enthält, an Bedeutung verlieren werden und sich im Laufe der Jahre der Gedanke mehr und mehr durchsetzen wird, daß jedes Schiff, sei es mit Hilfe eines Autoalarms, sei es in anderer Form, zugleich eine „schwimmende Rettungsstation“ für andere Schiffe bildet. In dieser Organisation des gegenseitigen Hilfsdienstes unter den Reedern, welche zu der nach altem Seegebrauch bestehenden unbedingten Hilfspflicht des Kapitäns ergänzend hinzutritt, sehe ich einen der größten Fortschritte auf dem Wege zum Ziel der Sicherung des menschlichen Lebens auf See.

Die Bedeutung der gegenseitigen Unterstützung bringt der neue Vertrag auch in dem Abschnitt über die Nautik zum Ausdruck. Jeder Kapitän, der auf See Wracks, einen tropischen Sturm oder andere Umstände antrifft, welche der Schifffahrt gefährlich werden könnten, ist verpflichtet, alle in seiner Nähe befindlichen Schiffe zu warnen und auch der nächst erreichbaren Küstenfunkstelle zur Weiterverbreitung der Warnung Mitteilung zu machen. Neben die Beistandspflicht des Kapitäns und des Reeders wird auch eine Hilfspflicht der Regierungen gesetzt, die sich in einer Art internationaler Arbeitsgemeinschaft zum Ausbau des Nachrichtendienstes über Wetter und Eisgefahr verpflichten.

Der neue Vertrag enthält schließlich Ergänzungen der Seestraßenordnung, welche das Ergebnis der Erfahrungen aus den beiden letzten Jahrzehnten zusammenfaßt und bringt die Vereinheitlichung des Ruderkommandos, womit ein lang gehegter Wunsch der nautischen Kreise in Erfüllung zu gehen verspricht.

Der kurze Überblick zeigt, daß der Vertrag nicht durchweg neue Gedanken entwickelt, daß er das Problem der Schiffssicherheit auch nicht erschöpfend löst. Da die Konferenz vom Frühjahr dieses Jahres zur Revision des nicht mehr zum Inkrafttreten bestimmten Vertrages von 1914 einberufen war, konnte weder das eine noch das andere erwartet werden. Die Konferenz mußte sich darauf beschränken, die 1914 behandelten Fragen erneut zu prüfen und die neuen Vertragsbestimmungen auf den alten aufzubauen suchen. Die Bedeutung der Konferenz liegt weniger in einer grundsätzlichen Neugestaltung der Regeln von 1914 als darin, daß es gelungen ist, den 1914 durch den Ausbruch des Krieges abgerissenen Faden wieder aufzunehmen und mit der Aufbereitung des seitdem liegengebliebenen Stoffes in dem neuen Vertrage die Bahn freizumachen für eine weitere Ausgestaltung und Vertiefung der internationalen Zusammenarbeit auf diesem Gebiet. Mit einer internationalen Freibordregelung, die vorzugsweise die Frachtschifffahrt treffen würde, ist voraussichtlich schon 1930 zu rechnen. Eine internationale Seefrachtordnung, die in dem Schlußprotokoll der Konferenz in Aussicht genommen ist, wird vielleicht als nächste Konvention folgen. Alle internationalen Regelungen sind nur schrittweise möglich und es gibt keine größere Gefahr für das Gelingen einer internationalen Konferenz, als eine Überladung

mit Stoff oder eine ungenügende Vorbereitung der Materie. Ich brauche nur auf das Schicksal der Internationalen Seefahrt-Konferenz in Washington im Jahre 1889 hinzuweisen, die vom Standpunkt der Kodifikation der Schiffssicherheitsfragen auf ihrem Verhandlungsprogramm wohl das Vollkommenste bot, das man sich denken konnte, im praktischen Ergebnis aber nichts anderes als die Seestraßenordnung herausbrachte.

Der neue Vertrag hat über seine humanitären Ziele hinaus eine tiefgreifende wirtschaftliche Bedeutung. Ich denke dabei weniger an die Gewähr, welche die Reeder durch den internationalen Charakter der Vorschriften erhalten, daß die mit ihnen im Wettbewerb stehenden ausländischen Reeder im Schiffbau und in der Schiffsausrüstung mindestens die gleichen Anforderungen für Sicherheitszwecke erfüllen müssen, wie sie ihnen auf Grund des Vertrages durch die deutsche Regierung auferlegt werden. Soweit ich die Entwicklung des Schiffssicherheitsgedankens in der deutschen Handelsmarine habe verfolgen können, habe ich in der rückliegenden Zeit niemals gesehen, daß irgendeine die Sicherheit der Schifffahrt betreffende Maßnahme um deswillen unterblieben sei, weil davon eine Schwächung der Wettbewerbsfähigkeit der deutschen Reedereien gegenüber den ausländischen Reedern befürchtet wäre. Ich brauche nur an die Tatsache zu erinnern, daß sich die deutschen Reeder selbst durch die See-Berufsgenossenschaft schon im Jahre 1896 die Einschränkungen der Schotteneinteilung auferlegt haben, bevor an eine internationale Regelung der Frage gedacht werden konnte. Auch in meiner eigenen amtlichen Zusammenarbeit mit den deutschen Seeschiffahrtkreisen ist mir die Sorge vor einer Überspannung der Sicherheitsanforderungen aus Rücksicht auf etwa entstehende Kosten niemals entgegengetreten. Ich habe im Gegenteil den Eindruck gewonnen, daß die Reedereien den Sicherheitsgedanken voranstellen und die Kostenfrage dem Ziele der Sicherheit unbedingt unterordnen.

Die große wirtschaftliche Bedeutung des Vertrages sehe ich in einer anderen Richtung. Nach dem geltenden Völkerrecht trägt ein Seeschiff das Recht mit sich. Es gilt als „schwimmender Gebietsteil“ (territoire flottant) des Staates, dessen Flagge es trägt, und ist keiner anderen Staatsgewalt als derjenigen des Flaggenstaates unterworfen. Diese Regel bleibt nach einer weit verbreiteten, wenn auch nicht allgemein anerkannten Anschauung auch dann in Geltung, wenn und solange sich ein Seeschiff in einem auswärtigen Hafen befindet. Sie erleidet aber eine Ausnahme insoweit, als das Schiff in irgendeiner Form Gefahren auf das fremde Staatsgebiet ausstrahlt, sei es, daß es durch seine Besatzung die Ruhe und Ordnung in dem fremden Hafen stört oder durch seine offenbare Seeuntüchtigkeit in den fremden Territorialgewässern zu sinken und dadurch den allgemeinen Verkehr zu beeinträchtigen droht. Diese früher meist sehr eng ausgelegten Ausnahmen werden in der neueren Staatenpraxis mehr und mehr ausgedehnt. So sieht es die englische Regierung als eine von fremden Schiffen in ihrem Hafen ausstrahlende Gefahr an, wenn diese nicht die gleichen Sicherheitsanforderungen erfüllen wie die eigenen englischen Schiffe. Der Board of Trade geht in steigendem Umfange dazu über, die für England

geltenden Vorschriften auch den fremden Schiffen aufzuerlegen und die fremden Schiffe durch seine Beauftragten beaufsichtigen zu lassen. Die Vereinigten Staaten von Amerika, welche auf den Routen des Nordatlantik etwa 80 % aller Passagiere stellen, glauben es ihren Staatsangehörigen schuldig zu sein, sie vor den Gefahren zu schützen, welche ihnen auf fremden Schiffen durch Mängel in der Bauart oder der Ausrüstung dieser Schiffe drohen, und nehmen von diesem Gesichtspunkt aus das Recht für sich in Anspruch, die in ihren Häfen verkehrenden Schiffe ihrer Aufsicht und gegebenenfalls auch besonderen Anordnungen bezüglich der Schotteneinteilung und der Rettungsgeräte zu unterwerfen. Man mag vom völkerrechtlichen Standpunkt aus die Berechtigung dieser Maßnahme gegenüber fremden Schiffen für gegeben oder nicht für gegeben erachten, Tatsache ist, daß man in England, den Vereinigten Staaten von Amerika und auch in anderen Staaten — ich erinnere nur an Dänemark — die Auffassung vertritt, daß sich auch fremde Schiffe den Gesetzen und der Aufsicht dieser Staaten unterzuordnen haben. Den deutschen Reedereien erwächst aus dieser Entwicklung ein gewisses Moment der Unsicherheit. Die Reeder sind nicht nur von der deutschen Gesetzgebung abhängig, sondern müssen gewärtigen, daß sie auch durch die Gesetzgebung fremder Regierungen Auflagen für die Bauart und die Ausrüstung ihrer Schiffe erhalten. Sie haben dabei keine Gewähr, daß die an sie gestellten Forderungen überhaupt mit wirtschaftlich vertretbaren Mitteln durchgeführt werden können. Sie haben noch nicht einmal die Sicherheit, daß die fremdstaatlichen Vorschriften überhaupt durchführbar sind, weil die Anschauungen der einzelnen Staaten über die technischen Notwendigkeiten und Zweckmäßigkeiten so verschieden sein können, daß die fremden Bestimmungen von den deutschen abweichen oder daß sich die fremden Anordnungen auch unter sich widersprechen können. Für die Reedereien ist es daher von großer Bedeutung, daß die ihnen von deutschen Stellen ausgestellten Schiffspapiere von den fremden Hafenverwaltungen anerkannt werden. Diesem Bedürfnis ist bisher teils durch besondere Abkommen, teils bei dem Abschluß von Handelsverträgen Rechnung zu tragen versucht worden. So heißtes in Artikel 25 des deutsch-englischen Handelsvertrages vom 2. Dezember 1924:

„Jeder der vertragschließenden Teile wird innerhalb der ihm durch seine Gesetzgebung gezogenen Grenzen und unter Vorbehalt der Bedingungen der Gleichwertigkeit und Gegenseitigkeit die seitens des anderen Teiles erlassenen Vorschriften über Einrichtung, Ausrüstung und Sicherheit von Schiffen anerkennen.“

In Artikel 36 Abs. 2 des deutsch-französischen Handelsvertrages vom 1. November 1927 ist vorgesehen, daß die Gleichwertigkeit der deutschen Sicherheitszeugnisse und der französischen Schifferlaubnisscheine, die in einem Abkommen von 1909 anerkannt ist, einer Nachprüfung zu dem Zweck unterzogen werden soll, um so bald als möglich die gegenseitige und vorbehaltlose Anerkennung dieser Zeugnisse und Erlaubnisscheine in den beiden Ländern zu ermöglichen. Für die Zwischenzeit werden die zur Zeit geltenden Zeugnisse gegenseitig nach Maßgabe der bestehenden Vereinbarungen anerkannt. In Artikel 17 Abs. 3 des deutsch-schwedischen Handelsvertrages, über dessen Neu-

fassung wegen der aus anderer Veranlassung von der deutschen Regierung ausgesprochenen Kündigung zur Zeit verhandelt wird, ist ebenfalls ein besonderes Abkommen über die beiderseitige Anerkennung der Schiffspapiere in Aussicht genommen. Im deutsch-amerikanischen Handelsvertrag fehlt eine Bestimmung über die gegenseitige Anerkennung der Schiffssicherheitspapiere. Der neue Vertrag bringt gegenüber diesen verschiedenartigen und, wie der deutsch-amerikanische Handelsvertrag zeigt, durchaus nicht lückenlosen Bestimmungen den großen Fortschritt, daß die Sicherheitszeugnisse, welche den deutschen Schiffen von der deutschen Regierung auf Grund des in dem Vertrage enthaltenen Musters ausgestellt werden, von allen Vertragsstaaten anerkannt werden. Ein Schiff, welches nach Inkrafttreten des Vertrages mit den vorgeschriebenen Sicherheitszeugnissen ausgestattet ist, braucht sich in dem Hafen eines anderen Vertragsstaates einer Aufsicht nur noch insoweit zu unterwerfen, als nachgeprüft und festgestellt werden darf, daß das Schiffssicherheitszeugnis gültig ist und der Zustand des Schiffes im wesentlichen mit den Angaben in dem Zeugnis übereinstimmt, d. h. daß das Schiff in der Zeit seit dem Verlassen seines Ausgangshafens in seiner durch das Zeugnis bescheinigten Seetüchtigkeit nicht eine gefahrbringende Einbuße erlitten hat. Der neue Vertrag gewährleistet in den Grenzen seiner Regelung der deutschen Seeschifffahrt diejenige Freizügigkeit, ohne welche Seeschifffahrt überhaupt nicht denkbar ist, und rückt damit, weltwirtschaftlich gesehen, in die Reihe der Maßnahmen, welche der Völkerbund mit der Weltwirtschaftskonferenz vom Jahre 1927 eingeleitet hat, und deren Ziel dahin zusammengefaßt werden kann, den Güteraustausch und den Verkehr zwischen den Staaten der Welt soweit als möglich von allen nicht unbedingt notwendigen Hemmungen und Kontrollen zu befreien. Der Vertrag liegt auch in der Linie, welche die Völkerbundssatzung den Mitgliedern des Völkerbundes in Artikel 23e des Vertrages von Versailles vorzeichnet. Pflicht und Aufgabe der den Völkerbund bildenden Staaten ist es, die Freiheit des Verkehrs und der Durchfuhr sowie die gerechte Regelung des Handels durch die Bundesmitglieder zu gewährleisten und aufrechtzuerhalten. Es ist darum nicht zu verwundern, daß auf der Konferenz davon gesprochen wurde, ob es nicht richtiger sei, die Fortbildung des internationalen Rechts zur Sicherung des menschlichen Lebens auf See dem Völkerbund zu übertragen. Die Anregung ist nicht weiter verfolgt und, ich glaube, mit Recht fallen gelassen worden. Die angeführte Bestimmung der Völkerbundssatzung enthält nichts weiter als ein Versprechen der Bundesmitglieder im wechselseitigen Verkehr, von Erschwerungen irgendwelcher Art abzusehen, begründet aber in keiner Form eine Kompetenz des Völkerbundes. Da der Völkerbund in den Fragen der Wirtschaftspolitik nicht das Recht hat, Rechtsnormen irgendwelcher Art zu schaffen oder Verbindlichkeiten der Bundesmitglieder zu begründen, müßte er sich, wenn er eingreifen wollte, auf eine vermittelnde Tätigkeit beschränken. Solange aber einer der hauptbeteiligten Staaten, nämlich die Vereinigten Staaten von Amerika, und solange das große russische Reich nicht dem Völkerbund angehören, würde der Völkerbund in der Rolle des Vermittlers wohl schwer die Führung in der internationalen Zusam-

menarbeit für die Regelung der Schiffssicherheitsfragen übernehmen können. Der Völkerbund hat aber die Übereinstimmung des Konferenzzieles mit dem von ihm vertretenen Gedanken der Freiheit und Erleichterung des Verkehrs dadurch sichtbar unterstrichen, daß er sich durch ein leitendes Mitglied seines Sekretariats auf der Konferenz vertreten ließ, und es ist gewiß für den Ausbau und die Durchführung der in dem Vertrage enthaltenen freiheitlichen Gedanken nicht ohne Bedeutung, daß die in dem Schiffssicherheitsvertrag der Verwirklichung näher gebrachte Freizügigkeit der Seeschifffahrt von der durch den Völkerbund verkörperten Weltmeinung gestützt und getragen wird.

Die Durchführung des Vertrages umfaßt die Erlassung der Vorschriften, ihre Überwachung, die Ausstellung der Sicherheitszeugnisse und die Handhabung der in dem Vertrage vorgesehenen Dispensbefugnisse. Was die Erlassung der Vorschriften betrifft, so sind die Schiffssicherheitsvorschriften nach der bisherigen Entwicklung in Deutschland von der See-Berufsgenossenschaft in Zusammenarbeit mit dem Germanischen Lloyd aufgestellt und von ihr auf Grund der Reichsversicherungsordnung als Unfallverhütungsvorschriften erlassen worden. Sie mußten vor ihrer Herausgabe vom Reichsversicherungsamt staatlich genehmigt werden. Die Überwachung der Vorschriften ist bei Auswandererschiffen von staatlichen Organen der deutschen Länder, bei anderen Schiffen von Beauftragten der See-Berufsgenossenschaft ausgeübt worden. Die funktelegraphischen Einrichtungen unterstehen der Aufsicht der Reichstelegraphenverwaltung. Die Maschinen werden vom Germanischen Lloyd, die Kessel von den Kesselrevisions-Vereinen geprüft. Die Schiffssicherheitszeugnisse sind teilweise von besonderen Reichsorganen, den Reichskommissaren für das Auswanderungswesen, teils von den staatlichen Polizeibehörden, teils von der See-Berufsgenossenschaft ausgestellt worden. Mit der Durchführung des Vertrages tritt an die Regierung die Frage heran, ob sie die neuen Vorschriften ihrerseits erlassen und ihre Überwachung einheitlich durch eigene Behörden oder Beauftragte beaufsichtigen, auch die Zeugnisse durch eigene Organe ausstellen lassen und selbst über Dispensanträge entscheiden, oder ob sie in Fortbildung der bisherigen Praxis die Selbstverwaltungskörper der Seeschifffahrt, die See-Berufsgenossenschaft und den Germanischen Lloyd, ganz oder teilweise mit diesen Aufgaben betrauen will.

Der Reeder ist für die Seetüchtigkeit seines Schiffes verantwortlich und kann von dieser Verantwortung auch nicht durch eine irgendwie geartete staatliche Schiffsaufsicht befreit werden. Die Forderung, daß der Reeder in der Erfüllung der ihm aus dieser Verantwortung erwachsenden Pflichten durch den Staat überwacht werden müsse, ist in der Vergangenheit von zwei Seiten erhoben worden. Im Jahre 1879 waren es die Ladungsversicherer, welche für eine staatliche Aufsicht eintraten. Das Reichsoberhandelsgericht in Leipzig hatte es in einer letztinstanzlichen Entscheidung für zulässig erklärt, daß sich die Reeder in den Konnossementen oder Charterpartien von der Haftung für das Verschulden ihrer Angestellten freizeichneten und der Internationale Transportversicherungsverband beantragte in der Befürchtung, daß sich die Reeder damit auch von der Haftung für die Seetüchtigkeit ihrer Schiffe befreien könnten, ein staatliches

Eingreifen zum Schutze der Ladungsbeteiligten. Die technische Kommission für die Seeschifffahrt, welche damals die Regierung in allen Fragen der Seeschifffahrtpraxis beriet, erhielt die Frage zur Begutachtung vorgelegt:

Ist ein Bedürfnis anzuerkennen, in deutschen Häfen Reichsbeamte mit der Ermächtigung zu versehen, daß sie in eigener Initiative Seeschiffe auf ihre Seetüchtigkeit untersuchen und untüchtig befundene Schiffe anhalten?

Die Kommission kam einstimmig zu einer Verneinung der gestellten Frage und wies aus dem angefochtenen Urteil des Reichsoberhandelsgerichts und aus den Entscheidungen der Vorinstanzen nach, daß sich der Reeder von der Verantwortung für die Seetüchtigkeit eines Schiffes durch keinerlei Klauseln in Konnossementen freizeichnen könne.

Später waren es die Arbeitnehmer, welche die Forderung der staatlichen Schiffsaufsicht aufnahmen und die von der See-Berufsgenossenschaft geübte Überwachung für unzulänglich erklärten. Sie warfen der See-Berufsgenossenschaft vor, daß sie ausschließlich die Interessen der Reeder vertrete und aus Sorge vor den entstehenden Kosten die notwendigen Anordnungen und Einrichtungen für die Sicherheit der Seeschifffahrt unterließe. Die Klagen und Beschwerden über „Sargschiffe“ oder „schwimmende Särge“ waren in den letzten beiden Jahrzehnten vor dem Kriege eine ständig wiederkehrende Erscheinung in den Verhandlungen des Reichstags und steigerten sich zu den heftigsten Angriffen, wenn die deutsche Handelsflotte von einer größeren Katastrophe betroffen wurde. Der Streit der Meinungen wird, wie ich fürchte, bei den Verhandlungen über die Durchführung des neuen Vertrages wieder aufleben und die Regierung erneut zwingen, zu der Frage der staatlichen Schiffsaufsicht Stellung zu nehmen.

Wenn die Regierung bisher der See-Berufsgenossenschaft in Verbindung mit dem Germanischen Lloyd die Führung in der Herausgabe und der Handhabung der Sicherheitsvorschriften überlassen hat, so konnte sie es tun, weil sich die wirtschaftlichen Interessen der Reeder in besonders glücklicher Weise mit dem staatlichen Ziel einer höchstmöglichen Sicherheit deckten. Die Reedereien dürfen aus Rücksicht auf ihr Ansehen und ihren Ruf keine Maßnahme unterlassen, welche in irgendeiner Form zur Erhöhung der Sicherheit auf ihren Schiffen beitragen könnte. Die Gefahr eines Rückschlages, welchen sie in ihrer geschäftlichen Entwicklung durch den Spruch eines Seeamtes erleiden würden, der den Unfall eines ihrer Schiffe auf Mängel in der Bauart, der Beschaffenheit, der Ausrüstung, Beladung oder Bemannung zurückführen würde, ist so erheblich, daß dieses Risiko durch eine Versicherung überhaupt nicht abgedeckt werden könnte. Die deutschen Reedereien müssen in der Pflege des Sicherheitsgedankens um so sorgfältiger sein, als sie ihre maßgebende Stellung in der Weltwirtschaft nicht zuletzt dem Vertrauen verdanken, das sie durch das Streben nach größter Sicherheit erworben haben, und würden bei einem Nachlassen in diesen Bemühungen ein in vielen Jahrzehnten aufgebautes Kapital leichtsinnig aufs Spiel setzen. Die Kosten, welche sie für die Sicherheitsmaßnahmen aufwenden, bedeuten letzten Endes nichts anderes als Versicherungsprämien zur Erhaltung ihrer Weltgeltung. Soweit sich Reedereien, welche etwa weniger Rücksicht auf

ihren Ruf nehmen, in der Gewährleistung der von ihnen zu vertretenden Seetüchtigkeit nicht so gewissenhaft zeigen sollten, ist es wieder die Gesamtheit der Reedereien, welche aus eigenem Interesse darauf hinwirkt, daß auch diese Gruppe die technischen Bedingungen der Schiffssicherheit voll erfüllt. Nach dem Gegenseitigkeitsprinzip der Unfallversicherung müssen alle Reedereien für die eintretenden Unfälle einstehen und haben, da die See-Berufsgenossenschaft keine Gefahrenklassen kennt, die entstehenden Rentenlasten gleichmäßig zu tragen. Tatsache ist, daß sich die Selbstverwaltung der Seeschifffahrt außerordentlich bewährt hat. Das Bewußtsein, nicht unter dem Zwange eines Gesetzes zu stehen, sondern sich die einschränkenden Vorschriften selbst aufzuerlegen, erleichtert die Durchführung und schwächt die an einzelnen Stellen unvermeidlich eintretenden Widerstände ab. Das Gefühl der eigenen Verantwortung weckt in den Reedereibetrieben das Bestreben, das Höchstmögliche an Sicherheit zu leisten und bringt Vorschläge hervor, die überhaupt nur von Persönlichkeiten, die inmitten der Praxis stehen, gemacht werden können. Es wird darum meiner Ansicht Aufgabe einer vorsichtigen Staatspolitik sein müssen, diese historisch gewordene Selbstverwaltung nicht zu beseitigen, sondern in Verwertung der auf das Sicherheitsziel hinwirkenden wirtschaftlichen und psychologischen Kräfte zu pflegen und auszubauen. Man wird versuchen müssen, die Arbeitnehmer, welche bei dem Erlaß und der Durchführung der in Form der Unfallverhütungsvorschriften herausgegebenen Schiffssicherheitsbestimmungen schon jetzt beteiligt sind, davon zu überzeugen, daß sich in den schwierigen Fragen des Schiffsbauens und der Schiffsausrüstung die in der Front stehenden Betriebe in eigener Entscheidung und unter eigener Verantwortung bessere und praktischere Gesetze geben können, als es eine nur von außen an die Frage herantretende Behörde zu tun vermöchte. Ist die Grundfrage der staatlichen Aufsicht oder der Selbstverwaltung geklärt, so wird über die Ausgestaltung im einzelnen leicht eine Verständigung gefunden werden können. Ich glaube, daß es im Augenblick genügt, die Bedeutung und die Tragweite des Problems der Durchführung des neuen Vertrages für die Regierung und die gesamte Seeschifffahrt in diesen wenigen Worten anzudeuten, und möchte es mir versagen, auf die schwierigen Einzelfragen einzugehen, solange die Beteiligten selbst noch nicht die Möglichkeit gehabt haben, zu den Gedanken Stellung zu nehmen.

Der Vertrag soll am 1. Juli 1931 in Kraft treten, wenn er bis dahin von mindestens 5 Staaten ratifiziert ist. Wenn im Laufe der Zeit auch manche berechtigte Einwände gegen den Vertrag vorgebracht werden und mancher Wunsch sich als unerfüllt erweisen wird, so glaube ich doch sagen zu dürfen, daß der Vertrag für die deutschen Reedereien einen Fortschritt bedeutet und daß wir alle Kräfte aufbieten sollten, um die neuen Bestimmungen zu dem vorgesehenen Termin in Kraft treten zu lassen.

### Erörterungen.

Herr Geheimer Marinebaurat Schwarz, Wandsbek:

Meine Herren! Die Ausführungen des Herrn Vortragenden sind insofern von ganz besonderer Bedeutung, als sie einen wertvollen Kommentar zu dem in London vereinbarten Schiffssicherheitsvertrag darstellen, der eigentlich nur von einem Teilnehmer der Konferenz gegeben werden kann. Er hat darauf



hingewiesen, daß noch nicht alles Wünschenswerte erreicht werden konnte, daß aber zwischen den Vertragsregierungen vereinbart worden ist, ständig in gegenseitigem Gedankenaustausch zu bleiben, um weitere Fortschritte zur Förderung der Sicherheit zur See anzubahnen. Meine Ausführungen sollen sich in diesem Rahmen halten und in der Hauptsache auch Anregungen zu weiterer Förderung der Sicherheit zur See geben.

Zunächst möchte ich darauf hinweisen, daß meine vorjährigen Vorschläge, die Türen in den wasserdichten Schotten möglichst zu verbieten, von der amerikanischen Regierung durchaus geteilt worden sind, wie das ja nach meinen Ausführungen im vorigen Jahre zu erwarten war. Die Konferenz ist freilich noch nicht zu dem Beschluß gekommen, nunmehr schärfere Maßnahmen zu ergreifen, es wäre daher trotzdem wünschenswert, wenn diese Frage weiter verfolgt würde.

Meine Herren, bei Anwendung des Verkehrsganges, den ich Ihnen vor zwei Jahren vorführen konnte, derart, daß man diesen Verkehrsgang auch durch die Maschinen- und Kesselräume hindurchführt, wird ein einfaches Mittel gegeben, auch die Verbindung zwischen diesen Räumen über den Verkehrsgang leicht und bequem durchzuführen, so daß dann die Türen in den wasserdichten Schotten ganz vermieden werden können, wie dies ja auch bei unseren vorkriegslichen Kriegsschiffen, den Kleinen und Großen Kreuzern sowie den Linienschiffen erfolgreich durchgeführt worden war.

Die Frage der Stabilität ist von der Konferenz selbst noch nicht gelöst worden. Ich möchte daher in Vorschlag bringen, damit die von der Bauwerft dem Schiff einverleibte Stabilität auch auf See erhalten wird, dahin zu trachten, einmal das feste Schanzkleid zu beseitigen und zweitens für einen wetterfesten, wasserdichten Verschuß der Luken zu sorgen — Fragen, die ich ja bereits hier mehrfach erörtert habe. Bei sachgemäßer Durchführung dieser Vorschläge könnte man dann unbedenklich den Freibord der Schiffe, namentlich der Frachtschiffe, verringern. Die Unkosten, die durch Entfernung des Schanzkleides und durch verbesserte Lukenverschlüsse verursacht würden, lassen sich bei weitem wieder ausgleichen durch den größeren Ladungszuwachs, der dem Schiff bei Änderung der Freibordvorschriften ermöglicht wird. Meine Herren, als Musterbeispiel möchte ich für diesen Fall unser Handels-U-Boot „Deutschland“ hinstellen, das ja bekanntlich mit seiner vollen Fracht von Amerika nach Deutschland zurück mit minimalem Freibord den Ozean sicher durchquert hat.

Eine wichtige Frage der Schiffskonstruktion ist jedoch in der Londoner Konferenz überhaupt nicht behandelt worden, und das ist die Frage der Schiffsvermessung und im besonderen der mit der Schiffsvermessung verbundene Typ der offenen Schutzdecker. Wie Dr. Albrecht an dieser Stelle 1920 bereits ausführen durfte, „ist der von den englischen Schifffahrtsinteressenten erzwungene Schritt, dem Wasser Zutritt zu sonst seefest gebauten Räumen zu gewähren, ein Schlag ins Gesicht jedes technischen Empfindens und jeder gewissenhaften Schiffsleitung. Es muß immer unverständlich bleiben, wie die englische Schifffahrt um kleinlicher Geldinteressen willen die Sicherheit ihrer Schiffe so aufs Spiel setzen konnte, denn beim Überneigen des Schiffes kann das Außenwasser durch die Speigatten auf das Hauptdeck und zu etwa vorhandenen nicht verschließbaren Decksöffnungen in den einzelnen Räumen gelangen“. Dann hat Dr. Albrecht später in der „Hansa“ vom 11. Dezember 1926 weiter ausgeführt: „Wenn auch der Zutritt von Wasser nur sehr bedingt gewährt wird, so ist das durch die provisorischen Verschlüsse ins Schiff eindringende Wasser schon manchem Schiff gefährlich geworden. Für den Kapitän, der für Schiff, Besatzung und Fracht verantwortlich ist, bleiben diese provisorischen Verschlüsse immer eine Quelle unangenehmer Sorge.“ Meine Herren! Diese schwere Sorge hat der Kapitän der „Vestris“, bis zu seinem tragischen Seemannstod durchkosten müssen, denn die „Vestris“ war auch ein offener Schutzdecker. Als ich im verflossenen Jahre schon auf die Hauptursachen dieses Schiffsunterganges an dieser Stelle hinweisen konnte, wurde ich mit den Worten abgetan, die Untersuchung wäre noch nicht abgeschlossen. Meine Herren, die Untersuchung ist nunmehr am 31. Juli dieses Jahres in London abgeschlossen. Sie hat 40 Tage gedauert und einen Kostenaufwand von 14354 Pfund Sterling, d. h. rund 300000 Mark verursacht. Das Ergebnis der Untersuchung ist außerordentlich unbefriedigend geblieben, wie dies auch von fachtechnischen Zeitschriften Englands zugestanden wurde. Der Untergang des Schiffes wird der Überladung mit 350 bis 400 t zugeschrieben bei einem Ladedeplacement von 17300 t. Meine vorjährigen Ausführungen haben durch diese langwierigen Untersuchungen an ihrer Beweiskraft nichts eingebüßt.

Da ich über die wahren Ursachen des Untergangs der „Vestris“ in der Zeitschrift „Schiffbau und Schifffahrt“ demnächst berichten werde, so kann ich mich heute hier etwas kürzer fassen.

Die „Vestris“ kam schließlich zum Kentern, weil sie ein festes Schanzkleid besaß und weil sie als offener Schutzdecker gebaut war. Als am zweiten Tage abends nach der Abfahrt von New York zwei schwere Seen auf das Vordeck kamen und das Vordeck vollkommen überfluteten, da das Wasser durch das feste Schanzkleid festgehalten wurde, wurde das Schiff plötzlich instabil — ich habe das rechnerisch nachgewiesen — und mußte daher mit einem plötzlichen Ruck auf die Seite fallen. Dadurch kam das Hauptdeck, das schon bei 10 Grad Neigung zu Wasser kommt, erheblich unter Wasser. Die vorgeschriebenen offenen Speigatten stellten nunmehr zwischen Außenwasser und dem Hauptdeck eine direkte Verbindung her. Das ganze Hauptdeck wurde von vorn bis hinten überflutet, denn auch die Querschotten auf diesem Hauptdeck mußten ja die vermessungstechnischen Öffnungen haben, die nur provisorisch zu verschließen sind. Da zu diesen Hauptschotten auch Kohlenbunkerschotte gehörten und ferner zwei Kohlenbunkerluken in dem Hauptdeck nicht verschlossen waren — man konnte die Lukendeckel sogar während der schwierigen Situation des Schiffes überhaupt nicht finden —, so gelangte das Wasser sofort in den Kohlenbunker, von dort in die Heizräume und nach Bersten des Kohlenbunkerschotts am Maschinenraum auch in den Maschinenraum. Damit war das Schicksal des Schiffes durch Kentern besiegelt.

Meine Herren! Wen trifft nunmehr die Schuld an diesem Untergang des Schiffes? Etwa den Reeder oder den Schiffsbauingenieur, weil sie dem Schiff ein festes Schanzkleid gegeben haben? Diese Frage kann man wohl zweifelsohne verneinen, denn die Gefahr, die das feste Schanzkleid bietet, ist ja erst in jüngster Zeit klargelegt worden. Dagegen trifft den Board of Trade die Hauptschuld, weil er im Jahre 1875 auf Drängen des englischen Oberhauses die Einführung der offenen Schutzdecker sanktioniert hatte.

Es stellte sich also die eigentümliche Tatsache heraus: der Kläger dieser Untersuchung, der Board of Trade, wird zum Angeklagten. Es kann daher wohl als eine gerechte Lösung des „Vestris“-Falles betrachtet werden, wenn der Board of Trade den größten Teil der hohen Unkosten der Untersuchung zu tragen hat. Leider wird damit der Verlust von 112 Menschenleben nicht erträglicher und tröstlicher.

Und damit komme ich zu dem wichtigsten Punkt des heutigen Vortrages, zu der Frage, ob es wünschenswert ist, zur Durchführung des Londoner Vertrags in Zukunft Schiffbau und Schifffahrt der staatlichen Aufsicht zu unterstellen oder ob mit dieser Aufsicht wie bisher die Selbstverwaltungskörper der deutschen Seeschifffahrt, die See-Berufsgenossenschaft und der Germanische Lloyd, betraut werden sollen. Ich kann es nur anerkennend begrüßen, daß der Herr Vortragende selbst den Standpunkt eingenommen hat, daß eine staatliche Beaufsichtigung des deutschen Schiffbaues nicht wünschenswert ist. Ich möchte diese Meinung noch besonders unterstreichen, weil eben der Board of Trade als englische staatliche Aufsichtsbehörde durch die mannigfachen Fehlschläge, die er während seiner Amtstätigkeit heraufbeschworen hat, nicht als sogenanntes Vorbild herangezogen werden kann. Bei den verschiedenen wiederholt in Deutschland aufgetretenen Bestrebungen, eine staatliche Aufsicht von Schiffbau und Schifffahrt durchzuführen, wurde ja immer auf das sogenannte Vorbild des Board of Trade hingewiesen. Was hat nun aber der Board of Trade zur Förderung der Sicherheit der Schifffahrt überhaupt getan? Die erste bedeutende Tat zur Förderung der Sicherheit zur See ist die Freibordmarke. Diese wurde ihm aber von Mr. Plimsoll aufgezwungen, in ähnlicher Weise wie die Einführung der offenen Schutzdecker durch das englische Oberhaus. Als dann nach dem Kriege, in den Jahren 1922 bis 1925, nach den Angaben des Board of Trade, 45 Kohlendampfer verloren gingen, und zwar durch Einschlagen der Luken, hat zwar der Board of Trade verschiedentlich Kommissionen berufen, um diese Fragen zu prüfen. Sein Schlußurteil war aber dann immer: gutes Material und sicheres Verschalken der Luken vorausgesetzt, sind diese Lukenverschlüsse vollkommen seetüchtig. Trotzdem werden jährlich immer wieder Luken eingeschlagen auch auf den größten Schiffen wie „Majestic“ (ex „Bismarck“) und „Berengaria“ (ex „Imperator“), und sind infolgedessen viele Frachtdampfer verlorengegangen.

Den größten Schaden, den aber der Board of Trade angerichtet hat, ist die Einführung der offenen Schutzdecker, im besonderen auch dadurch, daß damit alle anderen Seestaaten — Schweden macht eine rühmliche Ausnahme — veranlaßt wurden, diesem verhängnisvollen Schritte zu folgen. In der Tat, man ist erstaunt, daß eine Behörde wie der Board of Trade eine derartige Vermessungsvorschrift gutheißen konnte, da ihm doch klar sein mußte, daß bei einer dauernden Schlagseite des Schiffes eben die Speigatten einfach das Wasser schöpfen und ins Hauptdeck leiten müssen.

Natürlich könnte man einwenden, die Reeder würden durch Aufgabe der offenen Schutzdecker geschädigt. Aber es ist doch ein einfacher Ausweg, anstatt das Hauptdeck nach außen durch offene Speigatten zu entwässern, die Entwässerungsröhre innerhalb des Schiffes vorzusehen und die Seitenpforten fortzulassen, wie dies die Schweden vorschreiben. Dann würde die Sicherheit des Schiffes außerordentlich gefördert werden.

Mit einer staatlichen Aufsichtsbehörde wie dem Board of Trade kann daher uns Deutschen nicht gedient sein. Unsere Reeder haben bei der Entwicklung ihrer Schiffstypen im allgemeinen klar bewiesen, daß sie für die Sicherheit ihrer Schiffe ein richtiges Verständnis haben, und sie haben zur größeren Zuverlässigkeit ihres Handelns die Sach- und Fachkenntnis der See-Berufsgenossenschaft und des Germanischen Lloyd herangezogen. Diese vom Staate überwachten Selbstverwaltungskörper der Seeschifffahrt haben es im allgemeinen gut verstanden, die nötigen Maßnahmen zur Erhöhung der Sicherheit der Schiffe zur See rechtzeitig zu treffen. Dies geht auch überzeugend daraus hervor, daß die einzige Neuerung in dem Londoner Vertrag, der Artikel 8 über die Stabilität der Schiffe, schon seit 1925 mit demselben Wortlaut in den Unfallverhütungsvorschriften der See-Berufsgenossenschaft enthalten ist.

Auch die von der „Vestris“-Untersuchungskommission empfohlenen Verbesserungsvorschläge für den Bau und die Ausrüstung von Seeschiffen sind bereits in den Vorschriften des Germanischen Lloyd und der See-Berufsgenossenschaft enthalten.

Meine Herren! Deutschland marschiert daher mit Bezug auf die Sicherheit der Schiffe bereits an der Spitze aller Nationen einschließlich Schweden; und es war mir erfreulich, aus einem Zusatz des Herrn Vortragenden zu hören, daß dies sogar in England richtig anerkannt worden ist. Trotzdem wäre es jedoch erwünscht, wenn unsere beiden Selbstverwaltungskörperschaften der Seeschifffahrt auch den neueren Forschungen auf dem Gebiete der Stabilität und der Seefähigkeit der Schiffe noch etwas mehr Zugänglichkeit beweisen würden als bisher. Wenn dies aber geschieht, so ist eine staatliche Aufsicht der deutschen Schifffahrt nicht mehr vonnöten, sie wäre sogar mit Rücksicht auf die Aufrechterhaltung des großen Verantwortungsgefühls der Reeder schädlich.

Da die deutschen Reeder hiernach bewiesen haben, daß sie die Sicherheit ihrer Schiffe mit Hilfe der See-Berufsgenossenschaft und des Germanischen Lloyd richtig einzuschätzen verstanden haben, so sollten sie aber auch bei eintretenden Seeunfällen besser geschützt werden als bisher. In dieser Beziehung ist uns freilich England bei weitem voraus, wie dies aus den verschiedenen Gerichtsentscheidungen klar und deutlich hervorgeht, die bei uns und drüben gefällt worden sind. Während ein deutscher Reeder den Schaden ersetzen mußte, den ein nach achttägiger Seereise in der Kimm der Außenhaut des Schiffes herausgefallenes Niet an der Ladung angerichtet hatte, weil, wie die deutschen Gerichtsurteile lauteten, die freilich ohne Heranziehung von Sachverständigen gefällt worden sind, eben dieses lose Niet ein Konstruktionsfehler ist, der das Schiff bereits bei seiner Abfahrt seeuntüchtig machte, wurde ein englischer Reeder in einem ähnlichen Fall, bei welchem die Nieten eines Ölbunkerschottes undicht geworden waren, wodurch die Ladung an Lammfleisch verdorben wurde, von dem Schadensersatz freigesprochen, weil der Reeder nicht für das Verschulden eines gewissenlosen Nieters verantwortlich gemacht werden kann.

Wenngleich der Londoner Vertrag, namentlich auf dem Gebiete der Navigierung, beachtenswerte Fortschritte zur Erhöhung der Sicherheit auf See gebracht hat, so ist trotzdem der sogenannte Welt-sicherheitsstandard noch nicht erreicht, denn die Sicherheit des menschlichen Lebens auf See hat zur Vor-

aussetzung die Sicherheit des Schiffes. Man sollte daher dahin streben, das Schiff als Ganzes derartig zu entwerfen und zu bauen, daß es imstande ist, möglichst allen Wettern zu trotzen und den hiermit verbundenen Angriffen der See standzuhalten. Die übrigen Mittel zum Schutze des menschlichen Lebens auf See, Funkentelegraphie, um Hilfe herbeizurufen, wasserdichte Schotteneinteilung, um das Schiff schwimmend zu erhalten, bis die Hilfe eingetroffen ist, Boote, um schließlich die Menschen in Sicherheit zu bringen, sind immerhin nur sekundäre Mittel.

Die Sicherheit der Schiffe kann aber dadurch erhöht werden, daß man das feste Schanzkleid beseitigt, das Offenmachen der Schutzdecker ändert und die hölzernen Lukenverschlüsse durch wetterfeste ersetzt. Diese offensichtlichen Mängel zu beheben, sollte daher die nächste Pflicht aller mit der Schifffahrt verbundenen Körperschaften sein.

Daneben sollte man bestrebt sein, die Schiffsführung vornehmlich mit den Grundsätzen der Betriebsstabilität oder, wie der Engländer Thomas Graham es nennt, „Nautical Stability“, vertraut zu machen, damit sie schneller und sicherer imstande ist, die Gefahren der See in allen Wetterlagen zu meistern. Erst wenn diese wichtigen Grundlagen für die Sicherheit zur See erfüllt sind, kann der Schutz des menschlichen Lebens auf See erfolgreich durchgeführt und das so erstrebenswerte Ziel eines Weltsicherheitsstandards mit großer Wahrscheinlichkeit erreicht werden. (Lebhafter Beifall.)

Herr Ingepieur Judaschke, Hamburg:

Meine Herren! Mit Rücksicht auf die Kürze der zur Verfügung stehenden Zeit möchte ich auf einzelne Ausführungen verzichten. Ich kann das um so mehr tun, als ich grundsätzlich auch mit den Ausführungen des Herrn Vortragenden einverstanden bin und den privaten Charakter unserer Kontrollform durchaus anerkenne.

Durch den Vortrag wird in zusammenfassender Skizze noch einmal die neuere Entwicklungsgeschichte der Unfallverhütungsmaßnahmen, wie sie sich auf internationalem Hintergrund entwickeln, vorgeführt. Wir sehen den Rahmen gespannt und hörten, daß wir hier in Deutschland mit unseren Vorschriften, wie sie größtenteils durch die S. B. G. in Verbindung mit dem G. Lloyd bisher zur Durchführung gelangten, der durch den Vortrag gezeichneten Linie nahe kommen. Schon beim Wiederaufbau der Handelsflotte, der in den Nachkriegsjahren mit Hilfe von Reichsmitteln ermöglicht wurde, hat man den Gedankengängen des Vortrages von 1914 volle Würdigung zuteil werden lassen. Der Vortragende bestätigt, daß in bezug auf Schottenteilung, Bootsraum, funkentelegraphische Einrichtung usw. mit der technischen Entwicklung im allgemeinen Schritt gehalten ist.

Das ist erreicht worden, obgleich, wie schon im Jahre 1922 Geheimrat Cuno von der Hamburg-Amerika-Linie ausführte: „Das damalige Bauprogramm bei vielen deutschen Reedereien in keiner Hinsicht einen einheitlichen, organisch gewordenen Plan aufweise, sondern durchgehend die Ausführung eines aus Friedenszeiten übernommenen, zur Ergänzung des damals vorhandenen Schiffsbestandes aufgestellten Teilprogramms darstellt.“

Gewiß lebte in diesen Jahren belebter Bautätigkeit die Streitfrage um die Kontrollform wieder auf; der Vortragende hat besonders auf diesen Punkt hingewiesen und ausgesprochen, daß der Streit der Meinungen bei den Verhandlungen über die Durchführung dieses Vertrages erneut die Gemüter bewegen wird und die Regierung in der Frage der staatlichen Schiffsaufsicht zur Stellungnahme drängen wird. — Ich möchte nun in diesem Zusammenhang auf meine Abhandlung: „Bewertung der Handelsschiffe durch die Klassifikationsgesellschaften“ (Zeitschrift „Schiffbau“, Jahrgang 1923) hinweisen, wo ich mich eingehend mit dieser Frage auseinandergesetzt habe und nachzuweisen versuchte, daß der privatbehördliche Charakter der Kontrollform die bessere Lösung auch in konstruktionstechnischer Hinsicht sei. — Es ist seitdem auch kein ernsthafter Versuch gemacht worden, die Gründe, welche für die bisher geübte Form der Überwachung angeführt sind, zu widerlegen. Man kann also durchaus die Ansicht des Vortragenden: „Die historisch gewordene Selbstverwaltung zu pflegen und auszubauen“ als richtig anerkennen.

Wir sind mit der Pflege des Gedankens der Selbstverwaltung übrigens durchaus zeitgemäß, durch ihn wird eine gesunde Kritik wachgehalten. Durch die Wissenschaft bestätigte Erkenntnisse, soweit sie praktisch verwertbar sind, führen auf diesem Wege in konstruktionstechnischer Hinsicht schneller zu Verbesserungen; so hoffe ich auch, daß z. B. der Streit um die Abdeckung der Ladeluken, auf die schon Geheimrat Schwarz hinwies, und die wasserdichte Horizontalteilung im Zusammenhang mit der Stabilitätsfrage zu einer zeitgemäßen, der technischen Entwicklung entsprechenden Lösung führt. Es liegt in der Natur der Sache, daß Anregungen zur Verbesserung nicht von einer übergeordneten staatlichen Instanz kommen, sondern aus dem Betriebe, von Werft, Reederei und Hafen.

Ich möchte darum auch hier betonen, daß das Schiff von beweglichem, internationalem Baugrund getragen wird und wohl einen Heimatshafen hat, dagegen Ankergründe in der weiten Welt, die dasselbe in technischer und wirtschaftlicher Beziehung vom freien internationalen Wettbewerb abhängig machen. Jede bürokratische Erschwerung, jeder Instanzenweg muß vermieden werden, damit das Schiff gewissermaßen seinen Vorschriften voraus laufen kann. — So möge denn auf der alten bewährten Basis der Selbstverwaltung das Neue, was der Internationale Vertrag zum Schutze des menschlichen Lebens auf See bringt, seinen Weg gehen, gewissermaßen als Vorläufer für die Neuregelung der Schiffvermessungs- und Freibordbestimmungen; diese Dreiheit, als geschlossenes Ganzes gebildet, weist fortschrittlich in die Zukunft.

Herr Geheimer Regierungsrat Dr. Riess, Neubrandenburg:

Meine Herren! Mit Rücksicht auf die Kürze der Zeit will ich alle weiteren Ausführungen, die sich lediglich auf den Vortrag selbst beziehen sollten, zurückstellen. Aber ein Punkt, den auch der Herr Vortragende in seinen lichtvollen Ausführungen berührt hat, scheint mir doch so wichtig zu sein, daß ich auf ihn mit wenigen Worten hinweisen möchte.

Meinem Empfinden nach ist der Angelpunkt der Verhandlungen in London: Inwieweit wird das Schiffsicherheits-Zertifikat später das Schiff unbeanstandet über See und durch alle Häfen fahren lassen? Der Herr Vortragende sagte, man könnte vielleicht aus dem Vorhandensein dieses Zertifikats schließen, daß wahrscheinlich nunmehr eine Beanstandung und Behinderung der das Zertifikat an Bord führenden Schiffe in den fremden Häfen nicht einträte. Das hoffe ich auch. Es fragt sich nur, ob und inwieweit es geschehen wird. Es liegt nämlich die Möglichkeit vor, daß ein anderer Staat die Anforderungen des Vertrags überbietet und sagt: Für das von mir mehr Geforderte will ich eine Kontrolle und dadurch einen Einblick in die Bordverhältnisse gewinnen. Man könnte vielleicht folgern, daß damit ein Weg für eine Repressalie oder sonstige Absichten möglich wäre. Diese Frage hat mich in England während der Verhandlungen bewegt. Ich habe mehrfach mit den Vertretern der anderen Nationen über diese Sache gesprochen, aber zu meiner Freude herausgehört, daß im allgemeinen die Herren auf dem Standpunkt standen, daß jede Belästigung vermieden werden sollte. Denn das ist das Wichtigste für die Reedereien, keine Belästigungen zu haben im freien Verkehr nicht allein auf See, sondern auch in den Häfen.

Wir können übrigens, wenn auch der Vertrag zum Schutze des menschlichen Lebens in erster Linie einen hohen ethischen Zweck verfolgt, doch nicht verkennen, daß er jedem Staat, der den Vertrag zu befolgen hat, Lasten auferlegt, und, meine Herren, diese Lasten sind heute für die Reedereien — ich spreche nicht über eine rein technische, sondern eine mehr technisch-wirtschaftliche Frage — doch sehr erhebliche. Die deutsche Reederei hat bisher auf jede regierungsseitige Subvention verzichtet, wofür sie ein hohes Lob verdient und wodurch sie gerade ihrem seemännischen Geist, ihrem hanseatischen Geist, wenn ich so sagen darf, ohne nicht in alten Hansestädten beheimateten Reedereien zu nahe zu treten, Ausdruck verliehen hat. Aber die Lasten werden immer größer. Deshalb müssen alle diejenigen Stellen, die sich mit der Schifffahrt beschäftigen, bemüht sein, soweit es ihre Belange gestatten, unsere deutsche Schifffahrt nach jeder Richtung hin zu unterstützen. Alles, was von seiten der Reichsregierung, den Einzelstaaten, der Hafenstädte usw. ausgeht, muß darauf hindrängen, unserer Schifffahrt mit allen Mitteln beizuspringen, damit sie sich in Zukunft konkurrenzfähig erhält. Wir müssen auch daran denken, die sozialen Lasten nicht ins Unendliche wachsen zu lassen. Wir sind in Deutschland schon genügend mit sozialen Lasten belastet, mehr als ein anderes Land, und das darf nicht weiter gehen. Die Schifffahrt muß atmen können. Wir dürfen auch nicht die Zuständigkeit der Schiffsführung und den seemännischen Geist der Besatzung in irgendeiner Weise einengen. Wie der Herr Vortragende ausführte, trägt das Schiff die Territorialität mit sich, und der Kapitän ist schließlich eine Art Präsident auf seinem Schiff. Man darf seine Amtsgewalt nicht beschränken, denn, meine Herren, darüber müssen wir uns klar sein, daß alle Sicherheitsvorkehrungen nur dann funktionieren werden, wenn wir eine erstklassige, seemännisch geschulte Besatzung an Bord haben. (Sehr richtig!) Wer einmal eine Katastrophe miterlebt hat, der weiß, wie ungeheuer schwer es ist, die Menschen in der Hand zu behalten. Dazu dient der Kapitän und alles, was zur Leitung gehört. Die Autorität wirksam zu unterstützen und sie nicht zu untergraben, das muß mit Hauptziel sein. Was nützen alle Vorschriften, die wir machen — es muß doch zum Schluß die Möglichkeit für die Reederei bestehen, auch existieren zu können. Sie muß auch einen Nutzen ihrer Tätigkeit sehen, denn wenn sie sich dauernd abmüht und aus ihrer Arbeit kein Erfolg herauskommt, dann erlahmt sie, und das muß verhindert werden. Und alle die Stellen, die mit der Schifffahrt zu tun haben, müssen helfend beispringen. *Navigare necesse est!* (Lebhafter Beifall.)

Vorsitzender Herr Ministerialdirektor Dr.-Ing. e. h. Presze:

Meine Herren! Herr Geheimrat Koenigs hat uns ein außerordentlich interessantes Thema zum Vortrag gebracht, ich möchte sagen, den Kampf der Sicherheit gegen die Wirtschaftlichkeit, den Kampf der privaten gegen die staatliche Aufsicht, eine Frage von außerordentlich großer Bedeutung. Ich glaube, wir können Herrn Geheimrat Koenigs ganz besonders dankbar sein, daß er der Aufforderung des Vorstandes in so überaus interessanter und fesselnder Weise gefolgt ist, und ich spreche im Namen der Versammlung Herrn Geheimrat Koenigs unseren verbindlichsten Dank für seinen Vortrag aus. (Lebhafter Beifall.)

## VIII. Über den Antrieb neuzeitlicher Schnelldampfer.

Von Professor Dr. Gustav Bauer, Hamburg.

### 1. Einleitende Bemerkungen.

Mit der Beendigung des Weltkrieges und der darauf folgenden Wiederanknüpfung wirtschaftlicher Beziehungen zwischen den einzelnen Nationen tauchte auch das Problem der Schaffung einer möglichst schnellen und komfortablen Schiffsverbindung zwischen Europa und den Vereinigten Staaten von Amerika, mit kurzen Worten das Schnelldampferproblem wieder auf. Während man in vielen Interessentenkreisen über die Ausarbeitung von Projekten nicht hinaus kam, war es der Norddeutsche Lloyd, welcher wagemutig den Entschluß verwirklichte, zwei moderne transatlantische Schnelldampfer, die „Bremen“ und die „Europa“, in Auftrag zu geben, deren ersterer, wie bekannt, bereits in Dienst gestellt worden ist und die in ihn gesetzten Erwartungen erheblich übertroffen hat.

Den Erfordernissen des heutigen Lebens entsprechend, welches Zeitverlust in jeder Form zu vermeiden oder zu verhindern trachtet, gingen von vornherein die Bedingungen betreffend Geschwindigkeit der beiden Dampfer nicht unwesentlich über die vor dem Krieg für solche Schiffe verlangten Geschwindigkeiten hinaus. Die für die „Bremen“ und „Europa“ garantierte Geschwindigkeit von  $26\frac{1}{4}$  Knoten Reisedurchschnitt wurde überdies noch von der „Bremen“ durch einen Mittelwert der bisher absolvierten vier Rundreisen von 27,24 Knoten stark übertroffen.

Können wir nun das bisher Erreichte als ein Ergebnis betrachten, welches nach dem heutigen Stande der Technik einen Höchstwert darstellt, der mit den uns zu Gebote stehenden Mitteln nicht oder nur ganz wenig überboten werden kann, oder mit anderen Worten, kann man das Schnelldampferproblem, soweit es sich nur auf Schiffsgeschwindigkeit bezieht, auf längere Zeit als ruhend ansehen? Ich glaube, daß diese Frage mit „Nein“ beantwortet werden muß, weil einerseits die technische Möglichkeit vorliegt, brauchbare transatlantische Schiffe mit höherer Geschwindigkeit zu bauen, und weil andererseits das als Konkurrenz des Seeschiffes neuerdings auf dem Plan erschienene Luftfahrzeug einen anderen Maßstab für die Schnelligkeit der Überquerung des Atlantik geschaffen hat. Wenn auch den physikalischen Prinzipien entsprechend, das letztere auf die gleichzeitige Beförderung einer recht begrenzten Anzahl von Passagieren bei allerdings sehr großen Geschwindigkeiten beschränkt bleiben

wird, während das schnelle Passagierschiff große Mengen von Fahrgästen in bequemster Weise, allerdings mit wesentlich geringerer Geschwindigkeit, zu befördern vermag, wird doch das Beispiel des schnelleren Luftfahrzeuges den Wunsch der Schiffspassagiere, den Ozean noch rascher zu überqueren, nicht ruhen lassen.

Es gibt nun zwei Wege, diesem Verlangen nachzukommen: entweder die Vergrößerung der bisherigen Maschinenleistung über das bisherige Höchstmaß hinaus, wobei eine entsprechende Vergrößerung des Schiffskörpers unausbleiblich ist, oder aber eine Verkleinerung des Schiffes gegenüber den Abmessungen der größten modernen Schnelldampfer, wobei die Maschinenleistung nicht oder wenigstens nur unerheblich über die Höchstleistung der bisherigen Schnelldampfermaschinen gesteigert wird.

Für einige Bemerkungen über die hiermit zusammenhängenden maschinenbaulichen Fragen möchte ich mir gestatten, Ihre Aufmerksamkeit zu erbitten.

## 2. Der Schnelldampfer „Bremen“.

Als Ausgangspunkt für unsere Betrachtungen wird es am besten sein, den Schnelldampfer „Bremen“ des Norddeutschen Lloyds zu wählen, da dieser der zuletzt in Dienst gestellte modernste und schnellste transatlantische Passagierdampfer ist. Die Hauptabmessungen dieses Schiffes und seiner Maschinenanlage sind aus einer Anzahl von Veröffentlichungen allgemein bekannt. Lediglich der Vollständigkeit wegen lasse ich hier eine Zusammenstellung der wichtigsten Angaben folgen:

Auf vier Kesselräume, die paarweise zusammengefaßt sind, verteilen sich 11 Doppelender- und 9 Einenderkessel mit einer Gesamtheizfläche von 17050 qm und 217 Ölfeuerungsdüsen. Der Kesseldruck beträgt 23 atü und die Temperatur des überhitzten Dampfes 360° C.

Zwei Hauptmaschinenräume enthalten je 2 Turbinensätze, bestehend aus Hochdruck-, Mitteldruck- und Niederdruckturbinen; die Drehzahl aller Turbinen beträgt 1800 pro Minute.

Durch ein einfaches Übersetzungsgetriebe wird diese Drehzahl auf 183 Umdrehungen der Propellerwellen reduziert.

Jeder Propeller besitzt einen Durchmesser von 5 m und ist bestimmt, eine Konstruktionsleistung von 22500 WPS aufzunehmen.

Die garantierte mittlere Ozeangeschwindigkeit des Schiffes beträgt 26 $\frac{1}{4}$  Knoten und der garantierte tägliche Ölverbrauch 805 Tonnen für alle Zwecke, einschließlich Verbrauch der Dieselmotoren.

Bei der Konstruktion der Maschinenanlage dieses Schiffes waltete das Bestreben ob, nicht nur die Einhaltung der bedungenen Geschwindigkeit und des garantierten Brennstoffverbrauchs sicherzustellen, sondern auch im Betriebe jede Störung, soweit überhaupt möglich, auszuschließen.

Die durchschnittliche Maschinenleistung, welche dem Mittelwert aller bisher erzielten Reisegeschwindigkeiten von 27,24 Seemeilen je Stunde entspricht, beträgt etwa 100—105000 WPS.

Da das Gewicht der Maschinen- und Kesselanlage einschließlich Wasser in den Kesseln und Rohrleitungen 7350 Tonnen beträgt, ergibt sich hieraus ein Gewicht von 70—75 kg pro PS. Über den Raumbedarf gibt Abb. 1, welche

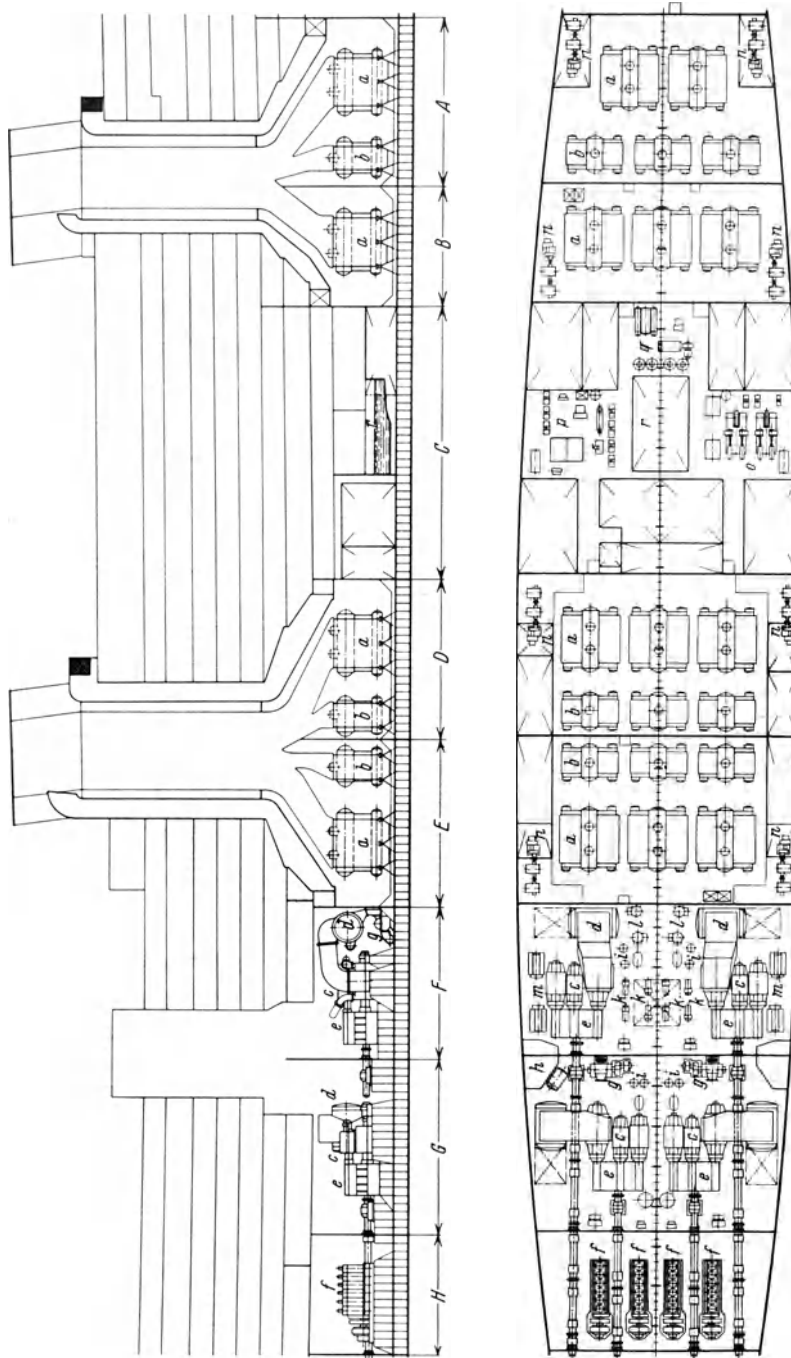


Abb. 1 a.

die Zusammenstellung der Maschinen- und Kesselanlage veranschaulicht, Aufschluß.

Eine genauere Beschreibung dieser Abbildung muß bei dem beschränkten Rahmen dieses Vortrages unterbleiben. Der Übersicht halber sind die in der-

selben dargestellten Einzelheiten der Maschinen- und Kesselanlage, Hilfsmaschinen und Apparate in einem beigefügten Verzeichnis aufgezählt.

Als einziger Teil der Gesamtanlage soll nur der interessanteste derselben, eines der vier Hauptmaschinenaggregate gesondert vorgeführt werden, ohne auch hier bei Einzelheiten zu verweilen. Die Abb. 2 bringt drei Ansichten des Hauptturbinensatzes in Verbindung mit dem Zahnradgetriebe für die Backbordwelle im hinteren Maschinenraum und veranschaulicht den Gesamtaufbau und die Führung der Dampfrohrlösungen. Auch hier kann ich nur auf das beigefügte Buchstabenverzeichnis verweisen.

Hinsichtlich der Kesselanlage der „Bremen“ möchte ich noch auf einen wichtigen Punkt hinweisen. Nach reiflicher Überlegung habe ich hier das übliche

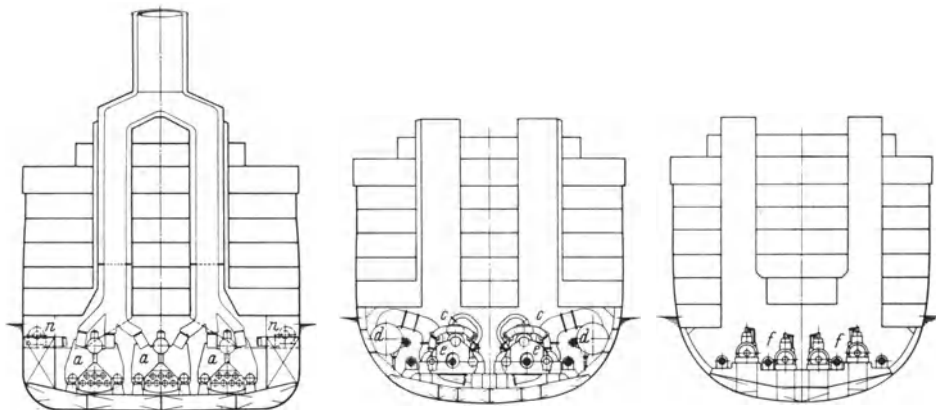


Abb. 1 b.

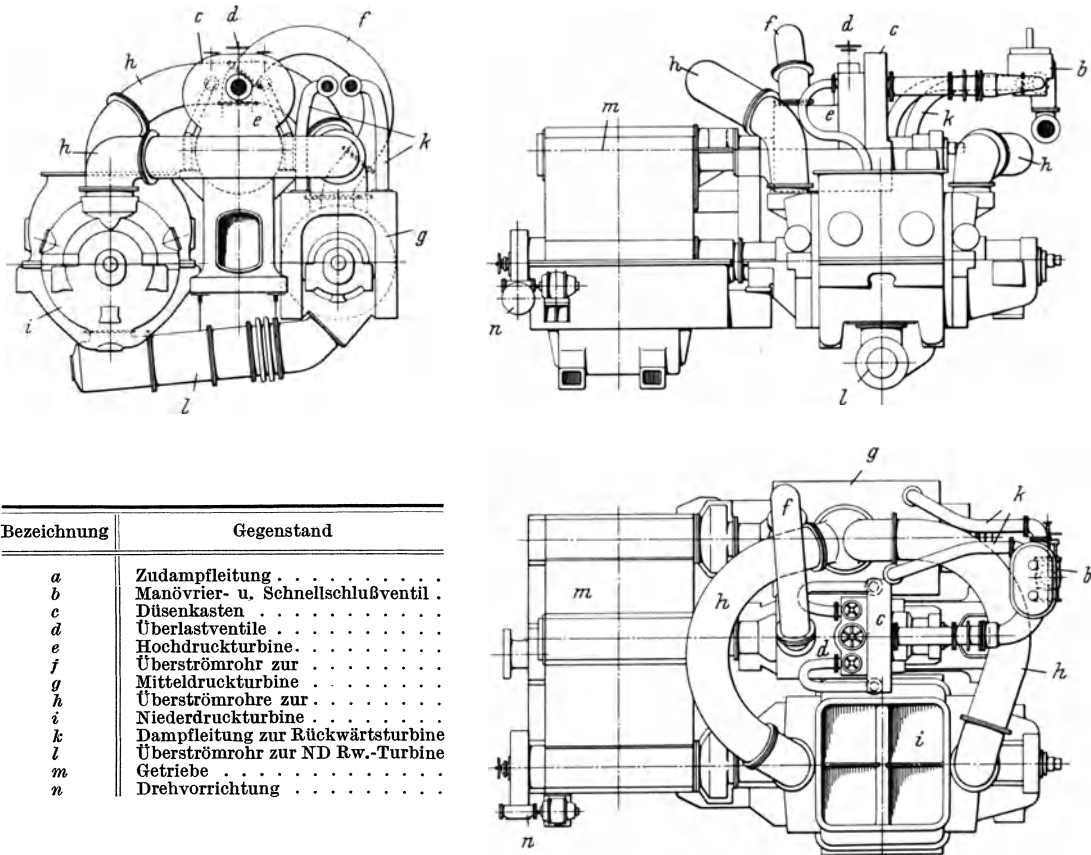
Bezeichnung	Gegenstand	Anzahl	Bezeichnung	Gegenstand	Anzahl
<i>a</i>	Doppelkessel . . . . .	11	<i>k</i>	Speisepumpen . . . . .	8
<i>b</i>	Einfachkessel . . . . .	9	<i>l</i>	Vorwärmer 1. Stufe . . . . .	4
<i>c</i>	Hauptturbinenaggregate . . . . .	4	<i>m</i>	Seewasserverdampfer . . . . .	4
<i>d</i>	Hauptkondensatoren . . . . .	4	<i>n</i>	Kesselraumgebläse . . . . .	8
<i>e</i>	Getriebe . . . . .	4	<i>o</i>	Kühlmaschinen . . . . .	2
<i>f</i>	Dieselmotoren . . . . .	4	<i>p</i>	Soleanlage . . . . .	—
<i>g</i>	Kühlwasserpumpen . . . . .	4	<i>q</i>	Warmwasseranlage . . . . .	—
<i>h</i>	Hilfskondensator . . . . .	1	<i>r</i>	Schwimmbad . . . . .	—
<i>i</i>	Kondensat- und Entwässerungspumpen	8			

System des Howdenschen Zuges, wonach die Luft von den Gebläsemaschinen durch Kanäle den Kesseln zugeführt wird, verlassen und das System der geschlossenen Heizräume zur Anwendung gebracht. Die Luft wird also bei der „Bremen“ durch Gebläsemaschinen in den Raum gedrückt und strömt aus demselben in die Luftvorwärmerbündel ein, deren Rohre wie üblich von den Heizgasen durchstrichen werden. Von dort gelangt die Luft, wie auch beim Howden-Zug, durch die Feuerungsvorlagen in die Ölfeuerungsgeschränke. Diese Maßnahme hat sich als sehr vorteilhaft erwiesen, und zwar aus folgenden Gründen:

Die komplizierten und sehr voluminösen Luftkanäle in den Kesselräumen fallen weg, so daß Raum für die rationelle Verlegung der Hauptdampf- und anderen Rohrleitungen geschaffen wird. Die Regulierung der Feuer ist leichter, weil nicht mit den verschiedenen Drosselungsverhältnissen in den verschiedenen Zuführungskanälen zu den einzelnen Feuern gerechnet zu werden braucht.



Die Temperatur in den Kesselräumen bleibt in sehr erträglichen Grenzen, und es wird eine ideale Durchlüftung derselben erzielt, weil das ganze gewaltige Luftquantum, welches für die Aufrechterhaltung der Verbrennung benötigt wird, die Kesselräume durchströmen muß. So bleiben diese Räume auch bei der höchsten Außentemperatur stets kühl, bieten auch in den heißesten Sommertagen einen angenehmen Aufenthalt. Aber nicht nur die Kesselräume, auch das Schiff im Bereich derselben bleibt besonders kühl, weil alle die Kesselräume umgebenden Wände dem starken Luftwechsel ausgesetzt sind. Besondere Ge-



Bezeichnung	Gegenstand
<i>a</i>	Zudampfleitung . . . . .
<i>b</i>	Manövrier- u. Schnellschlußventil . . . . .
<i>c</i>	Düsenkasten . . . . .
<i>d</i>	Überlastventile . . . . .
<i>e</i>	Hochdruckturbine . . . . .
<i>f</i>	Überströmrohr zur . . . . .
<i>g</i>	Mitteldruckturbine . . . . .
<i>h</i>	Überströmrohre zur . . . . .
<i>i</i>	Niederdruckturbine . . . . .
<i>k</i>	Dampfleitung zur Rückwärtsturbine . . . . .
<i>l</i>	Überströmrohr zur ND R.w.-Turbine . . . . .
<i>m</i>	Getriebe . . . . .
<i>n</i>	Drehvorrichtung . . . . .

Abb. 2.

bläsemaschinen zur Lüftung der Kesselräume sind nicht erforderlich. Die eigentlichen Gebläsemaschinen konnten mit Leichtigkeit so stark bemessen werden, daß nicht nur genügende Verbrennungsluft geschaffen wird, sondern daß sogar noch stets ein überschießendes Luftquantum durch besondere Klappen zur Kühlung des Schornsteines in den inneren Mantel desselben abgelassen werden kann, was wiederum auf die Kühllhaltung des Schiffes von besonders günstigem Einfluß ist.

Die Erfahrungen, welche auf dem Schnelldampfer „Bremen“ mit den durch Turbinen angetriebenen Hilfsmaschinen gemacht worden sind, haben gezeigt, daß diese Antriebsart sehr empfehlenswert ist. Die Kühlwasserpumpen für die Kondensatoren und die Gebläsemaschinen für die Erzeugung des Über-

druckes in den Kesselräumen sind durch Turbinen unter Zwischenschaltung von die Drehzahl reduzierenden Räderübersetzungen, die Hauptölpumpen für die Turbinen und Getriebe sowie die Hauptspeisepumpen direkt durch Turbinen angetrieben. Alle diese Hilfsmaschinen beanspruchen nur wenig Platz, sind leicht im Gewicht, betriebssicher, wirtschaftlich im Dampfverbrauch und verursachen wenig Reparaturkosten. Die verwendeten Rädergetriebe arbeiten absolut geräuschlos.

Wenn die mit der „Bremen“ bisher erzielten Geschwindigkeitsresultate als Ausgangspunkt für die Projektierung der Maschinenanlage eines schnelleren Schiffes benutzt werden sollen, darf nicht vergessen werden, daß die Anlage der „Bremen“ bisher noch niemals bis zu derjenigen Grenze beansprucht worden ist, welche ohne jede Gefährdung der Betriebssicherheit erreicht werden kann. Um nur einige Beanspruchungsziffern herauszugreifen, sei hierzu folgendes erwähnt:

Der Luftdruck in den Kesselräumen beträgt jetzt durchschnittlich 35—40 mm Wassersäule, während nach allen hierfür vorliegenden Erfahrungen ein Wert von 60—80 mm Wassersäule auf die Dauer als zulässig angesehen werden kann. Dem entspricht auch, daß die höchste per Quadratmeter Heizfläche verbrannte Ölmenge nur 2,2 kg/st betragen hat, während die deutsche Marine bei ihren Kriegsschiffen eine Verbrennung von 5—6 kg Öl per Quadratmeter Heizfläche und Stunde zuließ.

Die Zentrifugalbeanspruchung in den Turbinenrotoren beträgt bei der höchsten bisher gefahrenen Ozeanleistung 1550 kg per Quadratcentimeter, während die Streckgrenze des Materials des betreffenden Läufers 5500 kg per Quadratcentimeter beträgt.

Die Sicherheit bei den am höchsten beanspruchten Turbinenschaufeln ist bei der höchsten bisher erreichten Ozeangeschwindigkeit noch eine sechsfache. Die Verdrehung der Ritzel bleibt dabei unter  $\frac{1}{100}$  mm am Umfang gemessen, die größte Durchbiegung der Ritzel unter  $\frac{1}{300}$  mm, die Belastung der Ritzel per Zentimeter Zahnbreite beträgt nicht mehr als 130 kg. Ähnlich verhält es sich bei allen anderen, für die Beanspruchung der Anlage charakteristischen Größen. Man kann demnach unbedenklich aussprechen, daß die Kessel- und Turbinenanlage der „Bremen“ mit einer Maschinenleistung von etwa 130 000 PS betrieben werden kann, ohne daß irgendwo die für den Dauerbetrieb zulässige Grenze der Beanspruchung überschritten wird. Legen wir eine Leistung von 130 000 PS zugrunde, so ergibt sich nach den Progressivkurven des Schiffes eine Geschwindigkeit von etwa  $28\frac{1}{2}$  Knoten. Man kann daher mit Sicherheit aussprechen, daß die „Bremen“ bei gutem Wetter jederzeit eine Reise von 28,25 und mehr Knoten mittlerer Geschwindigkeit ausführen kann, falls es im Belieben des Norddeutschen Lloyd steht, eine Reise mit solcher Geschwindigkeit durchzuführen.

Erwähnen möchte ich hierzu noch, daß die Unterbringung des Brennstoffes für Reisen mit so hohen Geschwindigkeiten keine Schwierigkeiten verursacht. Es würde dies nur bedeuten, daß das Ölquantum, welches jetzt beim Nachbun-

kern in Southampton an Bord gebracht wird, um einen entsprechenden Betrag vermehrt würde.

Selbstverständlich ist es eine andere Frage, ob die Erzielung einer Geschwindigkeit von 28 und etwas mehr Knoten für die Passagiere nennenswerte Vorteile bringt. Für die 3160 Seemeilen lange Strecke zwischen Cherbourg und New York bedeutet nämlich die Erhöhung der Geschwindigkeit von  $27\frac{1}{4}$  auf  $28\frac{1}{4}$  Knoten nur eine Zeitdifferenz von etwa 4 Stunden, was, wie wir im nachstehenden sehen werden, das Schiff aus dem Gebiet des sogenannten Fünf-Tage-Schnelldampfers nicht heraushebt. Es leitet uns dies zu dem Problem des Vier-Tage-Schnelldampfers über, auf welches ich im nachstehenden näher eingehen möchte.

### 3. Das Problem des Vier-Tage-Schiffes.

Das Problem des Vier-Tage-Schnelldampfers ist insofern ein kompliziertes, als zunächst festgestellt werden muß, was man unter einem Vier-Tage-Schnelldampfer versteht. Beziehen wir unsere diesbezüglichen Betrachtungen auf die 3160 Seemeilen lange Strecke Cherbourg—New York bzw. New York—Cherbourg und nehmen wir der Einfachheit wegen an, die Distanz sei in jeder Richtung und für alle Jahreszeiten die gleiche, so haben wir es mit einer Zeitdifferenz zwischen beiden Endpunkten von 5 Stunden zu tun.

Es stehen also für die Ausreise 5 Stunden mehr, für die Rückreise 5 Stunden weniger zur Verfügung als 4 mal 24 Stunden, wenn man das Problem des Vier-Tage-Schiffes streng lösen will — d. h. die 4 Tage naturgemäß als Differenz der jeweiligen Ortszeiten rechnet —, das sind bei der Ausreise 101, bei der Rückreise 91 Stunden, was einer Geschwindigkeit auf der Hinfahrt von 31,3, auf der Rückfahrt von 34,8 Knoten entspricht.

Mit den heutigen Mitteln der Technik und unter Einhaltung der Bedingungen, welche für ein einigermaßen rentables Schiff erforderlich sind, läßt sich die Geschwindigkeit für die Ausreise relativ leicht, diejenige für die Rückreise nicht in vollem Umfange verwirklichen. Um indessen den Passagieren fast genau den gleichen Vorteil zu sichern, wie ihn das Vier-Tage-Schiff streng genommen bietet, würde es vollständig genügen, bei der Rückreise von New York nach Cherbourg, in welcher nach vorstehendem die wirkliche Schwierigkeit des Problems liegt, etwa 9 Stunden hinzuzulegen. Dies würde sich dahin auswirken, daß zum Beispiel die Abfahrt von New York nachmittags oder abends je nach der Tide erfolgt, so daß der Passagier in der Lage ist, den vorhergehenden Tag in weitem Umfange auszunutzen, während die Ankunft in Cherbourg morgens stattfindet, wobei dann Paris morgens oder mittags erreicht werden kann und auch in dieser Metropole der Passagier den Ankunftstag zu verwerten in der Lage ist (die Beförderung Cherbourg—Paris soll gegenüber der jetzigen Fahrt-dauer wesentlich verbessert werden).

Berücksichtigen wir vorstehendes, dann werden für die Rückreise  $96 - 5 + 9 = 100$  Stunden zur Verfügung stehen; dies entspricht einer Geschwindigkeit von 31,6 Knoten, so daß hierdurch für Hin- und Rückreise die gleiche Aufgabenstellung für die Maschinenanlage geschaffen ist, dies um so mehr, als bei der

Rückreise Strom- und Windverhältnisse im allgemeinen bis zu  $\frac{1}{2}$  Knoten günstigere Durchschnittswerte bei gleicher Maschinenleistung wie auf der Ausreise sichern<sup>1</sup>.

Diese Betrachtungen vorausgeschickt, würde es sich also bei dem Vier-Tage-Schnelldampfer, wie er mit den Mitteln der heutigen Technik ausführbar ist und gleichzeitig aller Voraussicht nach für die Passagiere willkommen und daher rentabel gestaltet werden kann, um ein Schiff handeln, dessen Fahrtgeschwindigkeit bei mittleren Wetterverhältnissen 31,5 und dessen Probefahrtsgeschwindigkeit 32,5 Knoten beträgt<sup>2</sup>.

Wenn man nun den Gedanken des Vier-Tage-Schiffes, so wie dasselbe hinsichtlich Zeit der Überquerung des Ozeans im vorstehenden definiert ist, verwirklichen will, entsteht zunächst die Frage, welche Größenabmessungen einem derartigen Schiffe zu geben sind.

Einfache Überlegungen ergeben, daß, wenn die Größenabmessungen so gewählt werden wie die der „Bremen“ oder gar noch größer, eine Schwierigkeit hinsichtlich Unterbringung der nötigen Antriebsleistung, was Raum- und Gewichtsbedarf betrifft, prinzipiell nicht vorliegt. Auch bietet das größere Schiff immer die Möglichkeit, die nötigen Brennstoff- und Wassermengen unterzubringen. Die Schwierigkeiten liegen hier mehr in der Frage, die sehr beträchtlichen, über das Maß der „Bremen“ weit hinausgehenden Maschinenleistungen auf den vier Wellen des Schiffes in betriebs sicherer Form unterzubringen, ferner in den Beschränkungen, welche Häfen, Flußläufe usw. hinsichtlich der Handhabung solcher Schiffe bieten, und last not least in den Beschaffungskosten derartiger ungeheurer Schiffe.

Das Problem des Vier-Tage-Schnelldampfers liegt demnach vor allem in der Lösung der Frage, mit welchem kleinsten Schiff unter Einhaltung der erforderlichen Betriebssicherheit und Rentabilität man auskommen kann. Hieraus ergibt sich dann von selbst, daß bei Wahl größerer Abmessungen der Weg offen ist.

Überschlägliche Erwägungen haben nun ergeben, daß ein Schiff, dessen Länge zwischen den Perpendikeln etwa 250—260 m, dessen Breite etwa 27—28 m und dessen Tiefgang etwa 8—9 m beträgt, bei einem Displacement von etwa 31 000—33 000 Tonnen, nicht weit entfernt von der unteren Grenze liegt, bei

<sup>1</sup> Ich will nicht unterlassen, hier darauf aufmerksam zu machen, daß die ungeheuren Aufwendungen, welche an Anlage und Betriebskosten erforderlich sind, um Passagierschiffe mit solchen Geschwindigkeiten über den Ozean zu treiben, nur dann voll ausgenützt werden, wenn in den Hafenrevieren die großen Verzögerungen vermieden werden und wenn dafür gesorgt wird, daß die Abfertigung der Passagiere einschließlich Vonbordgabe des Gepäcks, Verzollung und Abfahrt von den Landungsplätzen auf das sorgfältigste organisiert werden, so daß nur ein Minimum von Zeit für diese Dinge verwendet zu werden braucht. Wenn z. B. ein Schnelldampfer bei Einfahrt nach New York Ambrose-Feuerschiff um 2 Uhr nachmittags passiert und die Passagiere erst abends 8 Uhr die Hotelzimmer in der Stadt betreten können, so steht dieser Zeitverlust in keinem Verhältnis zu dem durch die gewaltige Steigerung der Maschinenleistung erkämpften Geschwindigkeitszuwachs bei der Fahrt über den Atlantik.

<sup>2</sup> Bei Schiffen derartiger Größe und Geschwindigkeit wird erfahrungsgemäß eine Windstärke 7 und entsprechender Seegang noch keine erheblich verzögernde Wirkung auf das Geschwindigkeitsresultat (bei „Bremen“  $\frac{1}{4}$  Knoten) ausüben. Innerhalb der Grenzen des normalen Wetters werden also noch folgende Verhältnisse liegen: Wind und See dauernd etwa der Skala 6 entsprechend, oder: Wetter im allgemeinen gut, jedoch während etwa 12 Stunden Wind und See bis zu einer Stärke von 8—9 sich steigernd. Es ist also damit zu rechnen, daß ein sehr großer Prozentsatz aller Aus- und Rückreisen noch innerhalb des Rahmens der „normalen Verhältnisse“ liegt.

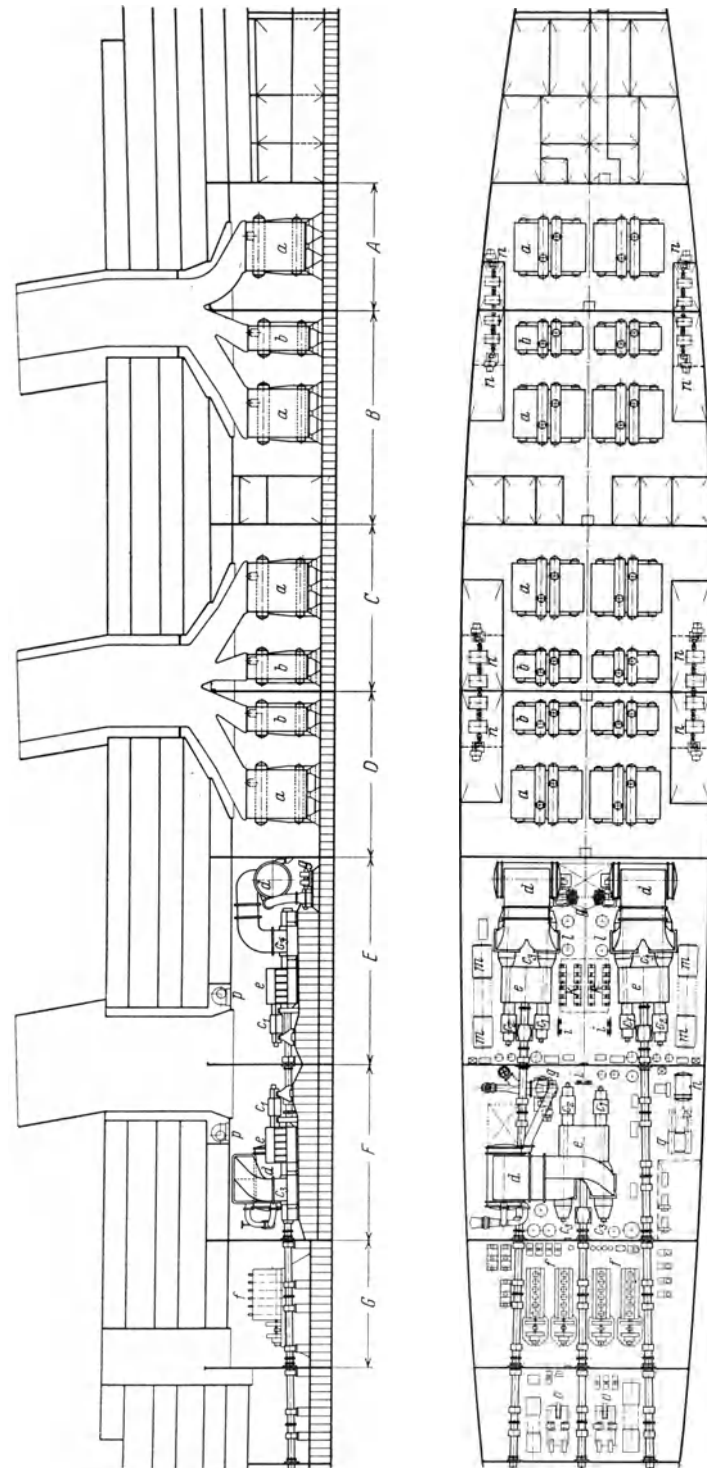
welcher die technische Möglichkeit für die Unterbringung der Maschinenanlage unter gleichzeitiger Wahrung der Rentabilität besteht, und möchte ich mir

gestatten, im nachstehenden einige Varianten für Projekte der hier in Frage kommenden Maschinenanlagen zu besprechen.

#### 4. Projekte für die Maschinenanlage eines Vier-Tage-Schiffes mit Turbinen.

Als erstes ist in Abb. 3 die Maschinenanlage für ein Drei-Wellen-Schiff dargestellt, die eine Leistung von 3 mal 47000 WPS, also insgesamt 140000 WPS entwickelt. Auf jeder Welle wirken 4 Turbinen, eine Hochdruck-, eine Mitteldruck- und zwei Niederdruckturbinen, die sämtlich mit einer Drehzahl von 2000 pro Minute laufen und unter Zwischenschaltung einer einfachen Räderübersetzung von 1:10 die Propellerwelle antreiben.

Die Kesselanlage ist auf 4 Heizräume verteilt, für welche wie bei der „Bremen“ das System des geschlossenen Heizraumes vorgesehen ist. Die Abgase aus je zwei der Räume werden zu einem gemeinsamen Rauchfang geführt. Es sind insgesamt vorhanden:



den: 8 Doppelkessel mit je 1470 qm Heizfläche und 6 Einfachender von je 735 qm Heizfläche, so daß die Gesamtheizfläche 16170 qm beträgt. In jeder

Kesselfront sind 9 Ölfeuerungs geschränke angeordnet, so daß aus insgesamt 198 Zerstäubern das Heizöl eingespritzt wird.

Der Kesseldruck ist auf 30 atü festgelegt, und der Dampf wird auf 400° C überhitzt.

Das Gewicht der gesamten Anlage im betriebsfertigen Zustande, also einschließlich Wasser in den Kesseln und dem nötigen Schmierölvorrat errechnet sich zu 8100 Tonnen. Die vorhandenen Heizölbunker sind dafür vorgesehen, einen Gesamtvorrat von etwa 5400 Tonnen aufzunehmen.

Als Alternative zu dem vorherbeschriebenen Projekt der Maschinenanlage für den Antrieb durch 3 Wellen gibt Abb. 4 eine Maschinenanlage mit gleicher Leistung wieder, die jedoch auf 4 Wellen verteilt ist, so daß auf jede Welle eine Leistung von 35 000 WPS entfällt. Der Aufbau der Maschinenanlage ist im Prinzip der gleiche, indem wieder vier Einzelturbinen, also eine Hochdruck-, eine

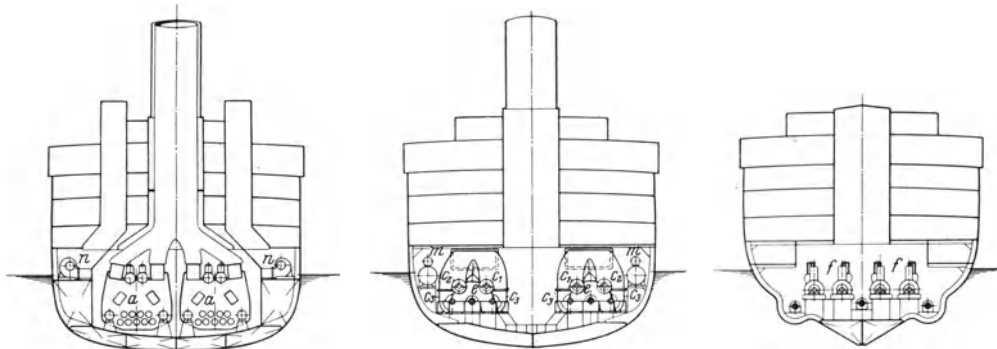


Abb. 3 b.

Bezeichnung	Gegenstand	Anzahl	Bezeichnung	Gegenstand	Anzahl
<i>a</i>	Doppelkessel . . . . .	9	<i>h</i>	Hilfskondensator . . . . .	1
<i>b</i>	Einfachkessel . . . . .	6	<i>i</i>	Maschinenstände . . . . .	3
<i>c<sub>1</sub></i>	Hochdruckturbine . . . . .	3	<i>k</i>	Speisepumpen . . . . .	8
<i>c<sub>2</sub></i>	Mitteldruckturbine . . . . .	3	<i>l</i>	Vorwärmer 1. Stufe . . . . .	4
<i>c<sub>3</sub></i>	Niederdruckturbine . . . . .	6	<i>m</i>	Seewasserverdampfer . . . . .	4
<i>d</i>	Hauptkondensatoren . . . . .	3	<i>n</i>	Kesselraumgebläse . . . . .	8
<i>e</i>	Getriebe . . . . .	3	<i>o</i>	Kühlmaschinen . . . . .	2
<i>f</i>	Dieseldynamo . . . . .	4	<i>p</i>	Maschinenraumlüfter . . . . .	2
<i>g</i>	Kühlwasserpumpen . . . . .	3	<i>q</i>	Warmwasseranlage . . . . .	—

Mitteldruck- und zwei Niederdruckturbinen, gemeinsam auf ein Rädergetriebe arbeiten. Der kleineren Leistung entsprechend ist die Drehzahl der Turbinen, die wieder für alle vier die gleiche ist, mit 2300 pro Minute angenommen, und auch die Drehzahl der Propellerwelle ist unter Beibehaltung des gleichen Übersetzungsverhältnisses auf 230 pro Minute erhöht.

Der Dampf zum Betriebe der Anlage wird in 10 Doppelkesseln und 4 Einfachkesseln erzeugt, die auf 3 Heizräume verteilt sind, und zwar sind von den Doppelendern sechs mit einer Heizfläche von je 1470 qm ausgeführt, während die übrigen vier je 1200 qm Heizfläche haben. Die 4 Einfachkessel haben eine Heizfläche von je 735 qm, und die Gesamtheizfläche aller Kessel beträgt damit 16560 qm. Die größeren Doppelkessel enthalten je 18 Ölfeuerungs geschränke, die kleineren sind mit 14 Ölzerstäubern versehen, und jeder der Einfachkessel besitzt 9 Düsen; die Gesamtzahl der Zerstäuber beläuft sich damit auf 200 Stück.

Die Temperatur und der Druck des Dampfes sind die gleichen wie in dem vorhergehenden Beispiel, nämlich  $400^{\circ}\text{C}$  und 30 atü.

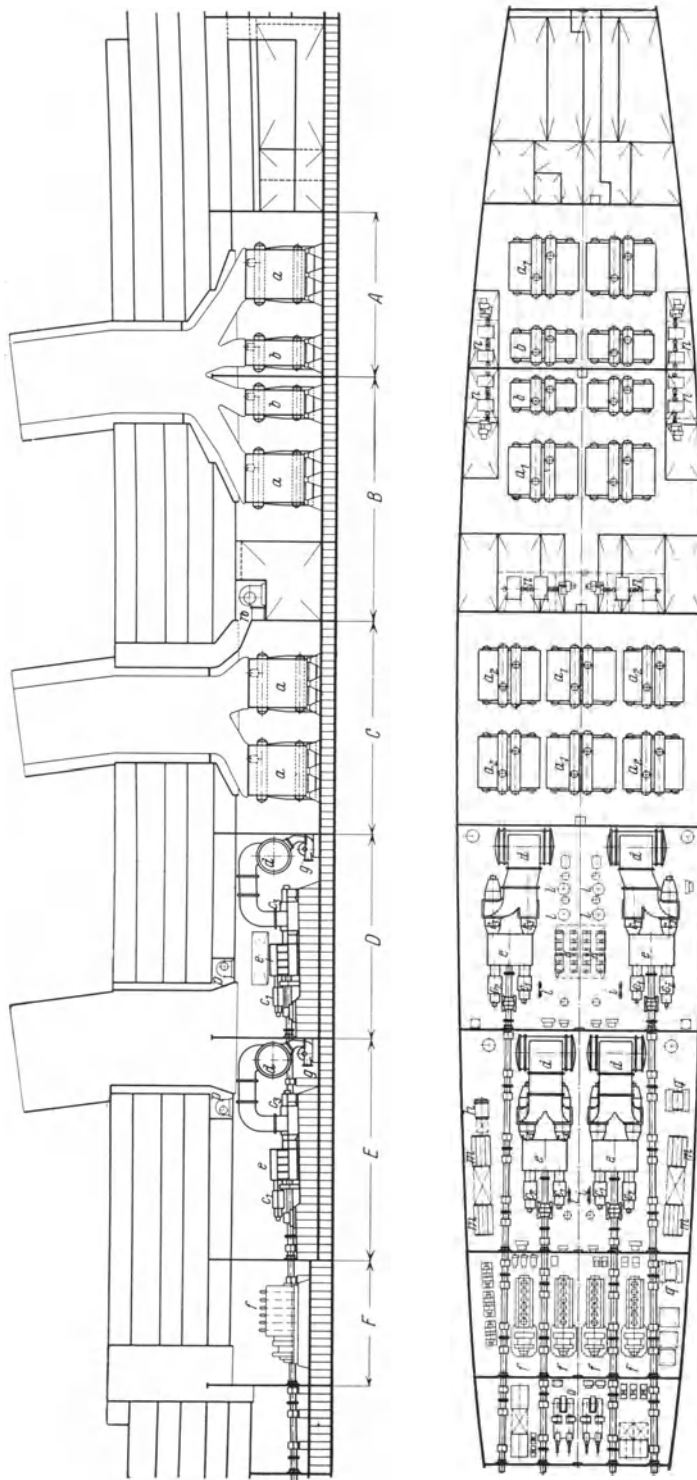


Abb. 4 a.

Das Fertiggewicht der Anlage beträgt inkl. Wasser und Öl 8350 Tonnen, der Heizölvorrat ist naturgemäß der gleiche.

Die beiden, in den Abb. 3 und 4 gezeigten Beispiele von Maschinenanlagen für ein 33 Knoten-Schiff, bestehend aus einer Turbinenanlage mit Wasserrohrkesseln, können naturgemäß durch Änderungen in Einzelheiten und im systematischen Aufbau beliebig vervielfältigt werden, wenn man sich innerhalb der vom Schiff vorgeschriebenen Gewichts- und Platzverhältnisse hält.

Zwei neue Varianten können zum Beispiel aus den beiden beschriebenen Beispielen dadurch gebildet werden, daß man Maschinen- und Kesselanlagen wechselweise vertauscht, indem man auf diese Art ein Vier-Wellen-Schiff mit 4 Kesselräumen und ein Drei-Wellen-Schiff mit 3 Kesselräumen erhält. Zeichnet man diese beiden Anlagen jedoch in die Umrisse des Schiffes hinein, so findet man, daß wohl die letztgenannte Alter-

native eine Möglichkeit der Ausführung bietet, daß aber die Maschinenanlage mit 4 Wellen und 4 Kesselräumen an Länge das zulässige Maß überschreiten

und zu gekünstelten Konstruktionen und ungünstigen Lagen der Hilfsmaschinen und deren Räume führen würde.

Die Frage, ob ein transatlantischer Schnelldampfer mit so hoher Geschwindigkeit und ähnlichen Abmessungen wie bei den Projekten, Abb. 3 und 4, zugrunde gelegt, besser mit drei oder vier Wellen ausgerüstet wird, dürfte wohl allgemein zugunsten des Vier-Wellen-Schiffes entschieden werden.

Das Drei-Wellen-Schiff besitzt wegen der geringeren Anzahl von Wellenhosen und der einfacheren Form des Hinterschiffes einen geringeren Schiffswiderstand, so daß in der Antriebsleistung einige Prozente erspart werden können. Ferner wird die Maschinenanlage etwas leichter und gestaltet sich die Disposition der Maschinenräume einfacher und übersichtlicher; auch könnte man sagen, daß die geringere Anzahl von Haupt- und Hilfsmaschinen die Wartung erleichtert, Personal erspart und die Reparaturen verringert. Schließlich könnte man auch

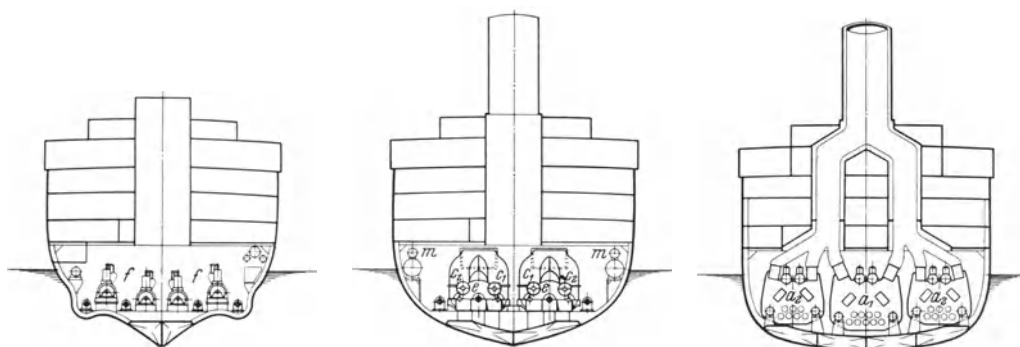


Abb. 4 b.

Bezeichnung	Gegenstand	Anzahl	Bezeichnung	Gegenstand	Anzahl
$a_1$	Doppelkessel (H = 1470 m <sup>2</sup> ) . . .	6	$h$	Hilfskondensator . . . . .	1
$a_2$	Doppelkessel (H = 1200 m <sup>2</sup> ) . . .	4	$i$	Maschinenstände . . . . .	4
$b$	Einfachkessel . . . . .	4	$k$	Speisepumpen . . . . .	8
$c_1$	Hochdruckturbine . . . . .	4	$l$	Vorwärmer 1. Stufe . . . . .	4
$c_2$	Mitteldruckturbine . . . . .	4	$m$	Verdampfer . . . . .	4
$c_3$	Niederdruckturbine . . . . .	8	$n$	Kesselraumgebläse . . . . .	6
$d$	Hauptkondensatoren . . . . .	4	$o$	Kühlmaschinen . . . . .	2
$e$	Getriebe . . . . .	4	$p$	Maschinenraumlüfter . . . . .	2
$f$	Dieseldynamos . . . . .	4	$q$	Warmwasseranlage . . . . .	—
$g$	Kühlwasserpumpen . . . . .	4			

noch anführen, daß wegen der geringeren Anzahl von Hilfsmaschinen und Rohrleitungen, sowie wegen der vergrößerten Leistung jedes Turbinenaggregates der Dampfverbrauch sich etwas erniedrigt.

Diesen Vorteilen stehen Nachteile gegenüber, welche vielleicht mehr gefühlsmäßig sind, aber bei denjenigen, welche letzten Endes die Verantwortung für die Wahl des Systems tragen, nicht so leicht beiseitegestellt werden können. Letzten Endes bilden vier Aggregate eine größere Sicherheit als deren drei, die Verteilung der kolossalen Maschinenleistung auf vier Wellen ergibt Abmessungen der Turbinen, Getriebe und Schiffsschrauben, welche sich mehr in den Grenzen dessen halten, was bisher als noch normal angesehen werden konnte. Falls eine der Schrauben beschädigt ist, bleibt immer noch auf jeder Schiffseite eine Schraube zur Verfügung, während das Drei-Wellen-Schiff, wenn eine der Seitenwellen ausfällt, in einen wesentlich weniger erwünschten Betriebszustand gerät.



An dieser Stelle möchte ich mir gestatten, einige Worte über die Frage des über das bisher übliche Maß hinausgehenden Dampfdruckes einzuschieben.

Da auf schnellen Passagierschiffen der in Rede stehenden Art schon der Gewichtersparnis wegen nur Wasserrohrkessel in Frage kommen können, lassen sich Dampfdrücke bis zu 25 atü ohne weiteres verwenden, fast ohne daß hierdurch irgendwelche besonderen konstruktiven Maßnahmen oder die Verwendung speziell hochwertiger Materialien erforderlich wären.

Schon wenn man sich der Spannung von 25 Atm. nähert, noch viel mehr aber, wenn man diese Grenze überschreitet, wird es notwendig, die Frage des erhöhten Gewichtes der Kessel mit in Betracht zu ziehen. Selbstverständlich steigern sich mit der Erhöhung des Dampfdruckes auch die Schwierigkeiten, die frischdampf führenden Organe dauernd dicht zu erhalten. Jede einzelne Flanschverbindung kann, wenn nicht mit der größten Sorgfalt konstruiert und hergestellt, eine Quelle von sehr unliebsamen Betriebsstörungen werden. Diesem Nachteil stehen bei diesen relativ geringen Steigerungen des Dampfdruckes keineswegs erhebliche wirtschaftliche Vorteile gegenüber, wie aus der nachstehenden kleinen Tabelle 1 hervorgeht.

Tabelle 1.

	Dampf		Gesamt-wärme-inhalt	Vor-wärmung des Speise-wassers	Im Kes-sel zu erzeu-gende Wärme	Mehr-auf-wand gegen 1	Adiabat. Gefälle	Vermeh-rung gegen 1	Zu-schlag für Über-hitzung	Nutz-barer Gefälls-gewinn	Gesamt-gewinn gegen 1
	Druck	Tempe-ratur									
	$p_k$	$t_k$									
	atü	°C									
		$J$	$t_s$	$J - t_s$	—	$H$	—	—	—	—	
		WE	°C	WE	%	WE	%	%	%	%	
1	23	360	753,5	130	623,5	—	250,3	—	—	—	—
2	28	360	751	130	621	—0,4	255,3	2,0	—0,2	1,8	2,2
3	33	360	748,7	130	618,7	—0,8	259,5	3,7	—0,5	3,2	4,0
4	38	360	746,3	130	616,3	—1,2	262,8	5,0	—1,1	3,9	5,1
5	23	420	785	130	655	5,1	267,2	6,8	3,4	10,2	5,1
6	28	420	783,2	130	653,2	4,7	272,7	9,0	3,2	12,2	7,5
7	33	420	781,4	130	651,4	4,5	276,9	10,6	2,9	13,5	9,0
8	38	420	779,8	130	649,8	4,2	280,4	12,0	2,3	14,3	10,1

Es bleibt nun noch die Frage offen, welche Aussichten die Einführung wesentlich höherer Drücke, das heißt also der Dampfdrücke zwischen 40 und 100 Atm., für den Antrieb von Schnelldampfern gewähren kann. Vom rein thermodynamischen Standpunkt aus gibt die hier folgende Tabelle Nr. 2 über die zu erwartenden Gewinne an Brennstoff Aufschluß, und es kann, wenn man die bei Landanlagen erzielten Resultate zum Vergleich mit heranzieht, nicht bezweifelt werden, daß die bei Anwendung geeigneter Konstruktionen erzielbaren Gewinne sich in ganz ähnlichen Zahlen bewegen.

Ich glaube aber aussprechen zu dürfen, daß der Verwendung von Dampfdrücken zwischen 40 und 100 Atm., oder vielleicht noch vorsichtiger gesagt, zwischen 50 und 100 Atm. für Schnelldampfer, welche jetzt oder in den nächsten 2—3 Jahren in den Bau gegeben werden, noch nicht ernstlich nähergetreten

Tabelle 2.

	Dampfdruck	Gesamtwärmeinhalt	Im Kessel zu erzeugende Wärme	Mehraufwand gegen 1	Adiabat. Gefälle <sup>1</sup>	Vermehrung gegen 1	Abzug für vergrößerte Endnässe <sup>2</sup>	Nutzbarer Gefällsgewinn	Gesamtgewinn gegen 1
	$p_k$	$J$	$J - t_s$	—	$H$	—	—	—	—
	atü	WE	WE	%	WE	%	%	%	%
1	23	785	655	—	267,3	—	—	—	—
2	38	779,8	649,8	—0,8	280,9	5,1	0,9	4,2	5
3	60	772	632	—3,5	290,5	8,7	2,8	5,9	9,4
4	100	756	626	—4,4	297	10,9	4,8	6,1	10,5

Die Dampftemperatur ist mit 420° C und die Vorwärmung  $t_s$  mit 130° C angenommen.

<sup>1</sup> Bezogen auf Kesseldruck und 0,05 ata im Kondensator.

<sup>2</sup> Unter Berücksichtigung des für den Schiffbau notwendigen Turbinenaufbaues.

werden kann, weil man noch nicht sicher genug ist, jede Betriebsstörung von vornherein auszuschließen.

Nur derjenige, welcher für die Inbetriebsetzung von großen und schnellen Passagierdampfern wiederholt die Verantwortung getragen hat, kann ermessen, was es bedeutet, wenn bei der Probefahrt oder auf der ersten Reise eines derartigen Schiffes Störungen in der Maschinenanlage auftreten, welche die Erreichung der bedungenen Leistung der Maschine beeinträchtigen, oder, was das Allerschlimmste ist, zur Verschiebung von Reiseternen führen. Mit Recht darf und muß die Reederei verlangen, daß ein Schiff dieser Art im Augenblick, in welchem es das Ausrüstungsbassin der Werft verläßt, vollwertig und störungsfrei betriebsfertig ist, und es ist daher keine Art von Schiffen weniger dazu geeignet, als Versuchsobjekt zu dienen, als diese transatlantischen Schnelldampfer, welche meist schon auf der ersten Reise mit 1000—2000 mehr oder minder verwöhnten Passagieren besetzt sind. Alles dies zusammengenommen, wird man sich für die nächsten dampfangetriebenen Schnelldampfer mit Dampfspannungen begnügen müssen, deren Betriebsdruck 30 Atm. nicht oder nur wenig übersteigt.

### 5. Projekt der Maschinenanlage des Vier-Tage-Schiffes mit Dieselmotoren.

Gehen wir nun zu den Aussichten des Dieselmotors für den Antrieb solcher Schnelldampfer über, so möchte ich zunächst der Ansicht Ausdruck geben, daß der direkt wirkende Dieselmotor für die Entwicklung derartiger Leistungen an Bord überhaupt nicht in Frage kommt.

Es ist ausgeschlossen, eine größere Anzahl von Wellen als deren vier zur Anwendung zu bringen. Auf jede dieser 4 Wellen würde also eine Leistung von 32500 PS entfallen. Die größte Leistung, welche bisher in einem direkt wirkenden Schiffsmotor entwickelt wurde, beträgt etwa 10000 PS in 8 Zylindern. Bei Anwendung von 9 Zylindern würde sich diese Leistung vielleicht auf 15000 PS steigern lassen, so wie dies bei einem von der Firma Blohm & Voss gebauten doppeltwirkenden Zweitaktmotor, welcher im Kraftwerk der Hamburger Elektrizitätswerke untergebracht ist, durchgeführt worden ist. Man müßte also auf jede der Wellen zwei solcher noch etwas vergrößerter Motoren schalten.

Nähere Betrachtungen zeigen, daß die Unterbringung von zwei so ungeheuren Motoren auf jeder Welle aus den verschiedensten Gründen an die Grenze des Unmöglichen heranreicht. Die Höhe der Motoren würde die Konstruktion des Schiffes in der empfindlichsten Weise störend beeinflussen, wenn überhaupt auf den Seitenwellen die Unterbringung so hoher Motoren möglich ist. Abgesehen

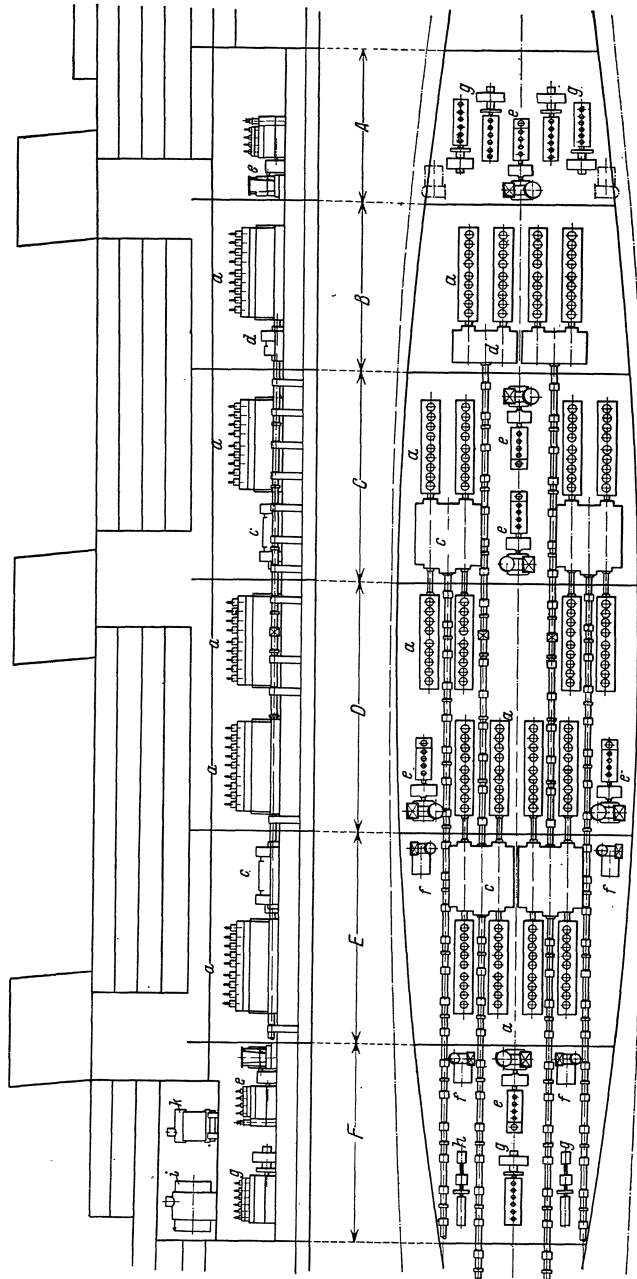


Abb. 5 a.

davon aber würde die Herstellung der Kurbelwellen, namentlich bei der hinteren Maschine, große Fabrikationsrisiken mit sich bringen, ferner wegen der großen Massendrucke des Kurbelgestänges relativ große Schiffsvibrationen nicht zu vermeiden sein; auch wäre überhaupt bei der Größe der Abmessungen solcher Maschinen und den hohen Absolutwerten der auftretenden Kräfte das Eintreten von Rissen und Brüchen an den am meisten beanspruchten Maschinenteilen (z. B. Grundplatte, Zylindereinsatz, Zylinderdeckel, Kolbenstange und Kolben) zu befürchten.

Um in dem bereits für die Dampfturbinenprojekte zugrunde gelegten Schiffsraum eine Maschinenanlage mit Ölmotoren unterzubringen, ist es also notwendig, den indirekten Antrieb zu wählen. Dies ist in dem Projekt, welches die Abb. 5 darstellt, dadurch geschehen, daß zwischen hochtourigen Dieselmotoren und den Propellerwellen Getriebe und hydraulische Kuppelungen eingeschaltet sind.

Wie die Abb. 5 zeigt, sind für das Projekt 4 Wellen angenommen, auf die sich die Gesamtleistung von 130000 WPS derart verteilt, daß die beiden äußeren Wellen eine Leistung von je 26000 WPS aufnehmen und die Innenwellen eine solche von je 39000 WPS. Die Hauptmaschinen sind mit den dazugehörigen Vulcangetrieben auf 4 Maschinenräume verteilt, die Hilfsmaschinen auf 2 Hilfs-

maschinenräume, von denen je einer vor und hinter den Hauptmaschinenräumen liegt. Auf jeder Welle ist ein vierfaches Vulcangetriebe angeordnet, d. h. 4 Ölmotoren mit einer Leistung von je 6850 PS<sub>e</sub> arbeiten unter Zwischenschaltung einer hydraulischen Kupplung paarweise auf ein Ritzel und insgesamt auf ein großes Rad, welches fest auf der Propellerwelle sitzt. Auf den beiden inneren Wellen ist außerdem auf Verlängerungen derselben, die bis zum vordersten Hauptmaschinenraum durchgehen, noch je ein doppeltes Vulcangetriebe angeordnet, auf das also zwei gleichartige Motoren wirken. Die Spülluft für die doppelwirkenden Zweitaktmotoren, die je 9 Zylinder mit einem Durchmesser von 540 mm und einem Hub von 640 mm besitzen, wird von insgesamt 6 Hauptgebläsen mit einer Leistung von je 3800 cbm pro Minute beschafft. Außerdem

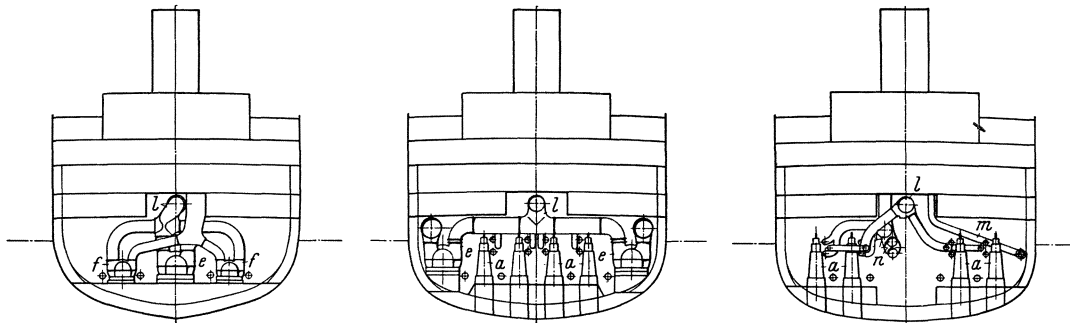


Abb. 5 b.

Bezeichnung	Gegenstand	Anzahl	Type
<i>a</i>	Hauptmotoren, kompressorlos, Dopp. Zweitakt . . . . .	20	9 Zyl. 54/64 6850 PS <sub>e</sub>
<i>c</i>	Vierfache Vulcangetriebe . . . . .	4	26 000 WPS
<i>d</i>	Zweifache Vulcangetriebe . . . . .	2	13 000 WPS
<i>e</i>	Spülluftgebläse mit Dieselantrieb . . . . .	6	3800 cbm/Min.
<i>f</i>	Spülluftgebläse mit elektrischem Antrieb . . . . .	6	1900 cbm/Min.
<i>g</i>	Dieseldynamos . . . . .	5	1800 KW
<i>h</i>	Hilfsdieseldynamo-Kompressor-Aggregate . . . . .	2	300 PS <sub>e</sub>
<i>i</i>	Abgaskessel . . . . .	2	825 qm Heizfläche
<i>k</i>	Wasserrohrkessel . . . . .	2	250 qm Heizfläche
<i>l</i>	Spülluftaufnehmer . . . . .	—	—
<i>m</i>	Abgasleitungen . . . . .	—	—
<i>n</i>	Auspufftöpfe . . . . .	—	—

sind noch 6 Zusatzgebläse mit der halben Leistung vorgesehen. Alle Gebläse fördern die Luft in ein großes längsschiffs durchlaufendes Aufnahmerohr, von dem die Zuleitungen zu den einzelnen Motoren abgehen.

Die Hauptmotoren laufen mit einer Drehzahl von 280 pro Minute, und die Ausführung der hydraulischen Kupplung und der Getriebe ist so gewählt, daß die Propellerwellen bei der Normalleistung mit 210 Umdrehungen arbeiten.

Im übrigen muß auf die Abb. 5 und die dieser beigefügte Liste mit der Erklärung der durch die einzelnen Buchstaben bezeichneten Maschinen verwiesen werden.

Greifen wir nun auf die oben gemachte Bemerkung zurück, daß Schiffe, für welche die vorstehenden Maschinenanlagen passen, nahe an der unteren Grenze dessen liegen, was durch die technische Möglichkeit und durch das Erfordernis der Rentabilität vorgeschrieben ist, so dürfte vielleicht eine kleine Betrachtung darüber interessieren, ob nicht doch ein noch weiter verkleinertes Schiff Aussichten für die Lösung des Problems bietet.

Würden wir das den obigen Ausführungen zugrunde gelegte Schiff ähnlich verkleinern — sagen wir auf eine Länge von 200—210 m, eine Breite von 23—24 m und einen Tiefgang von 7—8 m —, so hätten wir ungefähr ein Displacement von 17—18000 Tonnen zur Verfügung. Wenn man bei diesen Abmessungen aber noch eine einigermaßen ausreichende Anzahl von Passagieren in Aufbauten unterbringen will, so braucht man wahrscheinlich für den Schiffskörper allein, selbst bei Verwendung von Stahl mit hoher Festigkeit, ein Displacement von etwa  $\frac{4}{5}$  des obengenannten Wertes, so daß für die Maschinenanlage und den Heizölvorrat nur ein Bruchteil des notwendigen Gewichtes zur Verfügung steht — sind doch immerhin noch etwa 100000 WPS als Antriebsleistung notwendig —, ganz abgesehen davon, daß wahrscheinlich bei den scharfen Schiffslinien auch der Platz für die Maschinenanlage kaum ausreichen wird. Aus groben Überschlagsrechnungen ergibt sich, daß mindestens ein Displacement von 22—23000 Tonnen notwendig ist, um neben dem Gewicht von Schiff und Maschinen die erforderliche Zuladung von Heizöl usw. unterzubringen. Da infolge der ungünstigeren Widerstandsverhältnisse beim kleineren Schiff die Maschinenleistung in diesem Falle noch immer 125000 WPS betragen müßte, ist auch hier infolge der zu kleinen Anzahl von Passagieren (etwa 350—400 I. Klasse und 200—250 III. Klasse) noch nicht mit einer Rentabilität zu rechnen.

### 6. Bemerkungen über den elektrischen Antrieb.

Da in der letzten Zeit von Entwürfen von Maschinenanlagen mit elektrischer Kraftübertragung — wobei die Antriebsleistung entweder von Dampfturbinen oder von Ölmaschinen geliefert werden soll — die Rede war, dürfte es vielleicht befremden, daß ich dem oben gebrachten Projekt nicht eine Alternative mit turbo-elektrischem oder diesel-elektrischem Antrieb gegenübergestellt habe.

Der Grund hierfür ist der, daß ich, wenn es auch gewagt erscheint, dies auszusprechen, mich nach reiflicher Überlegung nicht recht zu der Überzeugung durchringen konnte, daß der elektrische Antrieb für derartige Schiffe als besonders empfehlenswert betrachtet werden kann.

Der große grundsätzliche Nachteil des elektrischen Schiffsantriebes liegt in der einfachen Tatsache, daß man die von der Hauptmaschine gelieferte mechanische Energie zunächst in elektrische verwandelt und diese dann wieder auf der Propellerwelle in mechanische zurückverwandelt. Diese doppelte Energieumsetzung muß ungünstiger sein als die mechanische Übertragung der Energie, und zwar aus zwei Gründen. Erstens ist jede Energieumsetzung mit Verlusten verbunden, die sich zwar verkleinern, aber nicht aufheben lassen. Zweitens bringt die Umformung der Energie eine große Komplikation der Maschinenanlage mit sich, die durch keine noch so hervorragende Konstruktion aus der Welt geschafft werden kann.

Die Umsetzungsverluste beim elektrischen Antrieb betragen nach Angabe der Lieferanten 5—15%, wobei der kleinere Wert für größte Anlagen gilt; dabei ist die untere Grenze im praktischen Betrieb sicher noch nicht erreicht worden,

d. h. sie stellt einen erhofften Idealwert dar. Demgegenüber stehen die Verluste im Zahnradgetriebe mit etwa 1—2% und der Verlust durch die Ventilation der R<sub>w</sub>-Turbinen, der ebenfalls etwa 1—1½% beträgt.

Praktisch liegen die Verhältnisse so, daß zum Beispiel der Schnelldampfer „Bremen“ bereits auf seiner ersten Reise den Heizölverbrauch pro WPS-Stunde der „Saratoga“ um annähernd 50% und den der „California“ um weit mehr als 10% unterboten hat. Es muß hier allerdings betont werden, daß ein Vergleich zwischen den Schiffen nur ganz roh durchgeführt werden kann, da die Schiffe viel zu verschieden sind. Hierbei ist aber immer noch zu bedenken, daß bei der „Bremen“ aus Gründen der Betriebssicherheit von der Verwendung hohen Druckes und anderen riskanten Dampfparmaßnahmen abgesehen ist.

Der andere Nachteil des elektrischen Schiffsantriebes, seine große Kompliziertheit, äußert sich in verschiedener Weise, nämlich durch das hohe Gewicht der Anlage, den hohen Preis und durch die Tatsache, daß nur ein eingehendes Studium es ermöglicht, sich in der Vielzahl der Schalt- und Manövriervorgänge zurechtzufinden.

An dieser Stelle müssen wir allerdings feststellen, daß man mit ganz erstaunlicher Geschicklichkeit diesen zweiten Nachteil wenigstens äußerlich überwunden hat. Unter Ausnutzung der neuesten Ergebnisse der elektrotechnischen Konstruktionspraxis (Leichtbau, Schweißen der Generatoren und Motoren) soll es gelungen sein, die Gewichte der Maschinenanlage beim elektrischen Antrieb so weit herunterzudrücken, daß sie nach Angabe der Lieferanten, welche eingehend nachgeprüft werden müssen, die einer Getriebeanlage nur noch um 5—10% überschreiten sollen. Bei Umsetzung dieser Rechnungswerte in die rauhe Wirklichkeit werden diese leichten Konstruktionen sich als ebensowenig durchführbar erweisen lassen wie die Verwendung von Torpedobootsgetrieben und -turbinen für schnelle Passagierdampfer.

Über die Preisunterschiede läßt sich nicht viel sagen, weil in Deutschland noch keine größeren elektrisch angetriebenen Schiffe gebaut worden sind. Aus den bei uns gemachten Projekten geht jedoch hervor, daß der Preisunterschied mindestens 20% beträgt, wodurch der Preis eines modernen Schnelldampfers um viele Millionen erhöht würde.

Die größten Schwierigkeiten ergeben sich beim elektrischen Antrieb aus der Notwendigkeit, daß die Schiffsmaschine jederzeit leicht manövrieren können muß. Auch hier hat man es mit großer Geschicklichkeit erreicht, daß der Maschinist beim Manövrieren nur einen oder zwei Hebel zu bedienen hat. Damit ist äußerlich die allergrößte Einfachheit erzielt. Diese Einfachheit ist aber wirklich nur äußerlich. Man braucht eine solche Unzahl von Schaltern, Relais und Verblockungen, daß der Nichtfachmann — und das ist auch der Maschinist in diesem Falle! — es wohl nie lernen wird, sich hier hindurchzufinden. Praktisch verlangt man auch auf derartigen Schiffen gar nicht, daß der Maschinist seine Anlage kennt und daß er imstande ist, selbst Reparaturen vorzunehmen. Dies berührt natürlich eng die Frage der Betriebssicherheit. Auf anderen Schiffen ist diese gerade deshalb so groß, weil das Personal selbst einen großen Teil der

Reparaturen vornehmen kann. Es ist nun auch auf den elektrischen Schiffen gelungen, die Betriebssicherheit so weit zu steigern, daß anscheinend ein regelmäßiger Betrieb möglich ist. Selbstverständlich hat es anfänglich große Schwierigkeiten gegeben; sie scheinen aber zum größeren Teil überwunden worden zu sein. Trotz allem wird aber der Betriebsmann immer der einfacheren Anlage den Vorzug geben, wenn die andere nicht ganz hervorragende Vorteile bietet. Es muß an dieser Stelle ausdrücklich darauf hingewiesen werden, daß man die Leichtigkeit des Manövrierens — z. B. Druckknopfsteuerung, Umsteuern von der Kommandobrücke aus — ohne weiteres auch auf den gewöhnlichen Turbinenbetrieb übertragen kann. Die Schalteinrichtungen, die man dazu braucht, sind noch immer erheblich einfacher als die für den elektrischen Antrieb notwendigen. Häufig wird aus dem Vorhergesagten ein Vorteil des elektrischen Antriebs konstruiert, weil durch ihn diese Fragen zum erstenmal zur Besprechung gekommen sind. Wie wir sehen, besteht dieser Vorteil aber nicht.

Eine Quelle dauernder Schwierigkeiten, die auch bis heute noch nicht ganz überwunden sind, ist für den elektrischen Schiffsantrieb die Isolation der Maschinen und Kabel. Man hat schon frühzeitig erkannt, daß nur eine ganz besonders sorgfältige und teure Isolation höchster Qualität dem Angriff des Seewassers und der Seeluft standhalten kann. Man kann sich denken, daß bei den Anlagen größerer Leistung mit mehreren Tausend Volt Spannung hier mancherlei Gefahren lauern, die bei Seewassereinbruch oder auch nur geringen Leckagen sehr groß werden können.

Es gibt nun noch verschiedene Vorteile des elektrischen Schiffsantriebes, durch die nach Ansicht seiner Anhänger seine Nachteile aufgehoben werden sollen.

Man kann die Generatoraggregate beliebig im Schiff anordnen, z. B. querschiffs oder in einem höheren Deck. Die Tatsache, daß man von dieser Möglichkeit fast nie Gebrauch gemacht hat, zeigt aber, daß der damit verbundene Vorteil nicht so ins Gewicht fällt.

Man kann auch bei reduzierter Fahrt mit bestem Wirkungsgrad arbeiten, sobald mehrere Generatoren vorhanden sind, von denen dann nur ein Teil läuft. Dieser Vorteil ist für die Marschfahrt von Kriegsschiffen von Bedeutung, aber nicht für Schnelldampfer, die nur selten mit halber Fahrt laufen.

Die Zahnradübertragung mit ihren störenden Geräuschen kommt in Fortfall. Die Technik der Zahnradgetriebe großer Leistung ist heute so weit vorgeschritten, daß dieselben ohne Abnutzung und ohne störende Geräusche arbeiten. Die schwachen Geräusche, die in den unteren Decks in den Kammern nahe am Maschinenraum zu hören sind, werden erfahrungsgemäß von den Passagieren nicht unangenehm empfunden.

Beim diesel-elektrischen Antrieb, dessen Aussichten immer trüber werden, müssen ebenso wie bei Verwendung von Getrieben schnelllaufende Motoren in Frage kommen, so daß die hiermit verbundenen Quellen von Geräuschen und Vibrationen in beiden Fällen in gleicher Stärke vorhanden sind. Hiermit bliebe als Vorteil des diesel-elektrischen Antriebs, welcher geeignet wäre, dessen

prinzipielle Nachteile gegenüber Diesel-Getriebeanlagen zu verringern, nur der Fortfall der Zahnradgetriebe bestehen. Da aber beim Diesel-Antrieb mit Vulcangetriebe nur ganz kleine Übersetzungen in Frage kommen, liegen die Verhältnisse für den Bau sehr wenig geräuschvoller Getriebe hier besonders günstig.

Über die Frage der von den Rädergetrieben verursachten Geräusche möchte ich hier einige Bemerkungen einschieben.

Die heutige Technik ist imstande, Rädergetriebe, von denen die für Schnelldampfer der besprochenen Art in Frage kommenden Leistungen und Drehzahlen übertragen werden sollen, so herzustellen, daß Geräusche, welche die Passagiere in irgendwie empfindlicher Weise stören könnten, nicht auftreten, das heißt, es scheidet meiner Ansicht nach bei erstklassiger Ausführung und sonstiger Beachtung aller in Frage kommenden Nebenumstände die Frage des Geräusches der Zahnräder für die Beurteilung des Wertes der Maschinenanlage aus. Die Voraussetzung hierfür ist die Verwendung erstklassiger und sehr starker und schwerer Räderfräsmaschinen, die richtige Konstruktion der Radkästen und der Lagerung, eine Konstruktion der Ritzel, welche die Verdrehung und Verbiegung derselben nur in minimalem Grade zuläßt, eine ganz sorgfältige Montage, welche durch Erprobungen in der Werkstatt eingehend zu kontrollieren ist. Werden diese Vorsichtsmaßregeln beachtet, dann werden die Geräusche so gering sein, daß sie in allen denjenigen Räumen, welche für die Bewertung des Schiffes in Betracht gezogen werden, nicht oder nur in verschwindendem Maße hörbar sind.

. Selbst bei Anlagen, welche hinsichtlich der Rädergeräusche nicht ganz einwandfrei sind, nimmt man diese Töne nur im Bereich der Maschinenräume wahr. Wenige Meter vor und hinter den Maschinenräumen sind dieselben nicht mehr bemerkbar. In den Kammern, welche innerhalb dieser Geräuschzone liegen, nehmen übrigens die Geräusche um so mehr ab, je höher die Kammern über dem Maschinenraum liegen, sind also bei den wertvollsten Kammern am schwächsten oder kaum wahrnehmbar.

Zu allem dem kommt noch hinzu, daß das leichte und gleichmäßige Surren der Zahnräder auch von den verwöhnten Passagieren nicht als unangenehm empfunden wird, namentlich keineswegs den Schlaf beeinträchtigt, was die Hauptsache ist, da der Passagier ja doch nur die Nacht in seiner Kabine zubringt.

Da die Speisesäle erster Klasse niemals im Bereich der Maschinenräume liegen und die Gesellschaftsräume vor den Maschinenräumen und zum Teil über denselben, so geht aus dem vorstehend Gesagten hervor, daß in diesen für den Komfort der Passagiere so wichtigen Räumen Zahnradgeräusche überhaupt nicht zu hören sind<sup>1</sup>.

<sup>1</sup> Die Wichtigkeit, welche man — meiner Ansicht nach in übertriebener Weise — der Vermeidung von Zahnradgeräuschen an Bord von Schiffen beizumessen pflegt, hat den Gedanken nahegelegt, die Intensität derselben vergleichend festzustellen, etwa in ähnlicher Weise, wie man heutzutage den Straßenlärm der Großstädte quantitativ zu erfassen sucht. Ein Instrument, welches derartige Messungen gestattet, ist der Geräuschmesser von Barkhausen, welcher darauf beruht, daß ein in seiner Tonstärke veränderlicher elektrischer Summer mit dem einen Ohr, das zu messende Geräusch mit dem anderen Ohr gleichzeitig gehört wird. Der Beobachter verstellt die Tonstärke des Summers solange, bis dieselbe derjenigen des zu messenden Geräusches gleich zu sein erscheint, und liest sodann an einer Skala die Tonstärken in sogenannten „Phon“ ab, auf welche der Summer im Moment der Gleichheit mit dem Geräusch eingestellt war.



### 7. Schlußbemerkung.

Zum Abschluß möge mir noch ein Wort gestattet sein über die Aussichten des transatlantischen Luftschiffverkehrs. Ohne Zweifel haben die mit großem Wagemut durchgeführten, äußerst erfolgreichen Fahrten der deutschen Luftschiffe bewiesen, daß der Luftverkehr große Entwicklungsmöglichkeiten in sich birgt. Trotzdem darf nicht verkannt werden, daß das Luftschiff, ebenso wie das Flugzeug, in hohem Grade den Einflüssen von Wind und Wetter ausgesetzt ist, so daß gerade der Verkehr über den Atlantischen Ozean wohl eine der ungeeignetsten Fahrtstrecken ist, um den Vorteil dieses Verkehrsmittels besonders hervortreten zu lassen. Hierzu kommt noch, daß die Verkürzung der Fahrdauer, welche das Luftschiff bei der Überquerung des Atlantischen Ozeans gewährleistet, einen relativ geringen Absolutwert besitzt. Anders liegt die Frage bei den Reisen von Europa nach Ostasien und Australien, bei welchen erstens mit ruhigerem und gleichmäßigerem Wetter gerechnet werden kann und andererseits die Verkürzung der Fahrdauer einen sehr stark ins Gewicht fallenden Betrag erreicht. (Berlin-Japan mit dem Luftschiff 4—5 Tage, mit dem Schiff bei den höchsten heute üblichen Geschwindigkeiten etwa 45 Tage.) Ob es gelingt, Luftschiffe zu konstruieren, welche in der Lage sind, auch bei ungünstigem Wetter mit der beinahe absoluten Sicherheit des Schnelldampfers den Atlantik zu überqueren, dabei den Reisenden einige Bequemlichkeit zu bieten, und, was das Wichtigste ist, zu rentieren, erscheint mir fraglich, und möchte ich daher glauben, daß das Problem des transatlantischen Schnelldampfers nicht so schnell veralten wird.

Vorsitzender Herr Ministerialdirektor Dr.-Ing. e. h. Presze:

Meine Herren! Der Vortrag von Herrn Dr. Kempf „Formgebung für Schnelldampfer“ bildet eine gewisse, verhältnismäßig kurze Ergänzung dieses Vortrags. Ich möchte daher die Erörterung über beide Vorträge zusammenfassen und bitte Herrn Dr. Kempf seinen Vortrag jetzt zu halten.

Zahnradgeräusche, welche die Intensität von etwa 7 bis 8 Phon besitzen, liegen an der Grenze desjenigen, was man noch als durchaus zulässig bezeichnen kann. Im allgemeinen sind klappernde Geräusche, vibrierende Türen und klirrende Beschlüge wesentlich störender als jedes Zahnradgeräusch, da sie nicht nur viel lauter, sondern auch — was besonders unangenehm ist — unregelmäßig sind. Bevor nicht das Bedienungspersonal des Schiffes angewiesen ist, derartige sehr leicht zu behebende Geräusche zu beseitigen, ist es wohl meist nicht angebracht, über Zahnradgeräusche zu diskutieren.

## IX. Formgebung für Schnelldampfer.

Von Dr.-Ing. G. Kempf, Hamburg.

Der freundlichen Anregung von Herrn Dr. Bauer, anschließend an seinen Vortrag über die Formgebung für Schnelldampfer zu sprechen, folge ich gern, um zu versuchen, in der mir zur Verfügung stehenden beschränkten Zeit die Frage in möglichst gedrängter Form zu behandeln.

Wenn auch in letzter Zeit häufiger als je über den Einfluß der Formgebung für Schnelldampfer gesprochen und geschrieben worden ist, so sucht man doch vergeblich nach vergleichenden Angaben darüber, welche zahlenmäßige Auswirkung eine bestimmte Formgebung hervorzubringen vermag.

Man findet nur allgemeine Angaben, wie z. B., daß es vorteilhaft sei, die Länge so groß wie möglich zu wählen, daß es deswegen vielleicht sogar wünschenswert werde, die Docks zu verlängern, aber welche größte Länge für kleinsten Widerstand bei bestimmtem Deplazement für eine gewisse Geschwindigkeit gefordert wird, bleibt unerörtert.

Solche zahlenmäßigen Grundlagen müssen aber vorliegen, damit sich der Konstrukteur die zweckmäßigsten Abmessungen wählen kann, bei denen unter möglichst geringem Opfer an Leistung, d. h. auch an Maschinen- und Brennstoffgewicht, genügend Raum für die Maschinenanlage und die Fahrgasteinrichtungen bei ausreichender Stabilität, gute Festigkeit bei geringem Baugewicht und geringen Baukosten verwirklicht werden können.

Es ist zweifellos verlockend, statistisch die bisher gebauten und im Betrieb bewährten Schnelldampfer miteinander zu vergleichen. Dies kann z. B. geschehen, indem man sie alle auf ein gleiches mittleres Deplazement von sagen wir 37 000 t und eine gleiche Geschwindigkeit von 27,3 Knoten umwertet.

Aber damit ist solange wenig für die Beurteilung der Wertigkeit ihrer Form gewonnen, als man sich auf Angaben über Maschinenleistung und Geschwindigkeit beziehen muß, die weder genügend zuverlässig gemessen, noch überhaupt oft richtig veröffentlicht sind. Denn wenn schon bei den uns bekannten Schiffen nachweisbar grobe Fehler in den Literaturangaben vorkommen, wie soll man sich dann auf die Angaben über andere Schiffe verlassen können? Noch dazu, wenn für das eine Schiff die Modellschleppleistung für die nackte Form, für das andere die indizierte Maschinenleistung, für das dritte die Wellenleistung angegeben wird und selten der dazugehörige Tiefgang und nie die bei gleicher Wetterlage erreichte Geschwindigkeit festzustellen ist, und wenn all diese Un-

klarheiten bestehen, wo es sich um Formunterschiede handelt, die oft nicht mehr als 10 % betragen.

Wer die Schwierigkeiten kennt, bei einem seegehenden Schiff Geschwindigkeit und dazugehörige Maschinenleistung mit einer genügenden Genauigkeit zu messen, für den ist das in der Literatur veröffentlichte Material über die Maschinenleistungen und Geschwindigkeiten der Schnelldampfer völlig un-  
verwendbar für einen Formvergleich.

Was aber dann? Solange es sich um einen Vergleich des primären Einflusses handelt, den die Hauptabmessungen, wie Länge, Breite, Tiefgang und Völligkeit ausüben, besteht die Möglichkeit, alle Schiffe zu vergleichen, als ob ihre Linien geometrisch von der gleichen Grundform abgeleitet wären, wie sie z. B. bei den systematischen Modellversuchen von Scribanti, Rota und Taylor verwendet worden sind. Tatsächlich müssen ja auch primär diese Hauptabmessungen erst einmal festliegen, ehe an die weitere Formgebung, wie die Verdrängungsverteilung innerhalb des durch die Hauptabmessungen gegebenen Raumes, gedacht werden kann.

I. Es möge also zunächst diese primäre Formgebung der Hauptabmessungen für Schnelldampfer auf Grund jener allgemein bekannten Modellversuche erörtert werden, und dabei sollen einige der bekanntesten Schnelldampfertypen in diese Versuchsergebnisse eingeordnet werden, als ob sie die gleichen Linien hätten wie die Grundformen der Modellversuche.

Diese Annahme darf als erste Näherung gelten, weil bei annähernd gleicher Verdrängungsverteilung der Länge nach durch Spantformen, die von den Grundmodellformen abweichen, kaum größere Widerstandsunterschiede als 5 % hervorgerufen werden, soweit es sich um die nackte Schiffsform handelt.

Durch die Anordnung und Zahl der Antriebsorgane sowie die verschiedenen Anhänge können dann allerdings größere Unterschiede auftreten, welche aber mit der Formgebung, soweit sie die Wahl der Hauptabmessungen betrifft, zunächst nichts zu tun haben.

Die den Widerstand beeinflussenden Faktoren sind hauptsächlich Reibung und Wellen.

Der Anteil der Reibung am Gesamtwiderstand überwiegt, er hängt ab von der Geschwindigkeit und beträgt je nach der Länge bis zu 80 %.

Die Reibung wächst mit der Oberfläche und diese wiederum wächst bei fester Länge mit zunehmender Breite und bei fester Breite mit zunehmender Länge; sie erreicht bei den vorliegenden Verhältnissen und einer Völligkeit von  $\approx 0,5$  einen Kleinstwert, wenn die Länge etwa gleich der 8,2fachen Breite und die Breite etwa gleich dem 2,75fachen Tiefgang ist.

Daraus ergibt sich für die Länge:  $L^3 = V/\delta \cdot 185$ , d. h. bei  $V = 37000$ ;  $\delta = 0,515$ ;  $L = 236$  m;  $B = 28,8$  m;  $Tg = 10,45$  m, als günstigste Abmessungen des 37000-t-Schiffes bei einer Völligkeit von 0,515, wenn nur Reibungswiderstand vorhanden wäre.

Wenn nun aber auch der Reibungswiderstand mit zunehmender Schiffslänge gegenüber diesem Kleinstwert bei 236 m wächst, so nimmt doch anderer-

seits gleichzeitig der restliche Formwiderstand immer weiter ab, und es handelt sich darum, aus Modellversuchen festzustellen, bei welcher Länge die Summe aus beiden Widerständen trotz wachsender Reibung infolge abnehmenden Formwiderstandes den Kleinstwert erreicht.

Die umfassendsten Modellversuche sind die von Taylor, aus denen der Einfluß einer Änderung von Länge und Völligkeit zu ermitteln ist (Abb. 1).

Aus diesen Taylorschen Modellversuchen ergibt sich die günstigste Länge für das 37000-t-Schiff bei 27,3 Knoten zu etwa 295 m bei Völligkeitsgraden von 0,5—0,55. Hierdurch ergeben sich die Abmessungen des günstigsten, nur auf geringen Widerstand geformten Schiffes zu

$$295 \times 26,0 \times 9,40 \times 0,515 = 37000$$

für  $B/T = 2,75$ .

Wird man nun durch Rücksichten auf Stabilität, Raum, Festigkeit und Kosten gezwungen, die Länge zu verkleinern, die Breite zu vergrößern und den Tiefgang zu verändern, um möglichst gute allgemeine Verhältnisse zu erhalten, und einigt man sich etwa auf Abmessungen von

$$270 \times 29,7 \times 9 \times 0,515,$$

wie sie dem von Professor Dr. Bauer vorgelegten Projekt nach Umrechnung auf 37000 t entsprechen, so zeigt ein Vergleich mit den Modellversuchen, daß dies gegenüber dem besten Schiff nur eine Widerstandsvermehrung von 1,5% erbringt, während das erste Projekt, das Reibungsoptimum von

$$236 \times 28,8 \times 10,45 \times 0,515,$$

8% mehr Widerstand bietet.

Aus diesem ersten Kurvenblatt lassen sich durch Querkurven nun weitere ableiten, in denen der Schleppeleistungsbedarf für das 37000-t-Schiff bei 27,3 Knoten und bei 32 Knoten für verschiedene konstante Längen über veränderten Völligkeitsgraden aufgetragen ist.

In diese Kurvenblätter sind nun die Punkte eingezeichnet, welche den bekanntesten Schnelldampfertypen entsprechen, und auf diese Weise ist ein Vergleich ihrer Wertigkeit möglich unter der Annahme, daß ihre Linien untereinander alle gleich und dieselben sind wie die der Taylorschen Modelle

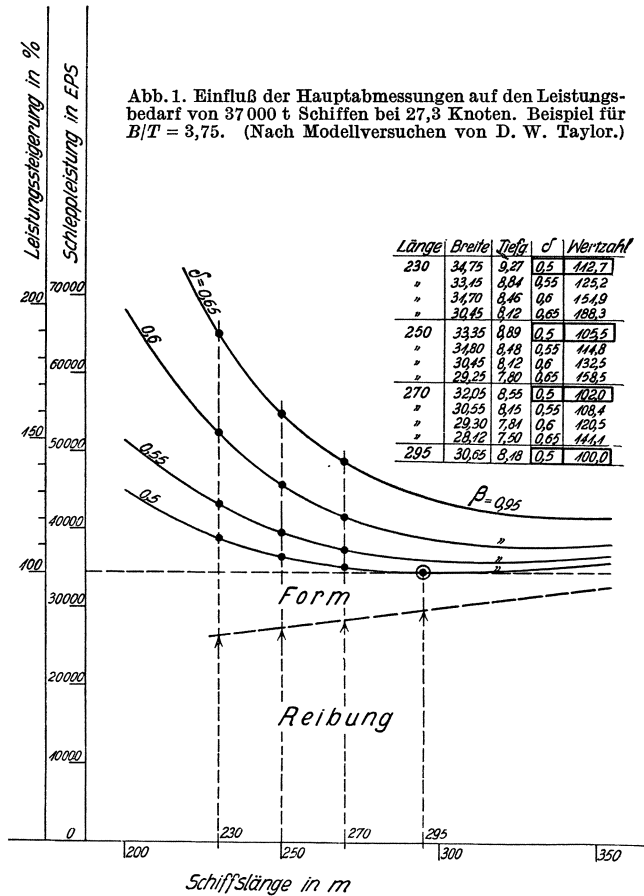


Abb. 1. Einfluß der Hauptabmessungen auf den Leistungsbedarf von 37000 t Schiffen bei 27,3 Knoten. Beispiel für  $B/T = 3,75$ . (Nach Modellversuchen von D. W. Taylor.)

(Abb. 2). Man erkennt in dem Kurvenblatt für 27,3 Knoten, wie überlegen z. B. die „Mauretania“ der „Deutschland“ ist, welche allerdings als 37 000-t-Schiff nur für 24 Knoten, also zu völlig für 27,3 Knoten geformt ist, ferner daß „Bremen“ und „Mauretania“ in bezug auf ihre Hauptabmessungen praktisch gleichwertig sind, und daß trotzdem die Form beider noch wesentlich durch Verringerung der Völligkeit zu verbessern ist. (Berechnet man übrigens für beide Schiffe unter Annahme eines Propulsionswirkungsgrades von 0,5 für ihre wirklichen Größen aus den Taylorschen Modellversuchen ihre Wellenleistungen für 27,3 Knoten unter Annahme einer Änderung mit  $D^2/3$ , so ergeben sich für „Mauretania“

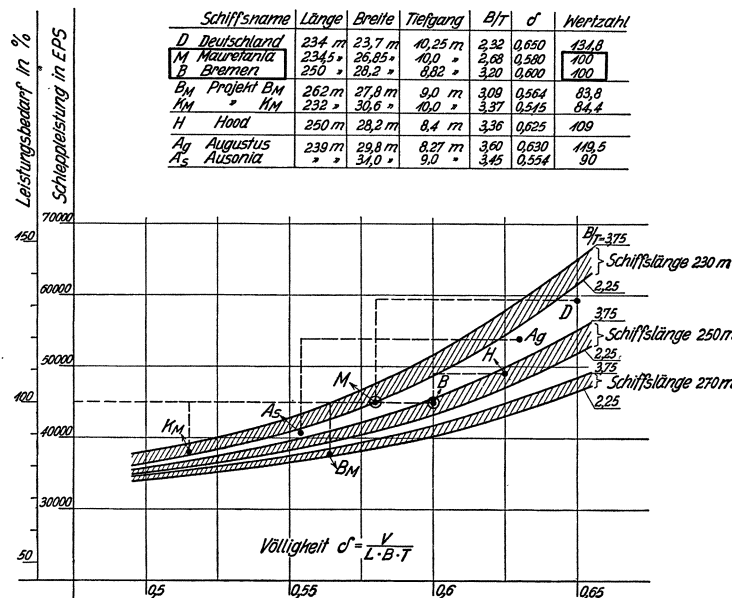


Abb. 2. Leistungsbedarf von 37 000 t Schiffen bei 27,3 Knoten. (Nach Modellversuchen von D. W. Taylor.) B/T = 2,25 und 3,75;  $\beta = 0,95$ .

90 000 WPS, für „Bremen“ 110 000 WPS, Werte, die der Wirklichkeit sehr nahekommen.) Eine Verkleinerung der Völligkeit auf 0,56 und eine Verlängerung auf 262 m erbringt etwa 16 % Widerstandsverringern, wie Projekt B<sub>M</sub> zeigt. Eine weitere Verkleinerung der Völligkeit auf 0,515 bei gleichzeitiger Verkürzung des Schiffes auf 232 m und eine Verbreiterung auf 30,6 m erbringt etwa 15 % Widerstandsverringern, wie Projekt K<sub>M</sub> zeigt, also fast den gleichen Gewinn,

wie bei dem 30 m längeren Schiff, Projekt B<sub>M</sub>. Hierbei ist zu berücksichtigen, daß eine Verlängerung sich im allgemeinen teurer baut als eine Verbreiterung des Schiffes.

Besonders aufschlußreich ist ein Vergleich von sieben 37 000-t-Schiffen verschiedener Abmessungen auf ihren Leistungsbedarf für 27,3 Knoten, der aus den Taylorkurven unter Annahme eines Wirkungsgrades von 50 % ermittelt ist.

	Länge i. m	Breite i. m	Tiefgang i. m	Völligkeitsgrad $\delta$	Verdrängung m <sup>3</sup>	Wellenferde bei 27,3 Kn.
Reibungs-optm. . . . .	236	29	10,3	0,515	37 000	74 000
Form optm. . . . .	290	29	8,5	0,515	37 000	68 000
Pv . . . . .	270	29	9,2	0,515	37 000	69 000
Saratoga . . . . .	260	29	9,5	0,515	37 000	70 000
P II . . . . .	250	29	10,0	0,515	37 000	72 000
B. . . . .	250	29	8,5	0,6	37 000	90 000
K . . . . .	250	29	8,5	0,5	31 000	62 000

Alle 7 Schiffe haben gleiche Breite von 29 m, 6 Schiffe haben gleiches Deplazement von 37 000 t, die 5 ersten Schiffe haben gleiche Völligkeit von 0,515, das kürzeste Schiff von 236 m Länge mit kleinster Oberfläche braucht gegen

das beste und längste von 290 m 8 % mehr Leistung. Das Projekt „Pv“ von Dr. Bauer von 270 m Länge braucht 1,5 % mehr, die „Saratoga“ von 260 m Länge braucht 3 % mehr, das Projekt „PII“ von 250 m Länge braucht 5 % mehr. Das sechste Schiff „B“ entspricht mit ebenfalls 250 m Länge dem neuesten Schnell-dampfertyp, wie er fährt und geplant ist; es ist im Tiefgang auf 8,5 m beschränkt durch Häfen und Docks und hat daher eine Völligkeit von 0,6 nötig, um 37 000 t zu tragen. Das kostet 90 000 PS, d. h. über 30 % mehr als das Optimum. Diesem heutigen Schnelldampfertyp ist als siebentes Schiff ein Schiff „K“ von den gleichen Hauptabmessungen gegenübergestellt, das aber bei einer Völligkeit von 0,5 nur 31 000 t, also 6000 t weniger trägt und etwa dem Projekt von Dr. Bauer entspricht. Dieses Schiff braucht aber dann auch nur 62 000 PS, erspart also an Gewicht für Maschine, Brennstoff und Schiffskörper etwa 4000 t. Die heutige Schnelldampferform hat also effektiv nur 2000 t mehr Tragfähigkeit und zahlt für diese 2000 t allein 28 000 PS.

Ich frage die Reeder: Macht sich das bezahlt? Und ich frage die Schiffbauer: Ist es nicht der Mühe wert, diese 2000 t oder doch einen großen Teil davon durch sorgfältigste und strengste Gewichtsparsnis gemeinsam mit dem Reeder herauszuwirtschaften, selbst unter Aufwendung höherer Baukosten für Leichtmaterial mit dem Ziel, die Anlage- und Betriebskosten für 28 000 PS zu sparen?

Der Maschinenbau hat in der letzten Zeit in der Gewichtsverminderung einen weiten Sprung gemacht, während der Handelsschiffbau noch nicht in gleichem Maße wie der Kriegsschiffbau der überragenden Wichtigkeit des Gewichtsproblems Rechnung getragen hat.

Zugegeben, daß der Schiffbauer besonders beim Schnelldampferbau nicht so Herr im Hause ist wie der Maschinenbauer, daß ihm von verschiedenen Seiten, z. B. vom Schiffsarchitekten, in erheblichem Umfang Gewichte diktiert werden, die oft im Interesse des ganzen ohne Schaden vermindert werden könnten, dann verlangt aber heute das wohlverstandene Interesse des Reeders, daß der Schiffbauer mit größerer Machtvollkommenheit ausgestattet und ihm höhere Aufgaben gestellt werden.

Namentlich aber ist es der Reeder selbst, der sein Schiff, ohne daß er es selbst recht ahnt, unverhältnismäßig verteuert durch Nachforderungen, für welche der Schiffbauer mit Recht durch Gewichtsreserven beim Entwurf vorsorgt. Gerade diese Reserven aber sind es, die mit 5 % des Gesamtgewichtes leicht jene 2000 t zu viel ausmachen, welche dem Reeder eben 28 000 PS kosten.

Hier liegt in dem aktuellen Problem des Schnelldampfers, dessen Hauptabmessungen beschränkt sind, die wesentlichste Ersparnisquelle: Rationierung der Forderungen des Reeders und äußerste Beschränkung aller einzubauenden Gewichte. Nur dann kann auch die Formgebung für Schnelldampfer zu einem befriedigenden Ergebnis führen.

Hat die Völligkeit schon bei einer Geschwindigkeit von 27,3 Knoten so große Bedeutung, so hat sie es in erhöhtem Maße beim 32-Knotenschiff (Abb. 3).

Das Kurvenblatt hierfür zeigt, wieviel steiler die Leistungskurven ansteigen mit zunehmender Völligkeit sowohl als auch mit abnehmender Schiffslänge. War bei gleicher Völligkeit der Leistungsunterschied zwischen dem 270 m und dem 230 m langen Schiff bei 27,3 Knoten

dem 230 m langen Schiff bei 27,3 Knoten 6 %, so wird er bei dem 32-Knotenschiff 30 %.

Man erkennt, wie nahe das Studienprojekt von Dr. Bauer der unteren Grenze liegt. „Saratoga“ liegt etwas schlechter, die Scribanti-Modelle sind zu kurz.

Es läßt sich aus dem Kurvenblatt auch leicht abschätzen, wieviel größer der Leistungsbedarf sein würde, wenn das Studienprojekt bei gleicher Völligkeit statt mit  $270 \times 29,7 \times 9,0$  z. B. mit  $250 \times 32 \times 9$ , also 20 m kürzer gebaut würde. Sein Leistungsbedarf würde 10 % größer sein, aber auch seine metazentrische Höhe um 1,3 m höher liegen. In Abb. 4 ist für die vorliegenden Verhältnisse des 37 000 t-Schiffes von etwa 0,5 Völligkeit und 9 m Tiefgang die Anfangsstabilität, abhängig von Breite und Schiffslänge, dargestellt. Bei Verkürzung auf  $230 \times 34,5 \times 9$ , also um 40 m, würde die metazentrische Höhe um 2,5 m und der Widerstand um 30 % steigen. Eine gewisse Verkürzung des Schiffes ließe sich möglicherweise ausgleichen durch die Wirkung eines Bugwulstes, der bei dem längeren Schiff noch keinen Gewinn erbringt, weil der Formwiderstand bei diesem bereits sehr gering und seine Wellenbildung günstig ist, während er bei dem kürzeren günstig wirken kann, weil bei ihm der Formwiderstand infolge ungünstiger Wellenbildung größer ist.

II. Eine Gegenüberstellung der Wellenbildung bei dem 250 m langen Schiff bei Geschwindigkeiten von 24 Knoten, 27,3 Knoten und 32 Knoten zeigt, wie grundverschieden hierbei die Strömungs- und Widerstandszustände sind, wenn man z. B. durch die Dockverhältnisse mit fester Länge von 250 m rechnen muß (Abb. 5). Während bei 24 Knoten das Schiff auf 2 Wellen, d. h. auf 3 Wellenbergem schwimmt, fährt es bei 32 Knoten auf einer Welle, d. h.

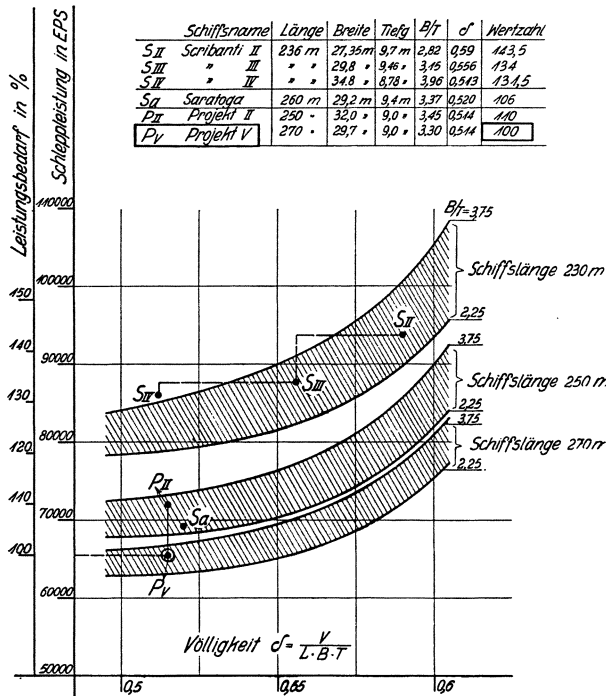


Abb. 3. Leistungsbedarf von 37 000 t Schiffen bei 32 Knoten. (Nach Modellversuchen von D. W. Taylor.)  $B/T = 2,25$  und  $3,75$ ;  $\beta = 0,95$ .

Widerstand um 30 % steigen. Eine gewisse Verkürzung des Schiffes ließe sich möglicherweise ausgleichen durch die Wirkung eines Bugwulstes, der bei dem längeren Schiff noch keinen Gewinn erbringt, weil der Formwiderstand bei diesem bereits sehr gering und seine Wellenbildung günstig ist, während er bei dem kürzeren günstig wirken kann, weil bei ihm der Formwiderstand infolge ungünstiger Wellenbildung größer ist.

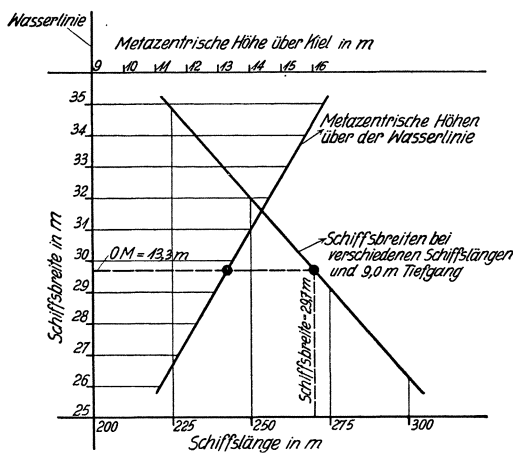


Abb. 4. Anfangsstabilität bei Schiffen von 37 000 t und  $\delta = 0,5$ .

Während bei 24 Knoten das Schiff auf 2 Wellen, d. h. auf 3 Wellenbergem schwimmt, fährt es bei 32 Knoten auf einer Welle, d. h.

auf 2 Wellbergen mit einem Wellental in der Mitte. Eine günstige Druckverteilung über die Schiffslänge erhält man im ersten Fall, wenn die Verdrängung möglichst gleichmäßig über die Länge angeordnet wird, im letzten Fall, wenn sie besonders in der Mitte zusammengedrängt wird.

Der zweite Zustand bei 27,3 Knoten stellt einen Übergang dar, der infolge der ungünstigen Wellenlage mit dem im Wellental liegenden Heck eine starke Zunahme des Wellenwiderstandes bringt. In diesem Bereich steigt der Widerstand besonders stark an mit einer höheren Geschwindigkeitspotenz als dem Quadrat.

Da nun dieser Anstieg durch die Wellenlage und den Wellenwiderstand hervorgerufen wird, läßt er sich entsprechend beeinflussen und ändert sich z. B. durch Verlängerung oder Verkürzung des Schiffes für die gleiche Geschwindigkeit. Bei fester Schiffslänge ist die Ausbildung der Bugform in diesem Fahrtbereich von großer Wirkung, weil die Druckverteilung im Vorschiff die Ausbildung der Wellen am Schiff und damit den Widerstand besonders beeinflusst.

Liegt bei 27,3 Knoten der Wellenberg mit normalem scharfem Steven hinter dem Heck, so würde z. B. ein Bugwulst das Wellensystem nach vorn ziehen, wie besondere Versuche mit getauchten Torpedoförmern ergeben haben. Dadurch würde der hintere Wellenberg in den Bereich des Hecks gezogen (Abb. 5, II b). Durch den Bugwulst würde also gewissermaßen die auf das Wellensystem wirkende Schiffslänge vergrößert werden, ohne daß die Reibungsfläche selbst wesentlich vergrößert wird. Daß in solchen Fällen Widerstandsverminderungen von 5—7% zu erzielen sind, ist mehrfach durch Modellversuche erwiesen. Es tritt eine parallele Verschiebung der Widerstandskurven auf höhere Geschwindigkeiten ein (Abb. 6).

Andererseits bewirkt der schräg auflaufende Bug der Maierform unter anderem, daß das Bugwellensystem sich nach hinten verlagert, abgesehen davon, daß es infolge der allmählichen Erzeugung überhaupt stark abge-

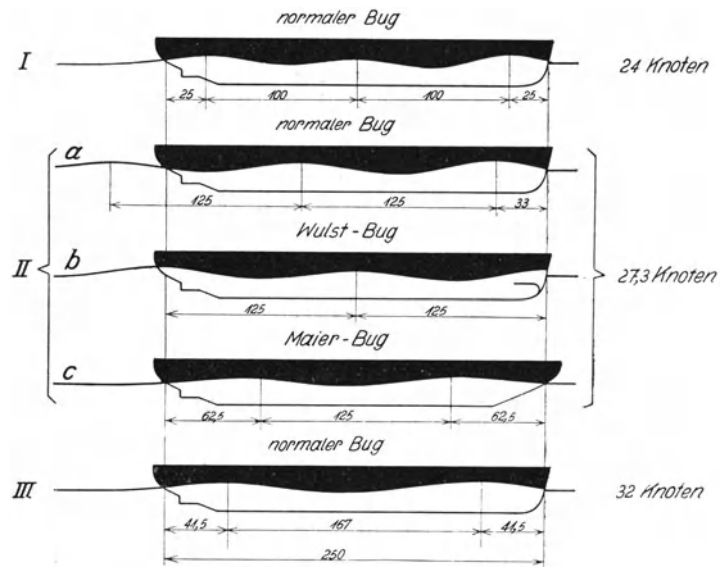


Abb. 5. Wellenlage bei 37000 t Schiffen für 24, 27,3 und 32 Knoten.

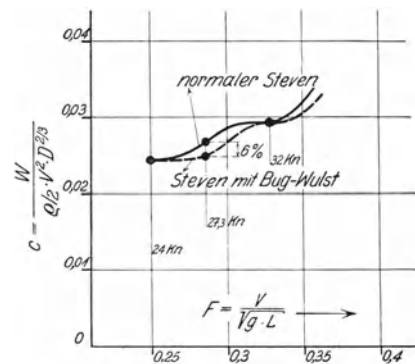


Abb. 6. Widerstandsbeiwerte.



schwächt wird, wodurch ebenfalls eine Widerstandsverminderung erzielt wird (Abb. 5, IIc).

III. Der jeweiligen Lage des Wellensystems bei der Dienstgeschwindigkeit muß die Verdrängungsverteilung der Länge nach angepaßt werden, und zwar derart, daß die größten Querschnittsänderungen des Schiffskörpers möglichst nicht zusammenfallen mit den größten gleichsinnig wirkenden Beschleunigungen aus dem Wellensystem.

Am leichtesten läßt sich das vermeiden im 3. Zustand, bei dem das Schiff mit 32 Knoten auf je einem Wellenberg am Bug und am Heck fährt mit einem Wellental in der Mitte, wenn in diesem Fall die Verdrängung möglichst in der Mitte zusammengedrängt wird.

Am schwierigsten liegt bezüglich der Formgebung zweifellos der 2. Zustand, bei dem das Schiff mit 27,3 Knoten vorn und hinter der Mitte auf je einem Wellenberg schwimmt und mit dem Heck mehr oder weniger im Wellental liegt.

Die Forschungen über die beste Formgebung für diesen Fall, der nicht nur der schwierigste, sondern zugleich der aktuellste bei den heutigen Verhältnissen ist, sind noch nicht abgeschlossen, es läßt sich nur sagen, daß wahrscheinlich in dieser Richtung die heutigen Formen noch verbesserungsfähig sind.

Da der Anteil des Restwiderstandes bei 27,3 Knoten 35 % gegenüber 25 % bei 24 Knoten beträgt, so könnte eine Verbesserung im Höchstfall etwa 10 % erreichen.

Während es für langsamere Schiffe unter 24 Knoten günstig ist, wenn der Formschwerpunkt 1—2 % vor der Schiffsmitte liegt, wird es bei höheren Geschwindigkeiten günstiger, wenn er  $\frac{1}{2}$ —1 % hinter der Mitte liegt, auch hierbei macht sich der bei 27 Knoten eintretende Übergang des Wellensystems stark geltend, so daß die richtige Lage vorläufig nur durch Versuche zu klären ist.

IV. Über die Spantformen, d. h. die Verdrängungsverteilung der Höhe nach, ist zu sagen, daß beim normalen Vorschiff steile Spanten, d. h. möglichst schlanke obere Wasserlinien erwünscht sind. Das geringere Längsträgheitsmoment der Wasserlinien und dadurch erhöhte Stampfen im Seegang soll nach den Erfahrungen durch den Wulstbug vermindert werden; auch der keilförmige Bug der Maierform ruft ein weiches Einsetzen hervor.

Das Hauptspant ist beim schnellen 32-Knoten-Schiff so völlig wie möglich zu wählen, beim 24-Knoten-Schiff dagegen schärfer zu halten, um die oben besprochene erwünschte Verdrängungsverteilung zu ermöglichen.

Hier ist der Ort, darauf hinzuweisen, daß das 32-Knoten-Schiff in vieler Hinsicht angenehmer fahren wird als langsamere Schiffe; es wird infolge des völligeren Hauptspantes auch ohne Schlingerkiele weniger rollen, es kann breiter und daher stabiler gebaut werden, und es liegt in Fahrt in einem seiner Form sich anpassenden, stark ausgeprägten Wellensystem, auf das der Seegang weniger Einfluß hat.

Die Spanten im Hinterschiff wird man zweckmäßig, um gute Antriebswirkung der Propeller zu erzielen, möglichst flach ausbilden, d. h. die Ver-

drängung nach oben verlegen, wie z. B. bei der „Vaterland“. Die Wellenhosen lassen sich dann günstiger gestalten und der Zustrom zu den Schrauben wird weniger gegenseitig beeinflußt. Außerdem wird das Heck dann besser von der Heckwelle getragen und dadurch ein hecklastiges Vertrimmen des Schiffes verhindert.

V. Bei der Formgebung der Anhänge ist man vorläufig noch völlig auf die Modellversuche angewiesen, weil sie sich ganz der durch die Spantformen eingeleiteten Strömung anpassen müssen, um einerseits möglichst geringen Widerstand und andererseits günstigen Zustrom zu den Propellern zu erhalten. Mehrfach wurde durch Modellversuche festgestellt, daß ein Modell mit Wellenhosen unter Umständen sogar weniger Widerstand haben kann als ohne diese. In anderen Fällen steigerte sich der Widerstand durch die Wellenhosen bis zu 15%. Hier liegen also Ersparnismöglichkeiten.

Die hauptsächlichsten Unterschiede der verschiedenen Schnelldampfer liegen, abgesehen von ihren Hauptabmessungen und namentlich ihrer Völligkeit, deren Einfluß im ersten Teil herausgesondert werden konnte, in der Anordnung der Propeller und in der Konstruktion der Anhänge.

Während die Widerstandsunterschiede durch Vorschiffsänderungen sich in der Größenordnung von 5% bewegen werden, können die Unterschiede der Formgebung am Hinterschiff bis zu 15% ausmachen.

So fordert die Formgebung für Schnelldampfer besondere Sorgfalt, und man erkennt, daß sie nur dann richtig gelöst werden kann, wenn sie von vornherein auf die wirklich erstrebte Dienstgeschwindigkeit gerichtet ist, zumal sich gezeigt hat, daß bei einer Geschwindigkeit von 27,3 Knoten für das 37000-t-Schiff besonders schwierige Formverhältnisse vorliegen.

### Erörterungen.

Herr Ministerialrat Laudahn (von der Marineleitung), Berlin:

Meine Herren! Der Vortrag des Herrn Professors Dr. Bauer hat in seinen sehr interessanten Ausführungen mehrere Wege zur Verwirklichung des sogenannten Viertageschiffes gezeigt, ohne daß er endgültig Stellung dazu genommen hat, welcher dieser Wege die beste Lösung bringt. Auch ich möchte davon absehen, im gegenwärtigen Zeitpunkte abschließend ein Urteil darüber abzugeben, ob Dampf- oder Dieselantrieb das Schnellschiff der Zukunft über den Ozean hinüberschrauben wird. Das wird letzten Endes nicht einmal so sehr von der technischen Entwicklung, auch nicht von dem thermischen Wirkungsgrad abhängen, den die einzelnen Antriebssysteme zu dem gegebenen Zeitpunkte gewährleisten, es wird vielmehr entscheidend beeinflußt werden von dem wirtschaftlichen Wirkungsgrad, dem aufzuwendenden Anlagekapital, also den Herstellungskosten, und den Brennstoffpreisen. Ich möchte mir zu den von Herrn Professor Dr. Bauer aufgerollten Problemen nur einige Bemerkungen gestatten, die in der Hauptsache auf Erfahrungen der Reichsmarine bei ähnlich gelagerten Aufgaben beruhen.

Wenn das Schnellschiff der Zukunft eine Dampfanlage bekommt, so wird es unzweifelhaft mit einer Getriebeturbinenanlage ausgerüstet werden, die aus Wasserrohrkesseln mit höheren als den bisher bei Schiffen üblichen Kesseldrücken ihren Dampf bezieht. Diese Kessel werden wahrscheinlich mit Öl beheizt werden, da die an sich erstrebenswerte, weil mit geringsten Brennstoffkosten arbeitende Kohlenstaubeuerung vorläufig jedenfalls trotz aller schon erzielten Fortschritte in absehbarer Zeit wohl noch nicht weit genug entwickelt sein dürfte, um ihre Anwendung auf einem so wertvollen Schiffe schon zu rechtfertigen. Ferner hat meines Erachtens Herr Professor Dr. Bauer durchaus recht daran getan, den für eine praktische Ausführung in naher Zukunft in Frage kommenden Dampfdruck noch verhältnismäßig niedrig anzunehmen, zumal die Erfahrungen auf dem englischen Hochdruckdampfschiffe „König Georg V.“ bisher im Sinne einer Wiederholung des Experiments nicht allzu anregend gewirkt haben. Immerhin, es kann kein Zweifel darüber bestehen, daß der Hochdruckdampf seither Fortschritte gemacht hat, und er ist, wie sich ein prominenter Vertreter einer Hochdruckdampfanlagen bauenden Firma einmal in einer Diskussion äußerte, „kein totgeborenes Kind, das sich nachher im Sande verläuft“. (Heiterkeit.) So wird

man denn sehr ernstlich mit ihm zu rechnen haben, wenn es gilt, die Konstruktionsgrundlagen für das Viertageschiff der Zukunft festzulegen, wenn vielleicht auch zunächst noch Dampfdrucke in Anwendung kommen, die niedriger liegen als die von den Vertretern des sogenannten Höchstdruckdampfes heute schon empfohlenen.

Wählt man jedoch Dieselantrieb, so stimme ich mit Herrn Professor Dr. Bauer vollkommen darin überein, daß direkter Schraubenantrieb durch große, schwere, langsam laufende Dieselmotoren nicht in Betracht kommen kann; sie würden derartig viel Raum, insbesondere auch der Höhe nach, in Anspruch nehmen, derartig viel wiegen und auch so unhandlich für selbst an sich geringfügige Kontroll- und Überholungsarbeiten sein, daß sie für die Konstruktion wie auch für die Bedienung kaum überwindliche Schwierigkeiten ergeben würden. Wohl aber kann schon nach dem heutigen Entwicklungsstande den Wettbewerb mit dem Dampftrieb mit guter Aussicht auf Erfolg der leichte Dieselschnelläufer aufnehmen, der seine Leistung durch Übersetzungsgetriebe hohen Wirkungsgrades, also ohne nennenswerte Verluste, auf die langsam laufende Schraube überträgt. Für diese Über- oder vielmehr Untersezung der Drehzahl kommen rein mechanische Getriebevorrichtungen, wie sie die Firma Blohm & Voss bereits mehrfach mit bestem Erfolge, allerdings für Schiffe mit wesentlich kleinerer Antriebsleistung als der hier in Betracht zu ziehenden, ausgeführt hat, ferner mechanisch-hydraulische Vorrichtungen nach Art des sogenannten Vulcangetriebes, über das wir in dem Vortrage des Herrn Professors Dr. Föttinger ja wohl noch Näheres hören werden, und endlich auch elektrische Vorrichtungen in Frage. Ob die letztgenannten in ihrer neuesten Ausbildungsform die etwas herbe Kritik verdienen, die der Vortrag ihnen hat angedeihen lassen, das zu entscheiden möchte ich Herren überlassen, die auf elektrotechnischem Gebiete besser bewandert sind als ich. Ich glaube aber, daß man in neuester Zeit auch Mittel und Wege gefunden hat, um den diesel-elektrischen Antrieb sowohl nach seinen Raum- und Gewichts- als auch nach seinen Preisverhältnissen immerhin ernstlich mit in Wettbewerb treten zu lassen. Nachteilig bleibt wohl in erster Linie hauptsächlich nur noch der um einige Prozent niedrigere Übersetzungswirkungsgrad, der zu etwas höherer Bemessung der Primärleistung zwingt.

Für sein dieselmotorisches Projekt hat Herr Professor Dr. Bauer die Leistungsübertragung durch das Vulcangetriebe gewählt und ist damit den Gedankengängen gefolgt, die auch in der Reichsmarine für die Durchbildung der im Bau befindlichen Panzerschiffsanlage maßgebend gewesen sind. Es ist nicht meine Absicht, Ihnen heute schon Näheres über diese neuartige Maschinenanlage zu berichten; dazu hoffe ich später einmal an dieser Stelle — im Rahmen eines zusammenfassenden Berichts über die ölmotorische Entwicklung in der Reichsmarine — Gelegenheit zu finden, und zwar dann, wenn die einzelnen Motoren zum mindesten ihre Werkstattsproben hinter sich haben werden. Es ist Ihnen aber, meine Herren, aus den bisherigen Presseveröffentlichungen wohl schon bekannt, daß das neue deutsche Panzerschiff „Ersatz Preußen“, das nach dem uns aufgezwungenen Willen des Feindbundes ja nicht mehr als 10000 t insgesamt verdrängen darf, rein dieselmotorisch angetrieben werden wird, und zwar wird die Gesamtantriebsleistung von rund 50000 WPS in 8 Ölmotoren entwickelt werden, die zu je vieren mittelst Vulcangetrieben auf eine Schraubenwelle wirken. Bei dieser Anordnung ist das Vulcangetriebe nicht allein ein vortreffliches Mittel, um Zahnradgetriebe und Schraubenwelle von Drehschwingungen freizuhalten, sondern es ermöglicht auch in bequemster Weise das Zu- oder Abschalten einzelner Motoren, ohne den Betrieb der übrigen im geringsten zu stören oder gar zu gefährden. Es gibt ferner die Möglichkeit, durch entsprechende Einregulierung der Kuppelungsfüllung und damit des Kuppelungsschlupfes jede beliebige Drehzahl — auch die gegebenenfalls durch kritische Schwingungen der Primärmotoren bei gleichgehaltenem Schlupf gesperrte — bis herab zu der gewünschten kleinsten Drehzahl zeitweilig nach Bedarf zu fahren. Und es gestattet schließlich, bei der Ein- und Ausfahrt in engen Häfen beliebig viele Manöver ohne jeden Preßluftverbrauch auszuführen, indem man in solchen ja immer nur verhältnismäßig kurzen Betriebszeiten einfach zwei Motoren dauernd voraus-, die beiden anderen dauernd rückwärtslaufen läßt und dann immer nur diejenigen Motoren mit der Schraubenwelle hydraulisch kuppelt, die gerade in der gewünschten Drehrichtung laufen. Man hat auf diese Weise zwar immer nur die halbe Gesamtleistung für beide Fahrrichtungen zur Verfügung, jedoch wird man bei Hafenein- und -ausfahrten ja ohnehin meist mit veringerteter Fahrtgeschwindigkeit fahren müssen. Die Schnelligkeit, mit der sich diese Manöver durch Füllung bzw. Entleerung der hydraulischen Kuppelungen ausführen lassen, hängt nur von der Bemessung der Pumpen und der Leitungsquerschnitte ab und kann ohne Schwierigkeit jedem praktisch auftretenden Bedarf angepaßt werden. Selbstverständlich lassen sich, falls im Einzelfalle die volle Antriebsleistung nötig sein sollte, die beiden nicht der gewünschten Drehrichtung entsprechenden Motoren einer Welle in kürzester Frist entsprechend umschalten.

Wenn die 8 auf 2 Wellen arbeitenden Ölmotoren des Panzerschiffes rund 50000 WPS leisten, so lassen sich mit demselben Motorentyp und der gleichen Motorenanordnung beim Vierwellenschiff schon 100000 WPS erzeugen. Es wäre also gegenüber dem in Ausführung Begriffenen, dessen Ausführbarkeit, wie Sie sich wohl denken können, durch eingehende Vorstudien und Vorversuche bereits bewiesen ist, nur noch eine verhältnismäßig geringe Vergrößerung der Zylinderabmessungen oder auch — bei gleichbleibenden Zylinderabmessungen — der Zylinderzahl nötig, um die für das Viertageschiff nach Professor Dr. Bauer benötigte Wellenleistung von rund 130000 WPS zu erzielen.

Nun ist es ja selbstverständlich, daß die damit skizzierte Anlage für ein Fahrgastschiff nicht annehmbar sein würde. Das Panzerschiff wird seine Höchstleistung immer nur verhältnismäßig selten zu entwickeln brauchen, wenn auch natürlich gefordert werden muß, daß es diese bei eintretendem Bedarf mit voller Betriebssicherheit stundenlang herzugeben imstande ist. Das Fahrgastschiff dagegen soll dauernd mit dieser Höchstleistung fahren und darf daher mit allen seinen Beanspruchungen nicht so weit an die Grenze des Zulässigen herangehen, wie das beim Kriegsschiff nicht nur möglich, sondern im Hinblick auf äußerste militärische Ausnutzung des zur Verfügung stehenden Deplazements sogar unbedingt geboten ist. Indessen ist dabei zu berücksichtigen, daß das Gewicht der gesamten Panzerschiffsantriebsanlage alles in allem, also mit Wellenleitung und Propellern, mit Rohrleitungen und Armaturen, mit allen zugehörigen

Hilfsmaschinen, mit Flurplatten und Grätigen, mit Wasser und Öl in Maschinen und Leitungen, mit Reserveteilen und allem sonstigen Zubehör nur rund 22 kg je Wellenpferdestärke beträgt, eine Gewichtsleistung, die uns das Ausland bisher vergeblich nachzumachen bestrebt gewesen ist. Nehmen Sie an, daß die Antriebsanlage Ihres Viertageschiffes mit Rücksicht auf die erwähnten anders gearteten Verhältnisse einerseits durch Herabsetzung der Drehzahl und damit der Kolbengeschwindigkeit, andererseits durch Herabsetzung des mittleren effektiven Drucks und damit der Zylinder- und Getriebebeanspruchung auf das Doppelte des genannten Gewichts, also auf 44 bis 45 kg je Wellenpferdestärke gebracht wird, so haben Sie mit einem Gewichtsaufwand, der noch nicht  $\frac{2}{3}$  desjenigen der „Bremen“ beträgt und der auch gegenüber den von Professor Dr. Bauer entworfenen Dampfanlagen für das Viertageschiff noch eine erhebliche Gewichtsersparnis bedeutet, eine auch in langen Dauerbetrieben durchaus zuverlässige Maschinenanlage, deren Betriebssicherheit Sie unter verhältnismäßig geringem Gewichtsaufwand noch dadurch steigern können, daß Sie auf jede Welle oder auch auf einen Teil der Wellen einen Motor mehr schalten, als Sie im normalen Dauerbetriebe benötigen. Sie können dann unter normalen Verhältnissen stets einen oder einige Motoren in Überholung haben, ohne an Geschwindigkeit zu verlieren, können aber, wenn es z. B. gilt, irgendwie — etwa durch sehr ungünstige Witterungsverhältnisse — entstandene Verzögerungen einzuholen, durch Zuschaltung auch der Reservemotoren vorübergehend eine Rekordleistung aus der Maschinenanlage herausholen.

All das eröffnet meines Erachtens für den dieselmotorischen Antrieb Aussichten, die zum mindesten eingehend durchgeprüft werden müssen, ehe man die endgültige Entscheidung über das System des Schiffsantriebs wird fällen dürfen. Und ich darf die Überzeugung aussprechen, daß der ölmotorische Schiffsantrieb durch schnelllaufende Dieselmotoren für das Viertageschiff nach dem heutigen Stande der verbrennungsmotorischen Entwicklung keine Utopie mehr darstellt, sondern sehr ernstlich mit in Erwägung gezogen zu werden verdient. (Lebhafter Beifall.)

Herr Ministerialrat Geheimer Oberbaurat Grauert (von der Marineleitung), Berlin:

Meine Herren! Herr Professor Dr. Bauer hat in seinem Vortrag den elektrischen Propellerantrieb einer Kritik unterzogen, die nicht unwidersprochen bleiben darf, weil sie sonst gerade in den Kreisen, die diesen Fragen vielleicht etwas ferner stehen, zu einer ganz falschen Beurteilung des Standes dieser Angelegenheit führen kann.

Was mir zunächst in dem Vortrag auffiel, war die Bemerkung, es sei „neuerdings“ von einer elektrischen Propellerübertragung die Rede. Meine Herren, es ist schon sehr lange davon die Rede. Schon vor dem Kriege wurden derartige Antriebe ausgeführt. Es sind heute bereits 800000 WPS in elektrischer Übertragung installiert, davon ungefähr 700000 turboelektrisch, 100000 dieselektrisch.

Wenn die Nachteile, die nach Ansicht von Herrn Professor Dr. Bauer diesem Antrieb anhaften, wirklich vorhanden wären, so müßte davon ja unbedingt etwas in die Öffentlichkeit gedrungen sein. Ich glaube aber gerade daraus, daß über diese elektrischen Antriebe nicht viel gesprochen worden ist, folgern zu können, daß sie sich im großen und ganzen bewährt haben. Herr Dr. Bauer gibt ja auch, teils direkt, teils indirekt, die Gleichwertigkeit des elektrischen Propellerantriebs hinsichtlich Wirtschaftlichkeit, Gewicht, Raumbedarf, Kosten usw. zu. Wo er noch Vorbehalte macht, sind sie derartig formuliert, daß man wohl herauslesen kann, daß auch er an die Forträumung etwaiger Hindernisse glaubt.

Meine Herren! Es dürfte vielleicht ganz interessant sein, zu hören, wie vom Auslande die Aussichten eines turboelektrischen Propellerantriebs für unsere neuesten Schnelldampfer beurteilt werden. Wie mir von einer zuverlässigen, durchaus kompetenten Stelle der AEG. mitgeteilt wird, hat die General Electric Co. in Schenectady auf Grund der Angaben, die ihr Herr Dr. Bauer gelegentlich seines Besuchs in Amerika selbst gemacht hat, errechnet, daß mit einem turboelektrischen Antrieb der „Bremen“ eine Ersparnis an Ölverbrauch von ungefähr 8% zu erzielen sein würde. Ich bin natürlich nicht in der Lage, diese Angabe nachzuprüfen, glaube sie aber als richtig hinnehmen zu dürfen.

Herr Dr. Bauer weist nun aber, nachdem er die ungefähr Gleichwertigkeit des elektrischen Antriebs zugestanden hat, darauf hin, daß sie durch Maßnahmen erreicht wird, die nach seiner Ansicht eine Beeinträchtigung der Betriebssicherheit bedeuten. Er rechnet darunter die höhere Drehzahl der Turbine und die geringere Spaltenweite, wie sie dem Landbetriebe nachgebildet sind, dann die Komplikation in der Schaltung, die Unzahl von Schaltern, Relais, Verblockungen u. dgl., dann die Verwendung von Leichtbau usw. Ich darf vielleicht auf diese Punkte ganz kurz eingehen.

Was zunächst die geringere Betriebssicherheit dieser Turbinen, die den Landturbinen nachgebildet sind, anbetrifft, so glaube ich, daß die Ausführungen von Herrn Dr. Bauer doch nicht ganz zutreffend sind. Er weist darauf hin, daß im Landbetrieb wohl nicht die hohen Anforderungen an Betriebssicherheit gestellt werden wie im Schiffsbetriebe, daß es dort hauptsächlich auf die Wirtschaftlichkeit ankomme.

Meine Herren! Ich glaube kaum, daß der Direktor eines Elektrizitätswerkes sich eine Turbine hinstellen wird, die nicht die allergrößte Betriebssicherheit besitzt, denn die Ersparnisse an Brennstoffen durch die etwas größere Wirtschaftlichkeit würde doch in keiner Weise etwaige Havarien aufwiegen. Ein Schnelldampfer wie die „Bremen“ fährt heute 5 Tage hinüber; in den Betrieben der Landzentralen handelt es sich aber nicht um Betriebszeiten von 5 Tagen, 5 Wochen oder 5 Monaten, sondern darum, daß Turbinen zeitweise ein Jahr und länger ununterbrochen durchlaufen, ohne daß die geringsten Störungen an diesen Turbinen auftreten. Ich meine, daß eine derartige Betriebssicherheit auch wohl für die Schiffsantriebe genügen dürfte.

Dann wird die Kompliziertheit der ganzen Anlage bei elektrischem Antrieb hervorgehoben, in der sich die Bedienungsmannschaft schwer zurechtfinden und an der sie vor allen Dingen auch wohl keine Reparaturen vornehmen könnte. Meine Herren, auch die Antriebsmaschinen der heutigen Großschiffe sind doch recht kompliziert. Wer jemals vor einer modernen Dieselmachine gestanden hat, wird zunächst auch wohl die Empfindung gehabt haben, daß man sich daran nicht so ganz leicht zurechtfinden kann. Es gibt auch im Dampfmaschinenbau Kombinationen, die nicht so ganz einfach sind. Ich möchte nur an eine erinnern,

der auch Herr Dr. Bauer nicht ganz fernsteht, wo man eine Dampfkolbenmaschine mit einer Dampfturbine über ein Rädergetriebe und Vulkangetriebe unter Zwischenschaltung verschiedener miteinander verblockter Ventile usw. zusammengeschaltet hat. (Heiterkeit.) In eine derartige Anlage muß sich das Betriebspersonal doch auch erst hineinfinden. Ich glaube, es ist wohl mehr die Scheu des Maschinenbauers vor den Geheimnissen der Elektrotechnik, die Herrn Dr. Bauer zu einer solchen Auffassung von dem elektrischen Propellerantrieb kommen läßt. (Heiterkeit.) Meine Herren, ich möchte ferner daran erinnern, daß wir in unserer alten Marine U-Boote gehabt haben, die in ihrer letzten Ausführung schon über recht beträchtliche elektrische Leistungen und ziemlich komplizierte Schaltungen verfügten. Diese Anlagen hat unter erheblich schwierigeren Betriebsverhältnissen, nämlich vor dem Feinde, unser vorzügliches Maschinenpersonal restlos und ohne jede Störung gemeistert, und es ist sogar in der Lage gewesen, unter diesen Verhältnissen Reparaturen an der Anlage auszuführen.

Was nun den Leichtbau anbetrifft, so sind das ja Fragen, die das ganze Gebiet des Schiffbaues heute betreffen und an allen Ecken und Enden aufgegriffen werden. Die Elektrotechnik hat ja auch den Leichtbau nicht nur aufgenommen, um Gewichtersparnisse für die Verwendung an Bord von Schiffen herbeizuführen, sondern dieser Leichtbau, die Schweißung von Gehäusen usw., ist ja doch im elektrotechnischen Maschinenbau heute in großem Umfange aus Fabrikationsrücksichten eingeführt, um von den langen Lieferzeiten des Stahlgusses und den dadurch bedingten langen Lieferzeiten für die Maschinen unabhängig zu werden. Daher glaube ich, daß auch auf diesem Gebiete irgendwelche besonderen Schwierigkeiten nicht zu befürchten sind.

Dann ist schließlich noch auf die hohe Spannung einzugehen, die dem Laien immer eine gewisse heilige Scheu einflößt. Es handelt sich hier aber nur um Spannungen von einigen tausend Volt, im Maximum 5000 Volt, die der zünftige Elektrotechniker heute nur noch als Niederspannungen empfindet (Heiterkeit), nachdem man bei Landanlagen dazu übergegangen ist, in der elektrischen Übertragung Spannungen von 200—300000 Volt ohne irgendwelche Schwierigkeiten zu verwenden.

Nicht ganz verständlich ist mir auch eine Bemerkung in dem Vortrag, daß bei dieselektrischem Antrieb die Aussichten immer trüber würden. Ich glaube, daß Sie alle wohl auch den Eindruck gewonnen haben, auch nach den Ausführungen von Herrn Ministerialrat Laudahn, daß gerade bei der Verwendung von Dieselmotoren die Einschaltung einer elektrischen Übertragung besonders gute Aussichten bietet, weil man ja hier an sich dazu gezwungen ist, zu schneller laufenden Motoren überzugehen, die gerade für den elektrischen Antrieb außerordentlich geeignet sind.

Daher glaube ich, daß gerade bei der Verwendung von Dieselmotoren zum Antrieb von Schiffen die elektrische Übertragung eine ganze Menge von Vorteilen bieten wird.

Ich hoffe, Ihnen gezeigt zu haben, daß die Befürchtungen, die Herr Dr. Bauer hinsichtlich des elektrischen Antriebs an Bord von Schiffen hegt, mindestens übertrieben sind, und daß die Schwierigkeiten, soweit sie nicht schon beseitigt sind, sich in Zukunft leicht beseitigen lassen werden. Jedenfalls reichen sie in ihrer Bedeutung nicht an die großen Vorteile der elektrischen Übertragung heran, die ich kurz dahin zusammenfassen möchte, daß sie hinsichtlich ihrer Einfachheit, ihrer Beweglichkeit, ihrer Vielseitigkeit und ihrer räumlichen Unabhängigkeit ein geradezu ideales Übertragungsmittel darstellt.

Meine Herren! Ich bin fest davon überzeugt, daß in absehbarer Zeit auch die Stunde für den elektrischen Propellerantrieb kommen wird. Stellen Sie der Elektrotechnik die Aufgabe, die elektrotechnische Wissenschaft und die elektrotechnische Industrie wird sie meines Erachtens lösen. (Lebhafter Beifall.)

Herr Direktor Dr. Goos, Hamburg:

Meine sehr geehrten Herren! Das von Herrn Dr. Bauer in so dankenswerter und hervorragender Weise behandelte Thema umfaßt ein Problem, mit dem sich alle am nordatlantischen Verkehr beteiligten Reedereien schon von jeher auf das eingehendste beschäftigt haben. Als die Hamburg-Amerika-Linie im Jahre 1910 sich entschloß, Schiffe der „Imperator“-Klasse zu bauen, hat sie ganz eingehende Berechnungen darüber angestellt, ob es vorteilhafter sei, ein schnelleres Schiff als die „Mauretania“ oder ein größeres Schiff als die „Britannic“ zu bauen. Die damals angestellten Rechnungen haben ergeben, daß das schnelle Schiff, das 100-Stundenschiff, wie wir es damals schon bezeichneten, unrentabel war bei den damaligen Passagepreisen und den damaligen Betriebsverhältnissen. Eine Erhöhung der Geschwindigkeit nur etwas über die der „Mauretania“ hinaus schien uns zwecklos zu sein. Deswegen haben wir damals die Schiffe als Fünftageüberfahrtschiffe gebaut, aber dafür als größte und luxuriöseste Schiffe der Welt, von denen die Engländer behaupteten, daß sie es heute noch wären.

Heute haben sich die Verhältnisse auf dem Nordatlantik geändert, und ich bin auch mit Herrn Dr. Bauer der Meinung, daß das 34-Meilen-schiff — unter diese Geschwindigkeit würde ich nicht gehen; Herr Dr. Bauer hat  $32\frac{1}{2}$  Seemeilen angegeben — in absehbarer Zeit kommen wird. Wir haben damals schon immer unsere Rechnungen auf 34 Seemeilen Geschwindigkeit basiert, um sicher zu sein, daß wir auch gegebenenfalls bei schlechtem Wetter den Hafen in der angegebenen Zeit erreichen können.

Meine Herren! Wenn man heute den Bau eines solchen Schiffes in Betracht zieht — ich sage nicht „wir“, sondern „man“ (Heiterkeit) —, so ist ja zuzugeben, daß die Rentabilität eines solchen Schiffes in erster Linie mit von der Maschinenanlage abhängig ist. Und da muß ich sagen, ich bin mit Herrn Dr. Bauer der Meinung, — er hat sich zwar nicht so ganz klar ausgesprochen —, daß für ein solches Schiff der Dieselmotor nicht in Frage kommen kann. Meine Herren, wir haben 35 Dieselmotorschiffe laufen. Alle Systeme sind auf diesen Schiffen vertreten, man kann mir also wohl einige Erfahrung im Dieselmotorbetrieb zutrauen. Ich glaube, daß für ein solches Schiff, wie es hier in Frage kommt — das heißt für ein Schnellschiff, das ohne längere Liegezeit von Hamburg, will ich sagen, nach New York fahren soll, nach meinem Dafürhalten die Betriebssicherheit einer Dieselmotoranlage nicht ausreichen würde. Auch wäre die Lösung der Geräusch- und Vibrationsprobleme zu schwierig. Das haben wir schon an den beiden Schiffen mit schnellaufenden, doppeltwirkenden Zweitakt-Dieselmotoren, die wir in Betrieb haben, gesehen. Es sind doch bei 13000 WPS auf diesen Schiffen schon Vibrationen und Geräusche aufgetreten,

die man nicht so ohne weiteres beherrscht und die auf einem Fahrgastschiff doch außerordentlich un-  
bequem sind.

Von der elektrischen Übertragung will ich gar nicht reden. (Heiterkeit.) Sie kommt nach meinem  
Dafürhalten für den Nordatlantik gar nicht in Frage. (Heiterkeit.) In der Handelsschiffahrt hat man  
sie auch bisher nur in einigen wenigen Fällen angewendet, bei denen ganz bestimmte Betriebsbedingungen  
vorlagen. Diese liegen auf dem Nordatlantik nicht vor, infolgedessen braucht man sich hier auch mit  
dieser Frage nicht zu befassen.

Meine Herren! Wenn man das Vorgesagte alles berücksichtigt, so bleibt nach meinem Dafürhalten  
nur die Anwendung von Hochdruckdampf von 125 bis 150 Atmosphären Spannung und 425 Grad Tem-  
peratur mit Getriebeturbinen übrig. Daß die Anlage leicht, aber unter Berücksichtigung jeder Betriebs-  
sicherheit gebaut werden muß, darüber sind wir uns ja alle einig. Wir haben ja auch schon aus den Aus-  
führungen von Herrn Dr. Kempf gesehen, wie wichtig es ist, daß man auch im Handelsschiffsbau jedes  
Gramm — aber ich will nicht ganz so weit gehen —, jedes Kilogramm (Heiterkeit) Gewicht bei solchen  
Schiffen spart.

Meine Herren! Wir haben auch vorhin aus der Tabelle, die uns Herr Dr. Mohr gezeigt hat, gesehen,  
daß die Steigerung des Druckes von ungefähr 40 auf 125 Atmosphären theoretisch nur einen Gewinn von  
10% an Brennstoff ergibt. Aber hier kommt es in der Hauptsache auf die Verringerung der Gewichts-  
und Raumbeanspruchung an. Ich bin der Ansicht, daß bei passender Wahl der Kesselgröße, der Propeller-  
drehzahl und Turbinenunterteilung auf vier Wellen ein Gewicht von höchstens 50 kg für die Wellenpferde-  
stärke, alles eingeschlossen, zu erreichen sein müßte. Ich denke mir die Anlage so, daß die Hochdruck-  
turbinen mit 60% der Vorwärtsleistung auf den Mittelwellen arbeiten, die Niederdruckturbinen mit 40%  
auf den Seitenwellen, und die Rückwärtsturbinen würde ich nur auf den Mittelwellen mit 40% der Vor-  
wärtsleistung vorschlagen. Die Hilfsmaschinen für maschinelle Zwecke würde ich turbo angetrieben  
nehmen, für alle anderen Zwecke elektrisch angetriebene. Erzeugung der elektrischen Energie durch Vier-  
takt-Dieseldynamos, Speisewasservorwärmung natürlich durch Ab- und Anzapfdampf bis zur Kessel-  
wassertemperatur, Vorwärmung der Verbrennungsluft bis nahe an die Abgastemperatur.

Dann zu dem von Herrn Dr. Bauer angegebenen Ölverbrauch! Ich habe 350 g für die Wellenpferdestärke  
und Stunde herausgerechnet aus der Heizfläche, deren Belastung und der angegebenen Leistung. Es  
soll etwas weniger gewesen sein, aber es ist nichts über den Hafenverbrauch gesagt und dieser ist nach  
meinen Erfahrungen immer ein dunkler Punkt in diesen Verbräuchen. (Heiterkeit.) Aber mir scheinen  
diese 350 g pro Wellenpferdestärke und Stunde zu hoch, denn schon J. Johnson gibt in seinem Vortrag  
vor der Institution of Naval Architects an, daß man auf dem Schiff der Canadian Pacific, Duchess of Bed-  
ford, 284 g, alles eingeschlossen, erreicht hat. Dr. Meijer von der Holland-Amerika-Linie hat für „D. Sta-  
tendam“ 290 g angegeben. Ich war mit auf der Probefahrt und kann sagen, daß die Messungen genau  
gemacht worden sind. Also danach ist ein Brennstoffverbrauch von 350 g heute nicht mehr zeitgemäß,  
man müßte bei der neuen Anlage, wie ich sie vorhin angegeben habe, auf einen Brennstoffverbrauch von  
250 g pro Wellenpferdestärke kommen.

Unter diesen Umständen ist es auch nicht mehr nötig, in einem Zwischenhafen zu bunkern, wie es  
Herr Dr. Bauer vorgeschlagen hat. Das kann man nicht machen und ich halte es nicht für zulässig. Die  
Bunker müssen so bemessen sein, daß sie das Heizöl mindestens für  $\frac{3}{4}$  der Rundreise, also von New York  
nach Hamburg und halbwegs wieder zurück, fassen, und das Dieselöl muß für die ganze Rundreise in  
New York genommen werden.

Ein heikler Punkt ist immer die Stabilität einige Tage vor Ankunft in New York. Die Ölentnahme aus  
den Tanks muß man daher auch anders machen als bisher, die Tanks sind nicht ohne weiteres leer zu pumpen,  
sondern das Öl wird von oben allmählich durch von unten eintretendes Seewasser herausgedrückt, so daß  
die Tanks immer voll sind. Hin- und herpendelnde freie Wasser- oder Öloberflächen darf es bei einem  
solchen Schiff nicht geben, die haben uns schon beim „Imperator“ zu viel zu schaffen gemacht.

Meine Herren! Sie werden vielleicht sagen, für eine solche Anlage sei die Zeit noch nicht reif. Aber  
demgegenüber möchte ich doch sagen, daß es auch nicht angenehm ist, wenn man sieht, daß, wenn  
Schiffe in Dienst gestellt werden, die eingebaute Maschinenanlage veraltet ist, wie es uns seinerzeit  
bei den Schiffen der „Imperator“-klasse ergangen ist. Ich möchte hier sagen, daß es gewiß für  
den genialen technischen Weitblick unseres damaligen großen Führers, Albert Ballin, zeugt, wenn  
er die bereits fertiggestellten Turbinen für das dritte Schiff verschrotten wollte, um Getriebe-  
turbinen einzubauen. Aber für Getriebeturbinen solcher Leistungen war die damalige Zeit auch noch  
nicht reif.

Meine Herren! Ich glaube sicher, daß für eine solche Hochdruckdampfanlage noch die eine oder andere  
Frage — ich denke hier besonders an die Materialfrage —, zu lösen sein wird. (Heiterkeit.) Aber wenn  
man bedenkt, daß heute schon in den elektrischen Zentralen viele Anlagen mit 100 Atmosphären und  
darüber arbeiten und ein einziger Kessel mit diesem Druck und 300 t Dampfleistung die Stunde — auf-  
gestellt wird, dann muß man sich doch überlegen, ob nicht auch eine solche Anlage betriebssicher in ein  
Handelsschiff eingebaut werden kann.

Meine Herren! Ich glaube, wir können dies um so eher tun, als gerade die deutschen Schiffsingenieure  
für ihren Beruf dank den Bemühungen des Reichsprüfungsinspektors Dr. Jahn besser oder mindestens  
ebensogut ausgebildet werden wie die in irgendeinem anderen Lande der Welt. (Sehr richtig! und leb-  
hafter Beifall.)

Herr Ingenieur Judaschke, Hamburg:

Es ist eine durchaus glückliche Methode, daß, wie Dr. Kempf es tut, sich bei der Formgebung für  
Schnelldampfer auf die Ergebnisse der Modellversuche im Schlepptank zu stützen. Der Vortragende  
hat schon beleuchtet, wie außerordentlich schwer es ist, vom naturgroßen Schiff und von der Wirklichkeit  
her, einwandfreie Leistungsergebnisse zu erhalten. Und doch möchte ich betonen, immer wieder zu ver-

suchen, das Schiff mit seinen See-Eigenschaften kennen zu lernen, um auch von diesen Erkenntnissen her entwicklungsmäßig die Form zu bessern.

Dem Versuchsmodell fehlt die Ähnlichkeit in bezug auf die Verteilung der Massen im Schiff selbst und damit das richtige Verhältnis zu den Schwingungseigenschaften zum naturgroßen Schiff. Zum anderen kann im Versuchstank wohl geprüft werden, wie bei gleichmäßiger Dünung das Modell sich beim Gegenanschleppen verhält, nicht aber kann gezeigt werden, wie sich der Einfluß bei Wind und Wetter auf divergierenden Kursen bemerkbar macht.

Als Schiffbauer steht man dauernd in Gefahr, vom Konstruktionstisch und von theoretischen Erwägungen, also vom stillen Wasser, vom ruhenden Baugrund und damit vom schwingungslosen Schiff — so wie es sich im Hafengebilde zeigt — her auszugehen, nicht aber von der bewegten See. Darum sollte man auch einmal hinaus, um im eigenen Erleben der Naturgewalten, die Eigenschaften des Schiffes zu studieren. Auch von hier aus muß immer wieder versucht werden, ein Abhängigkeitsverhältnis zur Form zu gewinnen, um es mit der modelltheoretischen Erkenntnis in Einklang bringen zu können.

Aus den vorgelegten Projekten geht hervor, daß Schnelldampfer, die über kleine Verhältnisse hinausgewachsen sind, nicht zu schmal zu bauen sind, sie müssen aber außerdem an den Enden nicht nur scharf, sondern auch leicht sein, um Massenbeschleunigungen zu vermeiden. In diesem Zusammenhang komme ich auf die Festigkeitsfrage. Es ist betont, daß das Schiffsgewicht noch weiter heruntersetzt werden muß, um eine Basis für die Konstruktion des Viertageschiffes zu erhalten. Ich glaube, daß das möglich ist. Es muß aber der Modellwissenschaftler mit dem Eisenkonstrukteur noch mehr als bisher zusammenarbeiten, damit u. a. die Anschwellungen und Durchbrüche der Antriebswellen nicht etwa nur nach ihrer schwingungsdämpfenden Eigenschaft geformt, sondern auch nach ihrer konstruktionstechnischen Seite als Teile eines Trägers besser in den ganzen Schiffsverband eingegliedert werden können. Gerade die schnellen Mehrschraubenschiffe stehen in Gefahr, durch die langen Unterbrechungen der Außenhaut an exponierten Teilen im Hinterschiff an Stegfestigkeit und damit auch an Homogenität des Verbandes zu verlieren, so daß die hier gelagerten und arbeitenden Massen des Schiffsantriebes unliebsame Schwingungserscheinungen hervorrufen, die nicht nur die Nietverbände lockern, sondern das Arbeiten der Maschinen beeinträchtigen.

Ich möchte daher den Wunsch aussprechen, daß man dem Gedanken noch mehr Raum gibt, das Erfahrungsgebiet des Schiffbauers durch bordliche Studien auf sturmbewegter See zu erweitern. Dankend gedenke ich der Hamburg-Amerika-Linie, die mir eine derartige Studienfahrt ermöglichte. Ich gebe der Hoffnung Ausdruck, daß durch eine derartig erweiterte Praxis des Schiffbauingenieurs eine Verbesserung in der Verteilung der Konstruktionseinheiten, die gleichzeitig gewichtsvermindernd sind, herbeigeführt wird.

Herr Direktor Koch, Bremen:

Meine Herren! In dem für mich sehr interessanten Vortrag des Herrn Prof. Dr. Bauer sind Mittel und Wege angegeben worden, die dem Ingenieur zur Verfügung stehen, wenn er vor die Aufgabe gestellt würde, noch schnellere Schiffe zu bauen als die beiden Großneubauten des Norddeutschen Lloyd, die Schnelldampfer „Bremen“ und „Europa“ es sind bzw. sein werden.

Gestatten Sie auch mir, hierzu einige Bemerkungen vielleicht etwas praktischer und nicht immer rein technischer Art zu machen!

Bezüglich der Antriebsart habe ich Herrn Dr. Bauer so verstanden, daß auch heute noch verantwortliche Männer aus Schifffahrts- und Reedereikreisen den Getriebeturbinen als Antriebsmaschinen für Schnelldampfer den Vorzug geben dürften, wie auch wir das vor drei Jahren bei der Auftragserteilung unserer beiden Großneubauten getan haben.

Was weiter die Frage der Verwendung höherer Kesseldrucke anbetrifft, so wird es meines Erachtens länger als zwei bis drei Jahre dauern, bevor der Hochdruckdampf eine allgemeinere Verwendung auf Schiffen, insbesondere auf Schnelldampfern, finden kann, weil die Forderung nach Betriebssicherheit noch lange nicht genügend erfüllt ist und der Wunsch nach einer etwas größeren Wirtschaftlichkeit bei so kostbaren Schiffen wie es große Schnelldampfer sind, erst in zweiter Linie berücksichtigt werden darf. Wir haben Bedenken gegen eine verfrühte Verwendung von zu hoch gespanntem und zu hoch überhitztem Dampf auf Grund dessen, was uns aus Landbetrieben hierüber bekannt geworden ist, da das Material noch weit größerer Vervollkommnung bedarf, bevor der Hochdruckdampf eine allgemeinere Verwendung im Schiffsbetriebe finden dürfte.

Man wird natürlich in absehbarer Zeit mit der Inauftraggabe neuer Schnelldampfer für den Weltverkehr über den Atlantic rechnen dürfen. Aber es wird für etwaige Bauaufträge doch stark mitbestimmend sein, wie weit für solche Schiffe eine Gesamtrentabilität herausgerechnet werden kann. Wenn man sich vor Augen führt, daß zwischen dem Erscheinen der „Mauretania“ und der Indienstellung unseres Schnelldampfers „Bremen“ etwa 18 Jahre verfloßen sind, so ist dieser Umstand natürlich zum Teil dem Weltkrieg zuzuschreiben. Es dürfte aber vielleicht auch nicht ganz unzutreffend sein, daß sich das erfreulicherweise große Interesse für die „Bremen“ mit aus der Tatsache erklärt, daß eben ein verhältnismäßig großer Zeitraum bis zum Erscheinen einer Konkurrentin für die schnelle „Mauretania“ gelegen hat. Man wird wohl nicht damit rechnen können, daß die Welt in Kürze das Erscheinen einer ganzen Reihe von neuen Schnelldampfern erleben wird; dafür sind diese Schiffe zu kostspielig, denn ihre Rentabilität wird ausschlaggebend beeinflußt durch den Prozentsatz der Besetzung durch Fahrgäste, mit welchem man eben rechnen zu dürfen glaubt. Hier lassen sich leider nicht sichere Unterlagen aufstellen. Schon wenige Prozente Unterschied in der Besetzungsziffer werden bei so teuren Bauobjekten die Rentabilität außerordentlich beeinflussen. Dieses werden wir möglicherweise im nächsten Jahr nach der Indienstellung der „Europa“, wo wir dann Fahrgäste für zwei Schnelldampfer buchen sollen, in unserem eigenen Unternehmen erfahren müssen.

Weiter hängt die Rentabilität natürlich in hohem Maße von der Höhe der Brennstoffkosten ab. Auch hier spreche ich mehr vom Standpunkte des Reeders als von dem des Technikers, denn es lassen sich

einigermaßen sichere Unterlagen wohl bezüglich des Quantums, nicht aber bezüglich der wirklichen Kosten kalkulieren, da weder Reeder noch Schiffbauer Einfluß auf die Weltölpreise haben.

Legt man z. B. die Ölverbrauchsziffern der „Bremen“ einer Kalkulation zugrunde, so wird man für das von Herrn Dr. Bauer gewählte 31,5-Meilen-Vergleichsschiff, das 100 Stunden zwischen Cherbourg und New York unterwegs sein soll, mit einem Gesamtölverbrauch für eine Hin- und Rückreise von etwa 12000 t rechnen müssen, während beispielsweise der Schnelldampfer „Bremen“ für seine praktisch rund 14 Stunden längere Reisezeit unter gleichen Verhältnissen 10000 t Heizöl benötigen. 12000 t Heizöl kosten heute rund 350000 Mk., was bei 18 bis 20 möglichen Reisen des schnelleren Schiffes im Jahre nahezu den Betrag von 7 Millionen ausmacht. Vergewenwärtigt man sich aber, daß die Ölpreise in den letzten vier Jahren Schwankungen bis zu 70% erlitten haben, so würde allein das Brennstoffkostenrisiko bei diesen tatsächlich dagewesenen Unterschieden für ein solches Projektschiff von 31,5 Meilen bis zu 5 Millionen jährlich betragen können. Die Frage der Rentabilität schneller Schiffe, von der Herr Dr. Bauer gesprochen hat, ist daher außerordentlich schwer vorauszusagen.

Meine Herren! Gestatten Sie mir nun noch einige Worte über die Ausführungen des Herrn Prof. Dr. Bauer, soweit sie die „Bremen“ betreffen. Herr Dr. Bauer hat gesagt, daß die „Bremen“ die in bezug auf Geschwindigkeit in das Schiff gesetzten Erwartungen erheblich übertroffen habe. Ich nehme an, daß — Herr Dr. Bauer ist leider nicht anwesend — sich diese Bemerkung mehr auf die Erwartungen der außenstehenden Kreise beziehen soll (Heiterkeit), denn dem Norddeutschen Lloyd und der Deschimag war es doch wohl von Anfang gewiß, daß die verlangte Dienstgeschwindigkeit des Schiffes von  $26\frac{1}{4}$  Seemeilen pro Stunde unter günstigen Bedingungen eine erheblich größere sein würde, denn, meine Herren, in der Seefahrt hat es immer geheißen: und heißt es auch heute noch „Wind und Wetter vorbehalten!“ Wenn man auch bemüht ist, sich mit großen, schnellen Schiffen von dieser durch die Elemente bedingten Behinderung nach Möglichkeit frei zu machen, so kann man dies natürlich nur versuchen durch ein geeignetes Schiff und durch eine große Kraftreserve. Mit dem geeigneten Schiff meine ich einen starken, nach so günstigen Linien gebauten Schiffskörper, daß derselbe ohne übermäßige Leistungsvermehrung eine größere Schnelligkeit als die für einen Fahrplan aufgestellte Dienstgeschwindigkeit annehmen kann, wenn die Antriebskräfte dazu vorhanden sind. Die erforderliche Kraftreserve erhält man nicht nur durch eine reichlich bemessene Kesselanlage, sondern auch im Zusammenhang damit durch eine geeignete Antriebsmaschinenanlage.

Die von uns bei der Inauftraggabe des Schiffes geforderten Belastungszahlen für die Kessel waren so gering, daß die für die Dienstgeschwindigkeit erforderliche Dampfmenge stets mit niedriger Beanspruchung, auch bei Ausfall mehrerer Kessel, geliefert werden kann. Diese reederseitig aufgestellte Forderung ist notwendig gewesen, damit auch nach längerem schweren Unwetter, bei welchem doch eine Fahrtverminderung eintreten muß, das Schiff die verlorene Zeit wieder aufholen kann. Gerade bei Getriebe- und Turbinenanlagen ist dieses ohne weiteres durch Erhöhung der Drehzahl möglich, denn diese kann man bekanntlich unbedenklich steigern, wenn man innerhalb der durch den Schnellschluß bedingten Drehzahl bleibt.

Die Forderung nach Erhöhung der Drehzahl kann ebenfalls kommen, wenn in etwaigen Havariefällen die eine oder die andere Turbine des Schiffes ausfallen sollte. Tritt ein solcher Havariefall ein, wie dies z. B. auf der dritten Rückreise des Dampfers „Bremen“ passierte — es war an dem Drucklager einer Hochdruckturbine eine kleine Störung eingetreten —, so ist man alsdann durch Erhöhung der Drehzahl der intakten Turbinensätze in der Lage, die Dienstgeschwindigkeit einzuhalten.

Meine Herren! Ich habe zu den Ausführungen von Herrn Prof. Dr. Bauer Stellung genommen vom Standpunkte des Reedereivertreters aus, und zwar insbesondere meiner Reederei, des Norddeutschen Lloyd, die aus den Händen der „Deschimag“ die „Bremen“ empfangen hat, für welche Herr Dr. Bauer die Maschinenanlage konstruierte. Herr Dr. Bauer ist leider heute nicht anwesend. Es ist mir jedoch eine besondere Ehrenpflicht, auch von dieser Stelle aus Herrn Dr. Bauer nochmals nicht nur den Dank des Norddeutschen Lloyd, sondern auch den meinigen und den meiner Mitarbeiter auszusprechen dafür, daß Herr Dr. Bauer von seiner Seite aus alles getan hat, um die Kessel- und Maschinenanlagen des Dampfers „Bremen“ zu einer hohen Stufe der Vollendung und Betriebssicherheit zu bringen. (Lebhafter Beifall.)

Herr Studien- und Baurat Dr. Dahlmann, Hamburg:

Meine Herren! Ich möchte mir erlauben, zu der Frage des elektrischen Antriebes eine kurze Bemerkung schiffbaulicher Natur zu machen. Die Unabhängigkeit der Primäranlage von der Propellerwelle ermöglicht die Anordnung zweier Turbogeneratoren in einem längsschiff schwingenden Pendelrahmen. Damit ist der für eine Kreiselwirkung der Turbosätze notwendige dritte Freiheitsgrad geschaffen und eine Stabilisierung des Schiffes gegen Querneigung erreichbar. Wenn auch wenig bekannt und meines Wissens noch nicht diskutiert, ist diese Idee der Stabilisierung nicht neu. Herr Dr. Gimbel (Hamburg) hat sie bereits 1911 in seiner Karlsruher Dissertation eingehend behandelt. Der Vorteil der Turbogeneratoren als Kreisel besteht darin, daß keine besonderen bewegten Massen notwendig sind und keine Regulierungen zur Erreichung einer gewünschten Resonanz der Dämpfung bei verschiedenen Belastungen des Schiffes. Die Kreiselwirkung wird vielmehr von der Antriebsanlage als Beigabe gewonnen. Die Schwierigkeiten der praktischen Durchführung dieser Idee sind mir wohl bekannt. Sie liegen in erster Linie in der Dampfführung und in Festigkeitsfragen bezüglich der konzentrierten großen Kräfte, die von den Kreiseln auf den Schiffskörper übertragen werden müssen.

Auf diese Schwierigkeiten möchte ich in diesem Zusammenhang nicht näher eingehen, nur darauf hinweisen, daß diese Möglichkeit der Stabilisierung bei der Beurteilung des elektrischen Antriebs zu berücksichtigen ist. Der großen praktischen Bedeutung des Stabilisierungsproblems bei Fahrgastschiffen gegenüber spielen z. B. die im Vortrag erwähnten Umsetzungsverluste meines Erachtens bei der Beurteilung der Gesamtrentabilität keine entscheidende Rolle. Allerdings wäre noch klarzustellen, wieweit mit den durch die Turbogeneratoren erreichten Schwungmomenten eine Stabilisierung erreichbar ist. Es wäre daher zu begrüßen, wenn hierzu Modellversuche ermöglicht werden könnten. (Lebhafter Beifall.)



Herr Professor Dr. G. Bauer (Schlußwort) [schriftlich eingereicht]:

Für die freundlichen Worte, welche die Herren Diskussionsredner meinem Vortrag gewidmet haben, möchte ich den aufrichtigen Dank aussprechen. Welchen Weg die Entwicklung des Schnelldampferproblems einschlagen wird, ist der Zukunft vorbehalten; wenn ich hieran einen Wunsch und eine Hoffnung knüpfen soll, so ist es die, daß an der zukünftigen Lösung dieses Problems unser Vaterland durch den Wagemut der Reeder und die Leistungsfähigkeit der Werften in weitem Umfang beteiligt sein mögen.

Vorsitzender Herr Ministerialdirektor Dr.-Ing. e. h. Presze:

Herrn Prof. Dr. Bauer müssen wir es ja überlassen, sich schriftlich zu den Erörterungen zu äußern.

Ich frage Herrn Dr. Kempf, ob er noch das Schlußwort wünscht. (Herr Dr. Kempf: Verzichte!) — Er verzichtet.

Meine Herren! Die „Bremen“ ist eine Weltleistung. Wer das Glück gehabt hat, wie es mir zuteil wurde, an der Probefahrt teilzunehmen, der versteht vollkommen die anerkennenden Worte, die bereits Herr Dr. Koch Herr Prof. Dr. Bauer ausgesprochen hat. Ich habe diesen nichts hinzuzufügen, möchte aber darauf hinweisen, daß es von einer außerordentlichen Energie zeugt, wenn jetzt schon, wo das erste Schiff kaum im Dienst ist, das zweite noch nicht einmal die Fahrt aufgenommen hat, das Viertageschiff nicht nur erörtert, sondern eingehend durchprojektiert wird. Ich möchte beiden Herren, Herrn Dr. Kempf, sowohl, der ja die wissenschaftlichen schiffbaulichen Unterlagen für derartige Konstruktionen gibt, wie im besondern Herrn Prof. Dr. Bauer wünschen, daß dieses Viertageschiff möglichst bald in der Praxis erscheint, möge es nun reinen Turbinenantrieb, möge es reinen Dieselantrieb oder möge es schließlich dieselelektrischen Antrieb erhalten. (Lebhafter Beifall.)

## X. Die hydrodynamische Arbeitsübertragung, insbesondere durch Transformatoren, ein Rückblick und Ausblick.

Von Professor Dr. H. Föttinger, Berlin.

Heute vor 20 Jahren habe ich Ihnen als Oberingenieur der damaligen „Vulcan-Werft“ über die ersten Versuche berichtet, mit Hilfe einer neuen Kraftübertragung auf kurze Entfernung den direkten Schiffsantrieb durch den indirekten zu ersetzen; auch auf die allgemeinere Verwendbarkeit der Übertragung wurde damals hingewiesen.

Inzwischen sind Schiffs- und Landanlagen mit weit über 1 Million Pferdestärken mit derartigen „Turbotransformatoren“ in Bau und Betrieb gekommen, es sind Wirkungsgrade erzielt, die wohl für immer die Scheitelwerte des im Turbinenbau Erreichbaren darstellen werden, und es sind neue Möglichkeiten für den Maschinenbetrieb geschaffen, mit Mitteln, deren Einfachheit und Betriebssicherheit wohl kaum zu übertreffen sein wird.

Über einzelne Anwendungsformen ist Ihnen in dankenswerter Weise in vier Vorträgen von Dr. Bauer<sup>1</sup> berichtet worden, während die Großanlagen der Deutschen Marine wegen der früheren Geheimhaltungsvorschriften bisher unerörtert geblieben sind. Seit 1 $\frac{1}{2}$  Jahren sind meine Urpatente und die darauf begründeten Bindungen und Monopole abgelaufen, so daß die Eigenschaften dieser Übertragung heute rein sachlich beurteilt und ausgenützt werden können.

An diesem Wendepunkt der Entwicklung sei es mir vergönnt, Ihnen eine Zusammenfassung der Entstehung, Eigenschaften, Anwendungen und Fortbildungen der hydrodynamischen Arbeitsübertragung zu geben, unter Berücksichtigung nicht nur der Umgestaltungen der Anlagen, sondern auch des Wesens der Getriebe selbst. Eine besondere Freude ist es mir, auch hier meiner jüngeren Mitarbeiter und zahlreichen Förderer dankend gedenken zu dürfen, in deren Kreise zu wirken mir lange Jahre vergönnt war.

### Entstehung.

Als um das Jahr 1902 die Schwierigkeiten des direkten Schiffsturbinenantriebs anfangen erkannt zu werden, versuchte der Vortragende zunächst

<sup>1</sup> Siehe Literaturangabe 17—20 am Schluß des Vortrags S. 212. Die betr. Hinweise folgen weiterhin abgekürzt in der Form: (Lit. . . .).

den Entwurf neuer Dampfturbinen mit verringerter Drehzahl, Gleichdrucktrommeln, Labyrinthdichtungen zwischen den Leit- und Laufkränzen und kolbenlosem Axialdruckausgleich des Mitteldruck- gegen den Niederdruckteil. Wenn auch ein nach diesem System für 600 PS gebauter Vorläufer der späteren Melms-Pfenninger-Turbine recht günstige Resultate ergab, so suchte der Vortragende die endgültige Lösung doch bald in Richtung der Überbrückung der ungeheuren Kluft zwischen den günstigsten Turbinen- und Schraubendrehzahlen durch Hochleistungsgetriebe.

Ernstlich Geeignetes war aber 1903 nicht vorhanden. Die De-Laval-Zahnräder waren bis 500 PS entwickelt, höhere Ritzelleistungen wurden gerade von den Herstellern für unmöglich erklärt. Tatsächlich sind Hochleistungsräder in Deutschland erst 15 Jahre später durch Blohm & Voss betriebssicher geschaffen worden.

Die bei Aufzügen, Kränen und Pressen bekannte hydraulische Übertragung mit ihren hohen Kolbendrücken lieferte für Großübertragungen ein ebenso abschreckendes Beispiel wie die Druckluftübertragung.

Am nächsten lag dem Vortragenden, als früheren Elektroingenieur, eine Neugestaltung der elektrischen Übertragung, die zwar in ihrer typischen Form zu schwer und teuer, aber für Höchstleistung und Umsteuerung allein geeignet war: Dynamo und Motor sollten gleichachsiger zu einer Differentialmaschine (Abb. 1) vereinigt, das primäre Drehmoment ohne Umformung, lediglich durch unmittelbaren magnetischen Zug, auf den Motoranker übertragen und nur die der Differenzdrehzahl  $n_1 - n_2$  entsprechende kleinere Leistung sollte der doppelten Umformung mechanisch—elektrisch—mechanisch unterworfen werden. Der Wirkungsgrad ist nicht unerheblich größer als beim üblichen System; Gewicht und Kosten sind durch Wegfall schwerer Teile stark verringert.

Der Anblick der relativen Größe eines Schleuderpumpenrades und des zugehörigen Elektromotors führte aber bald auf die Idee, die Differentialdynamo ins Hydrodynamische zu übersetzen, d. h. primäre, sekundäre und gegebenenfalls stillstehende Turbinenräder zu einem enggeschlossenen, wirbelringartigen Kreislauf organisch zusammenzufügen unter Beseitigung aller Spiralgehäuse, Krümmer und Rohre samt ihren unmittelbaren und mittelbaren Verlusten. So entstand 1903 das Grundschema des „Turbotransformators“ (Abb. 2).

Diese Differentialturbine bot die Aussicht auf Bewältigung unbegrenzter Maschinenleistungen mit einfachsten, rohesten und daher für Schiffs-, Lokomotiv- und Walzwerkbetrieb geeignetsten Mitteln, die Aussicht auf höchste Betriebssicherheit, Elastizität, Raum- und Gewichtersparnis, leichte Umsteuerbarkeit und stärkste Verringerung der bei gewöhnlichen Schleuderpumpen und Turbinen unvermeidbaren Verluste.

Nachdem die Gestaltung der Typen für Untersetzung, Umsteuerung, Drehzahlregelung, reine Schaltkupplung und deren Vereinigungen gefunden war, folgte 1905/6 die Klarlegung der wesentlichen Züge der Theorie, der Be-

rechnungsmethoden und Größenverhältnisse. Die zu verwendenden Räderformen wichen vielfach vom üblichen ab. Eine physikalisch-kritisch eingestellte „Strömungslehre“ im Sinne unserer heutigen Vorlesungen gab es damals nicht; die Ideen der Nichtumkehrbarkeit und der Labilität der Strömungen in Diffusoren, die grundlegende Gestaltungsvorschrift einer „absolut konvergenten“, ständig beschleunigten Relativströmung waren weiteren Kreisen noch unbekannt. Dies und alles übrige mußte zunächst in jahrelanger Privatarbeit kritisch aufgebaut und ausgewählt werden.

Auf Grund einer Denkschrift betraute mich die Direktion des Stettiner „Vulcan“ 1907 mit dem Bau eines 100-PS-Versuchsmodells für eine Untersetzung von  $^{1000}/_{225}$  U/min = 4,45 : 1. (Lit. 3 S. 157.)

Die berechnete Leistung wurde 1908 bis auf wenige Prozente sofort erreicht, der erwartete Wirkungsgrad von 82% sofort überschritten, ohne Turbinen-

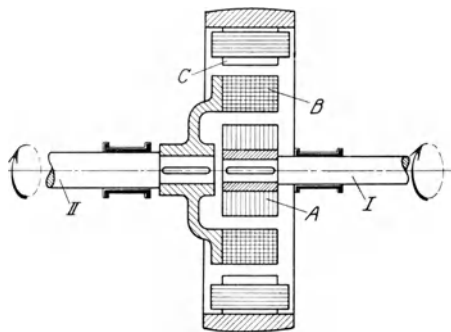


Abb. 1. Differentialdynamo.  
I Primärwelle, II Sekundärwelle,  
A Dynamoanker, B Motoranker,  
C festes Magnetgestell.

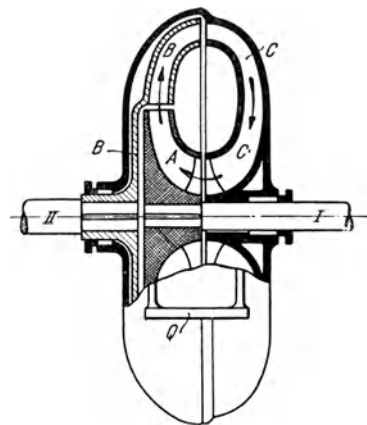


Abb. 2. Grundschemata des Turbotransformators.  
I Primärwelle, II Sekundärwelle, A Primär-  
rad, B Sekundärrad, C festes Leitrad, zu-  
gleich Gehäuse.

versuchsanstalt und ohne Abänderung der Schaufelung. Ich erwähne dies, weil vielfach die Ansicht herrscht, daß Neuerungen im Turbinenbau ohne Modellversuchsanstalt unmöglich seien. Der einzige Führer war eine gesunde, kritisch verarbeitete Theorie der zweidimensionalen Strömung, die von den Ansätzen von Pfarr, Prasil, Lorenz-Bauersfeld und v. Mises dasjenige übernahm und umgestaltete, was für die neuen Formen geeignet schien.

Das Getriebe manövrierte so zuverlässig, daß man beschloß, die Konstruktionsleistung von 100 auf 500 PS (das Fünffache!) durch Drehzahlsteigerung um 75% zu erhöhen und ein Schiff heranzubauen, den Vulcantender „Föttinger-Transformator“, das erste Schiff mit untersetzter Dampfturbine (1909).

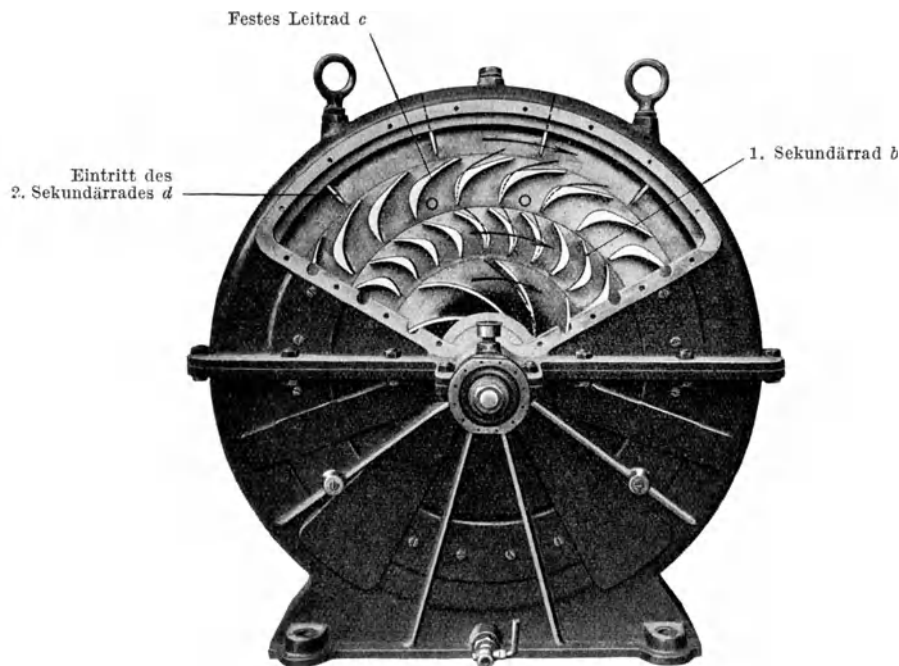
1910 wurden ferner an der nur aus Primär- und Sekundärrad bestehenden „Transformatorkupplung“ 1:1 die heutigen Scheitelwirkungsgrade von 95—98% nachgewiesen, allerdings bei erheblich kleinerer Leistungsaufnahme, als vorausberechnet. Die starke Abweichung führte den Vortragenden zu dem Schlusse, daß in dieser äußerlich einfachsten Form der hydrodynamischen

Arbeitsübertragung eine bisher unbekannte Strömungserscheinung auftreten müsse. An der Danziger Hochschule vorgenommene Versuche bestätigten dies und führten auf zwei grundlegende Fortschritte der Strömungslehre, die Theorie der „Relativwirbelung“, die 1918 von meinem früheren Mitarbeiter Kucharski in einer ausgezeichneten Studie (Lit. 22 S. 66 ff.) auch analytisch geklärt wurde, und die rechnerische Feststellung des Phänomens der „Überturbulenz“, das neuerdings in unserem Berliner Institut an rotierenden Rohren zahlenmäßig untersucht worden ist.

1910 folgte auch die erste Bestellung eines 150-PS-Getriebes für das englische Sauggasschiff „Holzapfel I“, während die Turbokupplung trotz Klärlegung ihres extremen Wirkungsgrades und des Mittels zur Erhöhung ihrer Leistungskonstanten leider fast 14 Jahre (bis 1924) unbenutzt blieb.

### Die Haupttypen des Turbotransformators.

Grundsätzlich zu unterscheiden ist die mit Leiträdern versehene Type, die, je nach der Stufenzahl des Sekundärteils, für Übersetzungen von etwa 1 : 1,25



Das innerste Rad ist das Primärrad *a*

Abb. 3. Zweistufige Übersetzungstypen.

bis 1 : 8 und entsprechend starke Momentsteigerung geeignet ist, und die leitradlose Type für das Drehzahlverhältnis  $\sim 1 : 1$ , bei welcher Primär- und Sekundärmoment gleich sind, die also keine Momentsteigerung erzeugt und für Kupplungs- und Schlupfzwecke dient.

Die am meisten ausgeführte, in eine Anzahl großer Kriegs- und Handelsschiffe eingebaute zweistufige Übersetzungstypen<sup>1</sup> (Abb. 3) arbeitet mit

<sup>1</sup> Lit. 3.

einem primären Schleuderrad *a* und zwei sekundären Turbinenrädern *b* und *d*, die durch einen festen Leitapparat *c* getrennt sind. Die erste Sekundärturbine *b* besitzt demgemäß keinen festen Leitapparat; seine Stelle vertritt vielmehr das Primärrad *a*. Der Wirkungsgrad der ersten Stufe liegt auch aus diesem Grunde höher als der einer gewöhnlichen Turbine. Etwaige Mehrverluste durch die z. T. ungewöhnlichen Räderformen werden durch den vollständigen Fortfall der Spiralen-, Krümmer- und Austrittsverluste mehr als ausgeglichen.

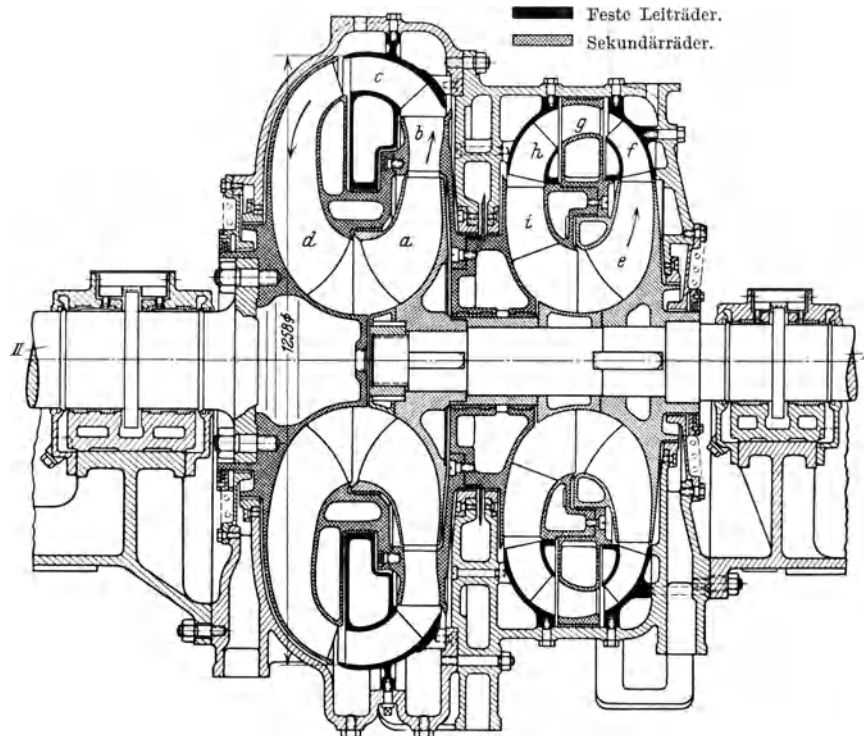


Abb. 4. Zweistufige Umsteuertype („Holzapfel I“)<sup>1</sup>.

Vorwärtskreis:

*a* Primärrad, *b* 1. Sekundärrad, *c* festes Leitrad, *d* 2. Sekundärrad.

Rückwärtskreis:

*e* Primärrad, *f* Umkehrleitapparat, *g* 1. Sekundärrad, *h* Leitapparat, *i* 2. Sekundärrad.

Abb. 4 zeigt die zweistufige Umsteuertype. Die Umsteuerung der Sekundärwelle II wird, bei gleichmäßig fortlaufender Primärwelle I, durch Entleeren des Vorwärts- und Füllen des Rückwärtskreislaufs bewirkt. Die aus dem Rückwärtsprimärrad *e* tretende Strömung erhält hier durch einen vor die erste Rückwärtsturbine *g* geschalteten Umkehrleitapparat *f* den gewünschten Rückwärtsdrall. Die zweite Rückwärtsstufe besteht aus Leitrad *h* und Laufrad *i*. Mit dieser Type lassen sich Rückwärtsleistungen von 90% der Vorwärtsleistung und darüber erzielen.

Zum Umfüllen und Entleeren der Kreisläufe dienen teils die kräftigen Primärräder, teils eine kleine Hilfspumpe, welche durch einen Steuerschieber die restliche Wasserfüllung in den gewünschten Kreislauf drückt und während des

<sup>1</sup> Vgl. Lit. 28 u. 29.

normalen Betriebes als Rückförderpumpe für die geringe, aus den Labyrinthdichtungen ablaufende Leckwassermenge dient. Sie verbraucht dabei etwa 0,5% Leistung.

Bei den großen deutschen Kriegsschiffen war Vorschrift, daß beim Manöver „Volle Kraft Voraus“ auf „Volle Kraft Zurück“ das Dampfventil der Turbine nicht berührt werden durfte. Die Umsteuerung erfolgte dann allerdings, z. B. bei Kreuzer „Wiesbaden“ so schnell, daß der Propeller einen Hohlraum schlug und durch die entstehenden Erschütterungen ein Leckspringen der Hinter-schiffsverbände zu befürchten war.

Abb. 5 zeigt den zweiten Weg der Umsteuerung: Der einzige Kreislauf bleibt ständig gefüllt. Das Sekundärrad trägt ungefähr radiale, für beide Gangarten geeignete Schaufeln. Zwischen Primär- und Sekundärrad wird ein fester

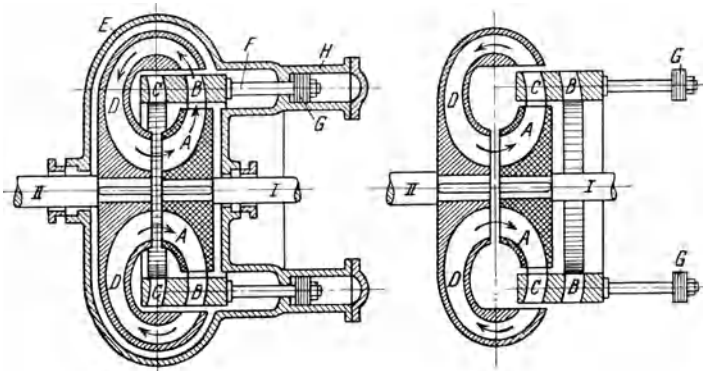


Abb. 5. Umsteuerung durch axial verschiebbare Leitapparate.  
A Primärrad, B Leitrad Vorwärts, C Leitrad Rückwärts, D Sekundärrad,  
E Gehäuse, G Steuerkolben, H Steuerzylinder.

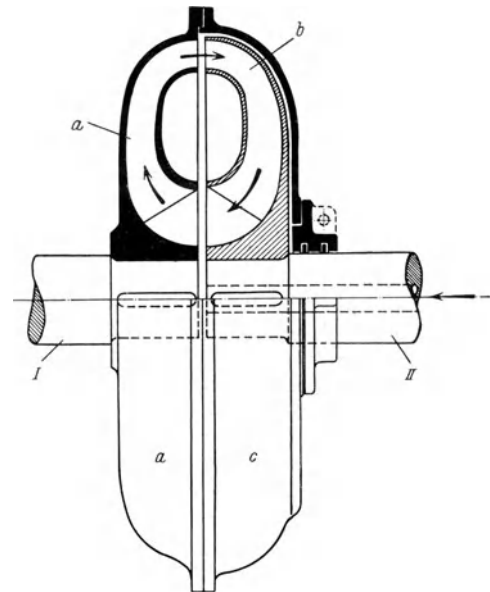


Abb. 6. Turbokupplung.  
I Primärwelle, II Sekundärwelle; a Primärrad,  
b Sekundärrad, c rotierender Deckel.

Leitring, mit Vorwärts- und Rückwärtsleitkranz, durch den Wasserdruck des Getriebes selbst axial eingeschoben. Die Umsteuerung kann hiermit schneller als bei Walzenzugmaschinen geschehen. Die Wirkungsgradeinbuße durch Einschaltung des Leitrades in die Zone höchster Absolutgeschwindigkeit kann auf wenige Prozente beschränkt werden. Die Type eignet sich hervorragend für mäßige Übersetzung, etwa zwischen schnellaufenden Dieselmotoren und langsamlaufenden Propellern; der heute für solche Zwecke mehrfach angewandten elektrischen Übertragung ist sie hinsichtlich Einfachheit, Betriebssicherheit und Wirtschaftlichkeit (Wirkungsgrad, Gewicht, Kosten und Kapitaldienst) weit überlegen.

Die in mehrfacher Hinsicht interessante leitradlose Type, die „Turbokupplung“ (Abb. 6) ist seit 5 Jahren unter dem Namen „hydraulische Kupplung“ oder „Vulcan-Getriebe“ durch zahlreiche Dieselschiffe und durch die Abdampfanlagen „System Bauer-Wach“ bekannt geworden, deren integrierenden Bestandteil sie bildet.

Sie besteht aus Primärrad *a*, Sekundärrad *b* und Deckel *c* und wird durch Einfüllen bzw. Entleeren von Wasser oder Öl stoßfrei ein- bzw. ausgeschaltet.

$a$  und  $b$  sind ohne mechanische Berührung, also nur durch die bei geringem Drehzahlunterschied (Schlupf) einsetzende Ringströmung, dynamisch gekuppelt. Die Bezeichnung „hydraulische Kupplung“ ist mißverständlich, weil sie an hydraulisch angepreßte Reibkupplungen oder an Übertragungen mit hydraulischen Kolben erinnert. Wegen der dynamischen, berührungslosen Übertragung können hier beide Wellen erhebliche Seiten- oder Axialbewegungen gegeneinander im Gange ausführen oder dauernd verlagert oder geneigt sein. Das wäre bei den bisherigen „hydraulischen Kupplungen“ in diesem Umfange ganz unmöglich.

Die Turbokupplung stellt ein bemerkenswertes Gegenstück zum Drehstrom-Asynchronmotor dar. Das Primärrad  $a$  erzeugt an seinem Austritt ein hydrodynamisches Drehfeld in Gestalt einer Umlaufströmung um die Wellen I und II. In dieses Drehfeld ist der Sekundärläufer  $b$  gestellt. Bei gleicher Umlaufzahl (Synchronismus) von  $a$  und  $b$  heben sich ihre Schleuderwirkungen auf, im Läufer  $b$  wird kein Ringstrom „induziert“, keine Leistung übertragen. Bremsst man aber  $b$  durch ein Drehmoment um 1—3% Touren (= 1—3% Schlupf) zurück, so wird durch Überwiegen der primären über die sekundäre Schleuderwirkung in  $b$  der Ringstrom „induziert“, der den äußerst charakteristischen Energiestrom von I auf II hydrodynamisch überträgt.

Während bei den Übersetzungstransformatoren die dem Drehzahlunterschied entsprechende Momentsteigerung durch feste Leiträder erzwungen wird (Ähnlichkeit mit dem Kräftespiel in Planetengetrieben!), fehlt diese Möglichkeit beim leitraddlosen Kupplungstransformator. Bei ihm wird nur das primäre Drehmoment, praktisch allerdings verlustlos, auf II übertragen. Dagegen äußert sich der den Kanalreibungen entsprechende Energieverlust in Gestalt des erwähnten Drehzahlabfalls  $n_1 - n_2$  (Schlupfs). Der hydraulische Wirkungsgrad ist hier infolgedessen einfach gleich dem Verhältnis der Sekundär- zur Primärdrehzahl, wenn von dem verschwindenden Ventilationsverlust der Außenschale abgesehen wird, der durch Evakuierung des Gehäuses beliebig verkleinert werden kann.

### Wirkungsgrad und Zugkräfte des Turbotransformators.

Ersterer ist stets als Verhältnis der Sekundär-PS zu den Primär-PS definiert und daher, unter Umgehung der schwierigen Wassermessung, sehr leicht durch Torsionsindikator und Bremse oder durch 2 Torsionsindikatoren<sup>1</sup> meßbar. Auf Vorschlag des Vortragenden wurde jedoch seit 1914 als weitaus genaueste Methode die kalorimetrische Wirkungsgradmessung benutzt, indem die in Wärme übergehende Verlustenergie aus der Temperaturerhöhung und Menge des Spaltwassers (bzw. dem Kreislauf zugeführten Kondensates) bestimmt wurde. Ein Fehler dieser Verlustmessung selbst von 5% würde den Wirkungsgrad nur um rund 0,5% beeinflussen. In Wahrheit läßt sich aber die Verlustwärme im vorliegenden Fall, unter Beachtung der Strahlung, bei

<sup>1</sup> Lit. 1 u. 2.



größeren Maschinen auf 1%, der Wirkungsgrad daher auf etwa 0,1% bestimmen. Die Sekundärleistung wurde dabei mit geeichten Torsionsindikatoren bestimmt.

In Abb. 7 sind die gemessenen Wirkungsgrade der zweistufigen Übersetzungstypen für Vorwärtsgang und Wasserfüllung über den „Kennziffern“  $D \cdot N_p$  (= Durchmesser  $\times$  Leistung) aufgetragen, die bei bestimmter Wassertemperatur der dritten Potenz der Reynoldsschen Kennziffern proportional sind, bei geeignetem logarithmischen Maßstab daher mit ihnen zusammenfallen.

Die erste Versuchsmaschine 1908 ergab danach bei 100 PS 83%, forciert auf 500 PS gegen 85% (Lit. 3), „Holzapfel I“ (Lit. 28 u. 29) hatte schon 87,5%

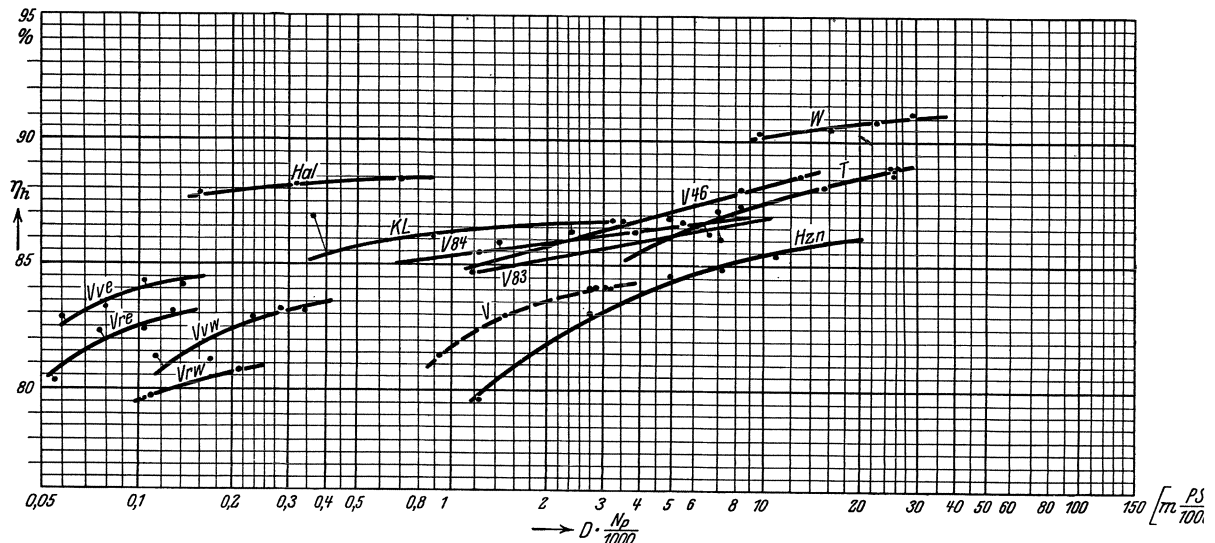


Abb. 7. Gemessene Wirkungsgrade der zweistufigen Übersetzungstypen für Vorwärtsgang.

*Vve, Vre, Vvw, Vrw* erste Versuchsmaschine, *Hal* „Holzapfel I“, *KL* „Königin Luise“, *Hzn* Yacht „Hohenzollern“, *V46, V83, V84* Deutsche Torpedoboote, *T* „Großadmiral v. Tirpitz“, *W* Kreuzer „Wiesbaden“, *V* spätere Versuchsmaschine.

bei 150 PS und 88,5% bei 900 PS im Prüffeld, *T*, die beiden 10 000 PS-Einheiten für den Passagierdampfer „Großadmiral von Tirpitz“ der Hamburg-Amerika-Linie, später „Princess of Australia“ der Canadian Pacific (Lit. 13 und 21) wiesen 88–89% auf. Linie *W* rechts oben bedeutet die 2 Einheiten des kleinen Kreuzers „Wiesbaden“ von je 16 000 PS-Konstruktions- und 20 000–25 000 PS forciert Leistung, welche den Scheitelwert des heutigen Turbinenbaues für doppelte Umsetzung von 91% erreichten.

Die nicht eingezeichneten Rückwärtskreisläufe ergaben, wegen ihres Umkehrleitapparates und der bei ihnen verwirklichten erheblichen Gewichtsbeschränkung, um 6–12% kleinere Wirkungsgrade, je nachdem sie zwei- oder einstufig gebaut sind. Bei Füllung mit Maschinenöl verringert sich der Wirkungsgrad, je nach der Zähigkeit, um 5–10%.

Wir erkennen, daß die gemessenen Wirkungsgrade, ähnlich wie bei Wasserturbinen, mit der Kennziffer allgemein ansteigen. Bemerkenswert ist aber, daß ihre Absolutwerte nahezu ebenso hoch liegen wie bei gleich großen Wasserturbinen,

trotzdem sie einer doppelten Energieumsetzung entsprechen. Die Verluste der Einzelumsetzung sind also beim Transformator nahezu auf die Hälfte der früheren Turbomaschinen verringert.

Die Erklärung dieses Paradoxons gibt uns das ideale Schema (Abb. 8) eines schnell rotierenden, wasserdurchströmten Radialrohres. Die mit der kleinen Relativgeschwindigkeit  $w$  strömenden Wasserteilchen erlangen erhebliche Umfangsgeschwindigkeiten  $u$  und quadratisch mit  $u$  wachsende Pressungen und Strömungsenergien. Durch Wahl kleiner Verhältnisse  $w/u$  (kleiner  $w$ , großer  $u$ ) kann der Wirkungsgrad dieser primären Übertragung außerordentlich, z. B. auf 96—99%, gesteigert werden. Die Reibungsverlusthöhen haben nämlich bei besten Kanälen die Größenordnung  $\zeta \frac{w^2}{2g}$  mit  $\zeta = 0,05—0,10$ , die übertragenen idealen Gesamthöhen dagegen die Größenordnung  $2 \frac{u^2}{2g}$ , da kinetische und Pressungsenergie im vorliegenden Schema annähernd übereinstimmen.

Entscheidend ist nun, daß die kinetische Energie  $c^2/2g$  der austretenden Flüssigkeit hier nicht, wie in den üblichen Schleuderpumpen, unter großen Wirbelverlusten in einem festen Diffusor in Druck umgesetzt, sondern stets als solche im folgenden Turbinenrad weiter verwendet wird: das Primärrad soll beim Turbotransformator möglichst auch die Spirale und das Leitrad der folgenden Sekundärturbine ersetzen. Für Rückwärtsgang muß allerdings stets ein Leitrad eingeschaltet werden.

Der Vortragende ist noch weiter gegangen und hat von Anfang an als Leitmotiv für die hydrodynamische Formgebung die Vorschrift aufgestellt, daß möglichst nur „absolut konvergente Strömungen“ angewendet werden, d. h. daß nicht nur die Gesamtquerschnitte jedes Kanals, sondern tunlichst auch jeder Einzelstromfaden der zwei- oder dreidimensionalen Strömung im Sinne einer Beschleunigung, also verjüngt verlaufen, jede Relativverzögerung also vermieden werden soll. Auf diese Weise sollten die Gefahren der Labilität der Strömung auch in diffusorartig erweiterten Teilstromfäden beseitigt und die Wirbelbildung auf ein Minimum gebracht werden.

Nach dieser Grundregel sind die hohen Gesamtwirkungsgrade der Abb. 7 erzielt worden, bei den Turbokupplungen sogar die nach älterer Anschauung unerklärlichen Wirkungsgrade von 96—98%. Die entsprechenden Pumpenwirkungsgrade betragen, infolge des Fortfalls der Umsetzung von Geschwindigkeit in Druck, 96—98% bei den Übersetzungstypen und 98 bis über 99% bei der Kupplungstype.

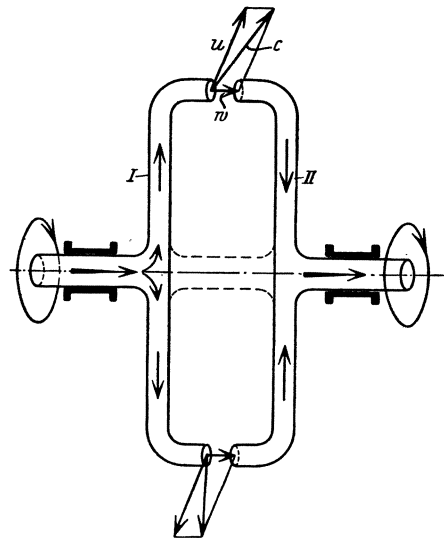


Abb. 8. Schema einer idealen primären und sekundären Übertragung (perspektivisch).  
 $u$  Umfangsgeschwindigkeit,  $w$  Relativgeschwindigkeit im Rohr,  $c$  Absolutgeschwindigkeit gegen den festen Raum.

Der ausnehmend hohe Gesamtwirkungsgrad der Turbokupplung rührt davon her, daß auch die Sekundärräder mit höchstem Wirkungsgrad arbeiten, da sie nahezu spiegelbildlich zu den Primärrädern angeordnet sind, ohne Zwischenschaltung fester Leitkanäle, in denen die hohe Absolutgeschwindigkeit  $c$  Reibung erzeugend zur Geltung käme. Zusammenfassend können wir sagen: Das Fehlen fester Leitapparate und die Differentialwirkung der Laufräder ermöglichen bei der Kupplung die Extremwerte.

Schwieriger sind die Bedingungen bei den Übersetzungstypen, welche wegen der erforderlichen Momentsteigerung feste Leiträder benötigen. Aber auch hier hat das Prinzip der „Differentialturbine“ neue, günstigere Verhältnisse geschaffen als bei primitiver Aneinanderreihung üblicher Turbopumpen und Turbinen. Es ermöglicht, durch den ganzen Kreislauf hindurch die Stromfäden im Sinne der genannten Grundregel dauernd „absolut konvergent“ zu führen, d. h. die Wasserteilchen dauernd relativ zu den umgebenden Kanälen zu beschleunigen.

Das Paradoxon dieser Aufgabenstellung löst sich, wenn man an den ständigen Wechsel der Relativbewegung gegenüber den primären, sekundären und festen Turbinenkränzen denkt. (Lit. 5, S. 299.)

Zusammenfassend erklärt sich die Höhe der Wirkungsgrade, also

1. aus der Vermeidung jeder Umsetzung von Geschwindigkeit in Druck und möglichst konsequenter Anwendung „absolut konvergenter“, also ständig beschleunigter Relativstromfäden in allen Teilen des Kreislaufs;

2. aus den hohen Pumpenwirkungsgraden von mindestens 96—97% dank der kleinen Relativgeschwindigkeiten und des Fortfalles der Diffusoren;

3. aus dem Prinzip der „Differentialturbine“ mit enggeschlossenem Kreislauf, wodurch jede kinetische Energie im folgenden Rade restlos weiter verwendet, der sog. Austrittsverlust vermieden und günstige Relativgeschwindigkeiten in allen Kanälen ermöglicht werden;

4. aus der Beseitigung passiver Teile, wie Krümmer, Spiralen, Rohrleitungen usw.;

5. aus der starken Verringerung der Reibungsverluste an den Seitenscheiben der Primärräder, welche von gleichsinnig rotierenden Wänden der Sekundärräder umhüllt sind und daher nur eine der Differenzdrehzahl entsprechende Scheibenreibung verursachen;

6. endlich aus der freien Wahl von Wassermenge und Förderhöhe, für die nur das Produkt gegeben ist, im Sinne günstigster Pumpenformen.

Der Vortragende hofft, daß vorstehende Darlegungen die selbst heute noch gelegentlich bestehenden Zweifel an der physikalischen Möglichkeit der extremen Wirkungsgrade zerstreuen mögen.

Abb. 9 zeigt den parabolischen Verlauf der Wirkungsgrade  $\eta$  der Übersetzungstypen bei konstant gehaltener Primärdrehzahl, aber variiert Sekundärdrehzahl. Beim Festbremsen, wie beim Freilauf, fällt der Wirkungsgrad vom Scheitelwert der günstigsten Sekundärdrehzahl beiderseits auf 0 ab. Bei sinkender Sekundärdrehzahl steigt das zugehörige Drehmoment ungefähr

geradlinig vom Nullwert des Freilaufs bis auf den Maximalwert beim Festbremsen an.

Man erkennt, daß zwischen den beiden starkausgezogenen Momentordinaten, welche ungefähr das wirtschaftlich günstigste Benutzungsgebiet begrenzen, eine

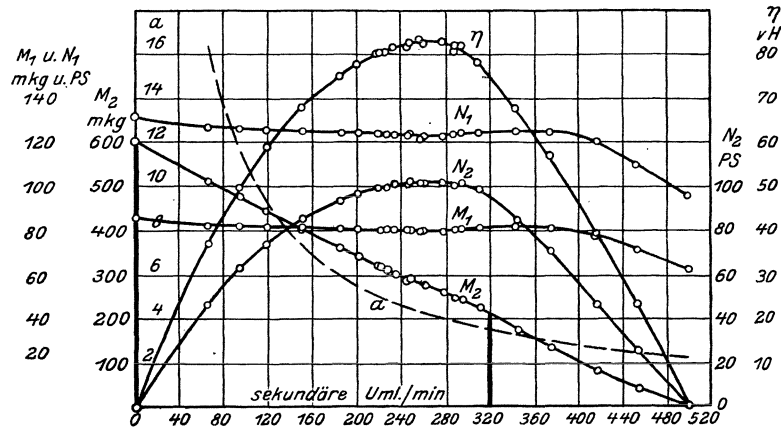


Abb. 9. Verlauf der Wirkungsgrade  $\eta$  und Sekundärmomente  $M_2$  bei veränderter Sekundärdrehzahl, aber konstanter Primärdrehzahl.  
 $M_1$  Primärmoment,  $N_1$  primäre PS,  $N_2$  sekundäre PS.

nahezu dreifache Moment- oder Zugkraftsteigerung eintritt, und zwar automatisch, ohne Betätigung einer Steuerung oder Regulierung. Diese wertvolle Eigenschaft macht die hydrodynamische Arbeitsübertragung besonders

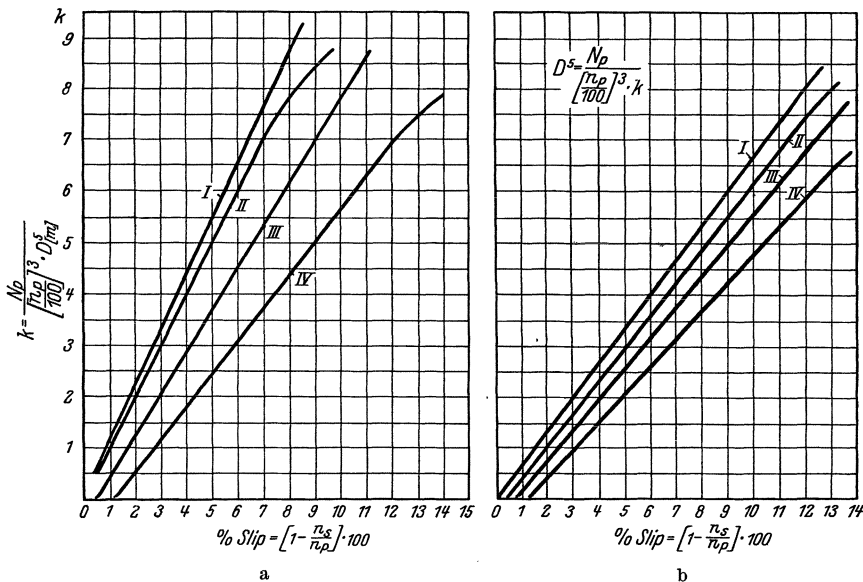


Abb. 10 a und b. Leistungsziffern  $k$  der Turbokupplung bei verschiedenem Slip  $s$ .  
 a) für Wasserfüllung, b) für Öfüllung rd.  $40^\circ\text{C}$ .

für Diesellokomotiven, Triebwagen, schwere Autos und andere Betriebe geeignet, die vorübergehend starke Zugkraftsteigerungen benötigen. Wir werden später einer weiteren Verdopplung dieser Wirkung durch Mehrfachgetriebe begegnen.

Abb. 10 S. 181 zeigt die Leistungsziffern  $k$  der Turbokupplung bei steigendem Slip  $s$  oder sinkendem Wirkungsgrad  $\eta = (1 - s)\%$  für verschiedene Profilformen und Schaufelungen über den Slipwerten  $s\%$ . Hieraus läßt sich für eine gegebene Primärleistung  $N_p$  (PS) und Primärdrehzahl  $n_p$ /min nach dem Ähnlichkeitsgesetz

$$N_p = k \left( \frac{n_p}{100} \right)^3 D^5$$

der Profildurchmesser  $D$  (m) errechnen. Die linken Kurven gelten für Wasserfüllung, die rechten für Maschinenöl von ca.  $40^\circ\text{C}$ . Bei konstanter Primärdrehzahl und günstiger Schaufelung sinkt der Schlupf und damit der Verlust im Gebiet bis etwa  $s = 12\%$  angenähert linear mit der Leistung; der mittlere Betriebswirkungsgrad ist daher höher als der bei Höchstleistung.

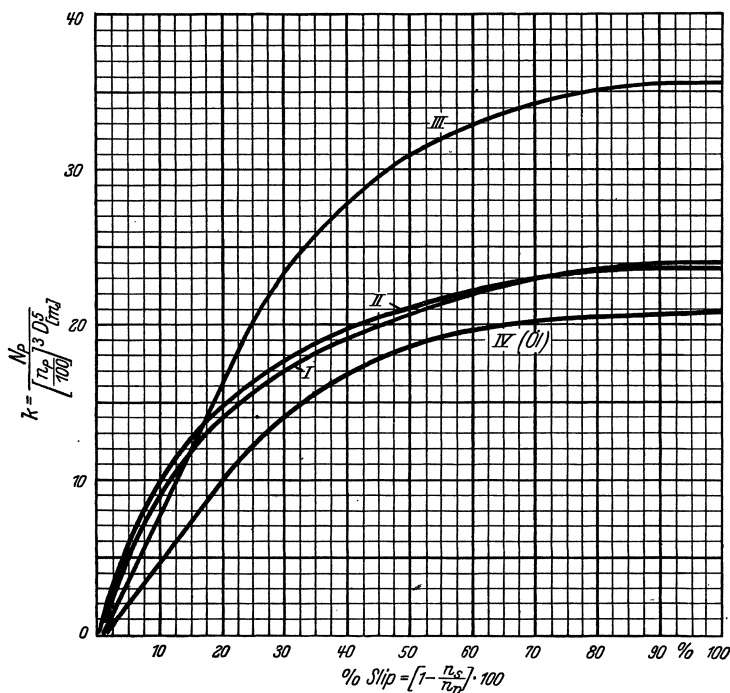


Abb. 11. Leistungsziffern der Turbokupplung bei höherem Slip (0—100%).  
I, II, III für Wasserfüllung, IV für Öl.

Bei stärkerem Schlupf bis zum Grenzfall  $s = 100\%$  für Festbremsung der Sekundärwelle nähern sich alle Kurven gemäß Abb. 11 der Horizontalen.

Die Vorausberechnung der Kupplungstypen auf Grund der üblichen Ansätze für den „Stoßverlust“ der Turbinen ergab 1910, daß die Kurve der  $k$ -Werte beim Slip 0 mit vertikaler Tangente beginnen würde. Beim Versuch blieb die bei bestimmter Drehzahl und bestimmtem Slip erwartete Leistungsaufnahme erheblich hinter der rechnerisch erwarteten steilen Leistungsaufnahme zurück. (Lit. 6.)

Auf Grund der S. 174 erwähnten Danziger Versuche konnte der Vortragende zu-

nächst die prinzipielle Erklärung der betreffenden Abweichungen durch die Reibungseinflüsse der „Relativwirbelung“, sowie auch das Mittel zu ihrer Verringerung, die Erhöhung der Schaufelzahl, angeben. Nach dem Kriege hat derselbe dann eine Theorie entwickelt, die den Verlauf der Leistungsaufnahme nach Abb. 11 getreu wiedergab und außerdem auch zeigte, daß die Turbulenzreibung in den Kupplungskanälen bei sehr kleinem Schlupf ungefähr zehnmal so groß ist, als in guten stillstehenden Turbinenkanälen.

Erst in neuester Zeit konnten wir dieses störende Phänomen der „Überturbulenz“ mit dankenswerter Hilfe der Notgemeinschaft der Deutschen Wissenschaft im Charlottenburger Institut für technische Strömungs-

forschung gesondert untersuchen. Zu diesem Zweck wurde nach Abb. 12 und 13 ein doppelt U-förmig ausladendes Rohr mit vertikaler Achse in unseren Rotationsapparat eingebaut. Auch hier stiegen die Strömungswiderstände des Schleifenrohres bei der Rotation auf das Zehnfache der bei Stillstand gemessenen Beträge<sup>1</sup>. Einzelheiten werden in einer Dissertation von Dipl.-Ing. Seelig erscheinen.

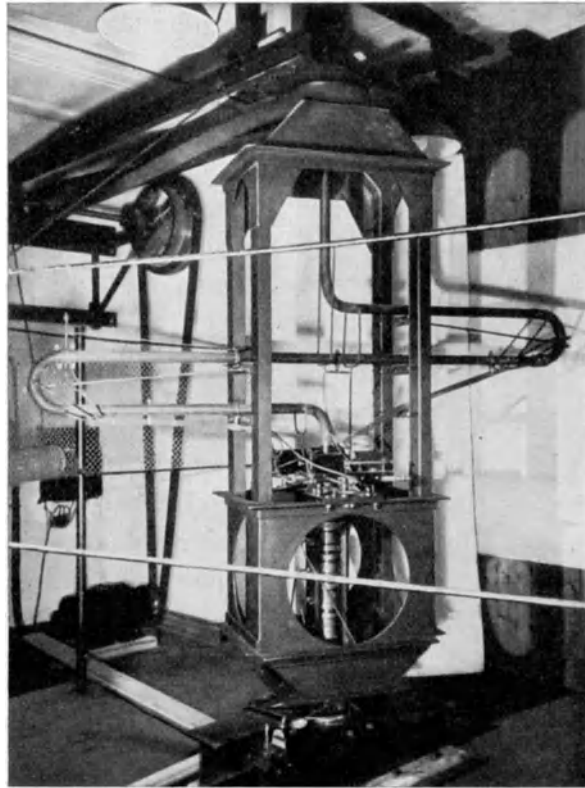
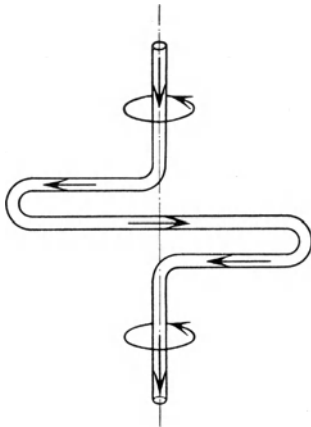


Abb. 12. Schema des rotierenden U-Rohres. Abb. 13. Rotierender Versuchsstand zum Studium der „Überturbulenz“ usw.

### Betriebseigenschaften.

Mit allen Strömungsmaschinen teilen die Turboformatoren die Eigenschaft, daß bei ähnlichen Modellen die übertragenen Leistungen mit den dritten Potenzen der Drehzahlen und mit den fünften Potenzen der Profildurchmesser ansteigen.

Hierauf beruht ihre nahezu unbegrenzte Überlastbarkeit und ihre Eignung für Höchstleistungen. Als höhere Formen der Turbinen teilen sie mit diesen die Eigenschaft der einfachsten und betriebssichersten Kraftmaschine. Im Einzelnen gilt:

1. Die Kraftübertragung durch Turboformatoren ist elastisch nachgiebig. Bei jeder Ungleichförmigkeit des Antriebes tritt sofort eine starke Dämpfung aller harmonischen Schwingungsanteile und Stöße auf. Sie werden gewissermaßen vom Transformator abgefangen und nicht weitergeleitet.

2. Bei richtiger Berechnung und Formgebung ergibt sich ein hochwertiges Übersetzungsgetriebe für Drehzahlminderungen von 1:1 bis 1:8, bei verringertem Wirkungsgrad noch entsprechend mehr. Die Untersetzung ist nicht fest, sondern, je nach dem sekundären Widerstand, zwischen 0 und

<sup>1</sup> Neuerdings (März 1930) wurde an größeren Rohren mehr als das Vierzigfache der für Stillstand gültigen Werte gemessen.

Freilauf veränderlich. Die Wirkungsgrade sind meistens höher als bei elektrischer Untersetzung gleicher Leistung. Übersetzung ins Schnelle ist weniger günstig durchführbar.

3. Bei gleichmäßig fortlaufender Antriebsmaschine kann die Sekundärwelle durch plötzliches Füllen bzw. Entleeren getrennter Kreisläufe oder durch verschiebbare Leitapparate in einem einzigen Kreislauf umgesteuert werden, auf Wunsch schneller als bei Walzenzugmaschinen.

4. Jeder Turbotransformator stellt zugleich ein Wechselgetriebe für veränderliche Sekundärdrehzahl mit unendlich vielen Stufen und automatische Zugkraftsteigerung dar, ähnlich einem elektrischen Serienmotor.

5. Jeder Transformator, insbesondere die Turbokupplung, bildet eine beliebig schnell oder beliebig langsam ein- und ausschaltbare, völlig stoßfreie Schaltkupplung zum Manövrieren größter Leistungen. Wegen des Fortfalls jeglicher Berührung zwischen Primär- und Sekundärteil können die Wellen bei der Kupplungstypen gegeneinander verlagert sein oder „schlagen“. Der Verlust in der Turbokupplung betrug bisher 1—3%, kann aber mit Hilfe einer neuen, noch zu besprechenden kombinierten Kupplung völlig ausgeschaltet werden.

6. Die Umsteuer- und Schaltvorgänge, wie alle sonstigen Manöver können leicht für Fernsteuerung eingerichtet werden, z. B. von der Kommandobrücke eines Schiffes oder vom Zentralkommandoraum eines Großkraftwerks aus.

7. Die Turbogetriebe sind geräuschlos.

#### Bisherige Anwendungen der Übersetzungstypen.

In rascher Folge mögen nun einige Anwendungsformen der hydrodynamischen Übertragung, zunächst der Leitradtype, vorgeführt werden, deren zweistufiges Schema bereits an Abb. 4 erläutert ist.

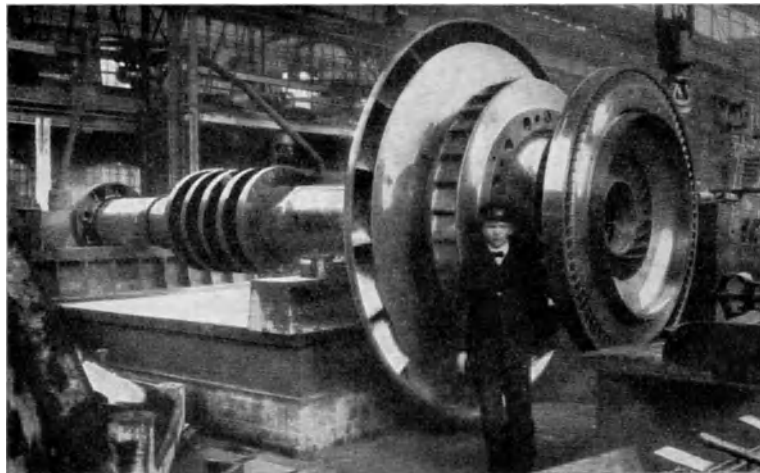


Abb. 14. Sekundärläufer des „Tirpitz“-Transformators 10 000 PS.  $n_1 \sim 800$ ,  $n_2 \sim 160$ . Links die beiden Vorwärtssekundärräder, rechts die beiden Rückwärtssekundärräder.

Abb. 14 zeigt einen der 10000-PS-Rotoren des Passagierdampfers „Großadmiral v. Tirpitz“, der um die Jahreswende 1911/12 von der Hamburg-

Amerika-Linie auf Grund der guten Fahrtresultate des Tenders „Föttinger-Transformator“ (1909) und des Transformators „Holzapfel I“ (1910) unter scharfen Garantien bestellt worden ist. Die kühne Leistungssteigerung von der 100-PS- über die 150-PS- zur 10000-PS-Einheit innerhalb drei Jahren war für alle Beteiligten nur auf Grund der klaren Beherrschung der hydrodynamischen und Betriebseigenschaften möglich, insbesondere auf Grund der völligen Beseitigung von Kavitations- und Korrosionserscheinungen durch Überlagerung genügend hoher Rückförderdrücke und durch günstige Räderformen. Das bei Kriegsausbruch nahezu fertige Schiff wurde 1920 der Canadian Pacific übergeben, in deren Diensten es als „Princess of Australia“ auf der Linie Vancouver—Hongkong tadellos zuverlässig fuhr. (Lit. 13 u. 21.)

1913 folgte der Seebädderdampfer „Königin Louise“ der Hamburg-Amerika-Linie mit  $2 \times 3000$ -PS-Maschinen, dessen günstige Ergebnisse 1914 die Bestellung von 6 Maschinen von 12850—16000 PS für 3 Torpedoboote der deutschen Marine zur Folge hatten. Es waren die ersten untersetzten Kriegsschiffanlagen des Kontinents. Die Transformatoren dieser Boote stellten wegen ihres kleinen Profildurchmessers von 1224 mm unsere weitaus schwierigste Aufgabe in hydrodynamischer und konstruktiver Richtung dar. (Lit. 14.)

Im Hinblick auf die gesteigerten Strömungsgeschwindigkeiten und die vergrößerte Kavitationsgefahr wurden daher in Hamburg experimentelle, in Danzig theoretische Untersuchungen über die Geschwindigkeits- und Druckverhältnisse an bugähnlich zugeschärften Turbinenschaufeln angestellt. Auf Grund dieser Arbeiten konnte auch hier die Kavitation von vornherein vermieden und erstmalig eine Theorie der einschlägigen Korrosion aufgestellt werden. (Lit. 5, S. 318 u. 8, S. 14.)

Während bei „Tirpitz“ Turbine und Transformator in getrennten Räumen lagen, wurden die Maschinen des Seebädderdampfers, der neuen Kaiserjacht „Hohenzollern“ ( $3 \times 9000$  PS) und aller folgenden Kriegsschiffe, so auch der 1914 bestellte Kreuzer „Wiesbaden“ und die 1916 in Bau gegebenen 3 Schlachtkreuzer, nach der organischen Bauform des ersten Versuchsschiffes ausgeführt.

Abb. 15 zeigt als Beispiel einen Maschinensatz der „Wiesbaden“ mit  $2 \times 16500$  Konstruktions-PS und einer forcierten Leistung von  $2 \times 24$ —25000 PS. Der in zwei Lagern ruhende Dampfturbinenläufer, dessen Dampfeintritt hinten, dessen Abdampfseite vorn liegt, trägt freifliegend die beiden leichten Primärräder. Dampfturbine und Transformator sind zu einem steifen Block organisch zusammengebaut. Der Rückwärtskreislauf ist einstufig vorn angeordnet, der Vorwärtskreislauf zweistufig hinten. Der Schraubenschub wird weitgehend durch den Wasserdruck auf den Sekundärrotor, der Dampfschub der Turbine weitgehend durch Wasserdruck auf die Primärräder ausgeglichen.

Die beiden Transformatorsätze verliehen der „Wiesbaden“ eine weit überlegene Manövrierfähigkeit und Ökonomie gegenüber den Schwesterkreuzern, besonders auch bei den Marschfahrten. Die hohe Raum- und Gewichtersparnis von ungefähr  $\frac{1}{3}$  des Bedarfs der Schwesterschiffe mit direktem Antrieb sollte nach einem Projekt des Vortragenden für eine weitere Steigerung der



Marschökonomie nach einem Prinzip ausgenutzt werden, das schon im Urpatent 264255 vom Jahre 1905 geschützt war und folgende Überlegung verkörpert: Die Wirkungsgrade der Hd- und Marschturbinen sind deshalb ungünstiger als die der Nd-Turbinen, weil in ersteren das Dampfvolumen für die üblichen Drehzahlen zu gering, die Beschleunigung zu kurz, die Beaufschlagung zu partiell und die Ventilation zu hoch ist. Diese Schwierigkeiten können aber durch bestimmte Erhöhung der Drehzahl des Turbinenteils beseitigt, und dadurch einigermaßen „ähnliche“ Turbinen gleichen Wirkungsgrades im Hd- und Nd-Gebiet erzielt werden. In moderner Sprache würde die daraus fließende Konstruktionsregel lauten: „Die Turbinenteile müßten eine ihrem Anfangs- und Enddampfvolumen entsprechende, angenähert gleiche ‚spezifische Drehzahl‘ erhalten.“

Dieser Grundgedanke war, obwohl der letztgenannte Begriff damals noch nicht zahlenmäßig definiert war, gewissermaßen der Ausgangspunkt des Transformators. Er führte dar-

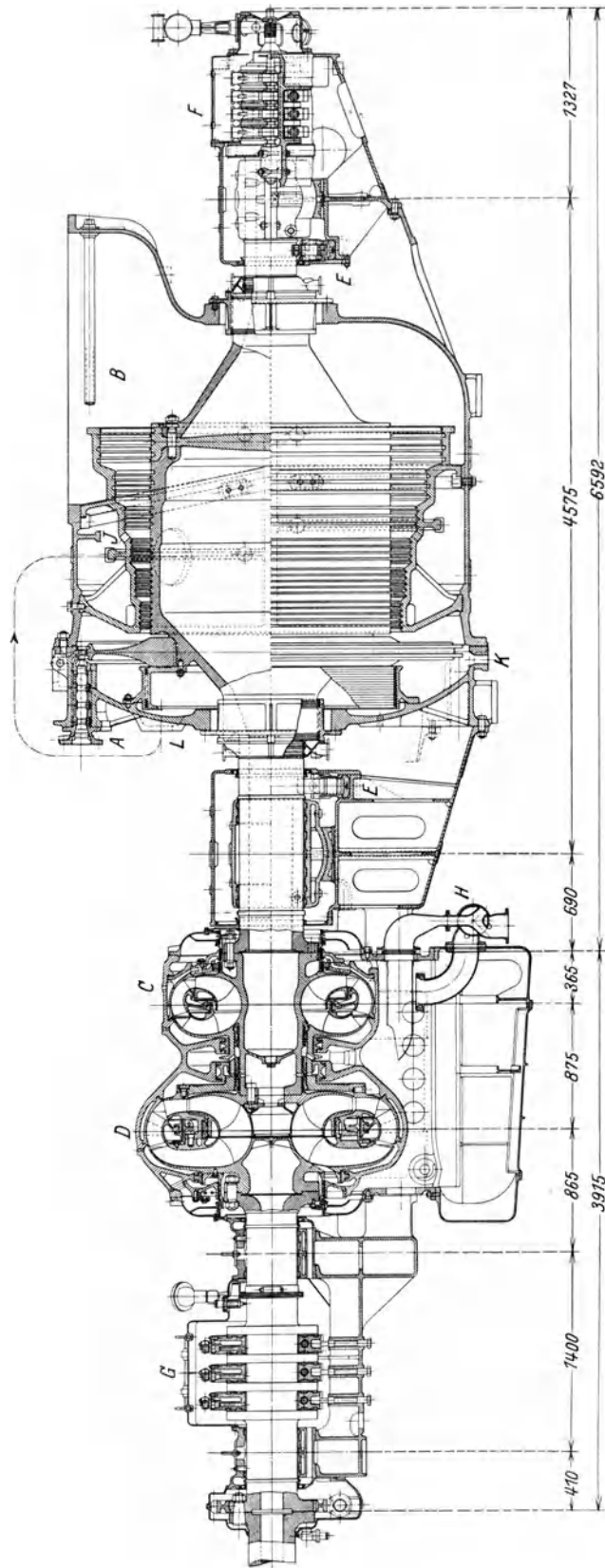


Abb. 15. Maschinensatz des kleinen Kreuzers „Wiesbaden“ von 16500 PS (Konstruktion) — 25000 PS (Forcierung).  $\eta_1 = 1100$ ,  $\eta_2 = 310$ .  
 A Dampfeintritt, B Dampfaustritt, L Labyrinthkolben, E Notlager, F Drucklager (primär), C Rückwärtskreislauf, D Vorwärtskreislauf, G Drucklager (sekundär).

auf, mit Hilfe von Getrieben die Hd-Turbinen erheblich schneller als die Nd-Turbinen, und die Marschturbinen wieder erheblich schneller als die Hd-Turbinen laufen zu lassen, ein Prinzip, das voraussichtlich bei modernen Höchstdruckanlagen mit kleinstem Anfangsvolumen noch weitere Bedeutung erlangen wird. In der damaligen Praxis waren die Drehzahlen häufig umgekehrt.

Nach vorstehendem Prinzip sind seit 1912 die gesamten englischen Kriegsschiffe mit schnelllaufenden Marsch- und Hd-Turbinen ausgerüstet worden. Die Dampfersparnis betrug 40—50% und mehr.

Abb. 16 zeigt ein Schema ähnlich dem Fall der „Wiesbaden“. Bei niederen Marschfahrten sollte die B.B.-Hauptturbine durch Entleeren des Transformators und Stillsetzen ihrer gesamten Kondensationsanlage von ihrer Propellerwelle

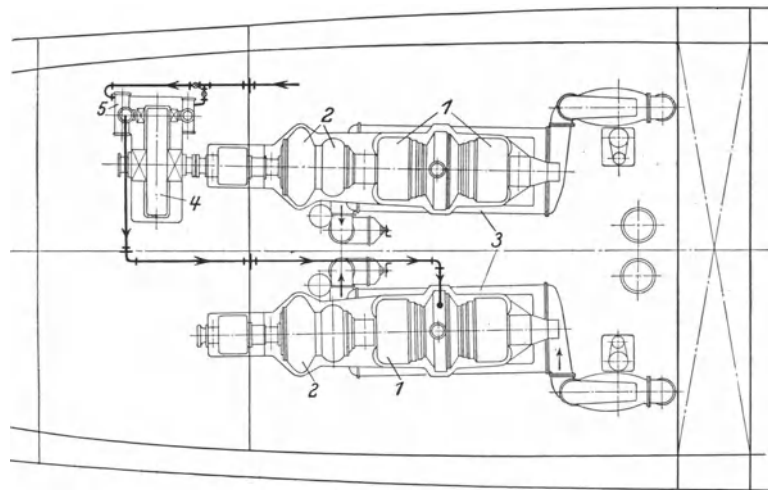


Abb. 16. Marschturbinen-Anlage für Kriegsschiffe, nach DRP. 264255.

1 Dampfturbinen, 2 Transformatoren, 3 Kondensatoren, 4 Zahngetriebe für Marsch, 5 Marsch-Dampfturbinen für *Vw* und *Rw*.

abgekuppelt werden, welche dafür durch eine umsteuerbare, je einrädige Marschturbine mit 16facher Zahnraduntersetzung angetrieben wurde. Der Abdampf sollte in die St.-B.-Hauptturbine geleitet werden. Leider gelang es nicht, in der wegen des Krieges verkürzten Ablieferungszeit (1915) die Zahnräder genügend genau und betriebssicher zu schneiden. Vom Einbau derselben mußte daher Abstand genommen werden. Trotzdem ergab schon die Hauptanlage eine erheblich überlegene Wirtschaftlichkeit.

Auf Grund der günstigen Frontresultate der „Wiesbaden“ entschloß sich die deutsche Marine, von 1916 ab für die Schlachtkreuzer-Ersatzbauten Transformatoranlagen von je 140000 PS, verteilt auf 4 Wellen mit je 35000 PS, überlastbar auf 40—50000 PS einzubauen, da die direkt gekuppelten Turbinen der Panzerkreuzer mehrfach Schaufelhavarien erlitten, und an Großzahngetriebe solcher Leistung in Deutschland nicht zu denken war. Demgemäß wurden 1916 12 Turboformatoren von je 35—50000 PS für drei Schlachtkreuzer in Bau gegeben, nach dem Schema der Abb. 15, mit verdoppelten

Marschanlagen nach Abb. 16 und Stillsetzung zweier Hauptmaschinensätze bei Marschfahrt<sup>1</sup>.

Abb. 17 veranschaulicht eine Sondertyp mit einfachem Kreislauf und Umsteuerung durch verschiebbare Leitapparate *b* u. *c*, welche das Primärrad *a* und das Sekundärrad *d* von außen umgeben. Das vordem für unlösbar gehaltene Problem der umsteuerbaren Turbine ist hier verwirklicht, indem das Sekundärrad angenähert radiale Schaufeln erhielt, mit Bevorzugung der dreidimensionalen Ausbildung für Vorwärtsgang. Die Leistung betrug 5—600 PS bei 260 primären und 220 sekundären U/min. Das Getriebe wurde 1914 in vierfacher Ausführung, darunter zwei Nachbestellungen, für japanische Torpedojäger gebaut, als ausschaltbare Übersetzung und Umsteuerung zwischen den Marschdieselmotoren und den Niederdruckturbinen des Hauptantriebes. Auf diese Weise wurde größte Leistung und geringstes Gewicht des

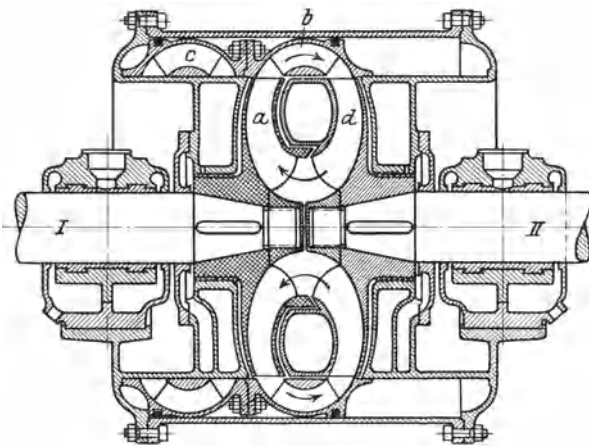


Abb. 17. Transformator für Turbinentorpedojäger mit Marschdieselanlage. *a* Primärrad, *b* Leitrad *Vw*, *c* Leitrad *Rw*, *d* Sekundärrad.

letzteren mit einem riesigen, durch Marschturbinen niemals erreichbaren Aktionsradius vereinigt. Die festen Leitringe bildeten zugleich Ringkolben und wurden mit Hilfe eines Steuerschiebers durch den Flüssigkeitsdruck des Getriebes selbst axial verschoben. Die Manövrierfähigkeit entsprach Walzenzugmaschinen, der Wirkungsgrad betrug 86%.

Hiermit mögen die Darlegungen über die älteren Ausführungen der hydrodynamischen Übertragung abgeschlossen werden.

Zusammenfassend gilt, daß bis zur Entwicklung der Großzahngetriebe durch Blohm & Voss 1918, in Deutschland der Transformator das einzige erfolgreiche Getriebe zur rationellen Untersetzung großer Dampfturbinenleistungen war. Seine hohe Ökonomie und Betriebssicherheit wurde durch die Nachbestellungen der deutschen Marine anerkannt.

Während aber der Weg zum Großzahngetriebe bei den meisten Werken des In- und Auslandes durch wahre Kirchhöfe von unbrauchbaren Zahnrädern führte und ungezählte Millionen verschlang, konnte die beispielsweise schnelle Steigerung der Einheiten beim Transformator dank einer gesunden, das Wesentliche voraussagenden Theorie, und einer hingebenden Zusammenarbeit aller Beteiligten ohne Rückschlag, in gerader Linie, bewältigt werden.

<sup>1</sup> Diese Schlachtkreuzermaschinen wurden, wie auch die drei fertigen Sätze von je 9000 PS der neuen Jacht „Hohenzollern“, nach dem Waffenstillstand mit dem Schneidbrenner zerstört. Seebädderdampfer „Königin Luise“ lief am 5. Aug. 1914 in der Themsemündung auf englische Minen. Torpedoboot V 84 lief vor der Ems auf eine Mine. „Wiesbaden“ ging in der Skagerrakschlacht unter. Drei kleine Kreuzer, die in Monfalcone mit Transformatoren gebaut wurden, fielen italienischem Geschützfeuer zum Opfer. Die Torpedoboote V 46 und V 83 wurden bei Scapa Flow versenkt. „Tirpitz“ wurde an die Entente abgeliefert.

Seit 1918 war aber die erste Ausführungsform der Turboübertragung auf ihrem ursprünglichen Anwendungsgebiet durch das Zahnrad überholt: weniger in bezug auf Wirkungsgrad, der ja dem der elektrischen Übertragung mindestens gleich ist, als in bezug auf die beschränkte Übersetzung, die beim Zahnrad bis zu 1:26 in einer Stufe ausgeführt ist.

In Voraussicht dieser Eventualität zeigte der Vortragende 1910 auf der Hauptversammlung des Vereins Deutscher Ingenieure in Danzig in Gestalt der „hydromechanischen Getriebe“ eine Weiterbildung beider Teile, die gegenüber ihren Einzelgliedern, Zahnrad und Transformator, wohl das Optimum technischer Wirkungen verkörpert und von 1924 ab in den „Vulcan-Getrieben“ und Abdampfanlagen System „Bauer-Wach“ in großem Stil angewendet wurde. Hierauf kommen wir ausführlich zurück.

In der Folgezeit schien es eine Zeitlang, daß der hohe Wirkungsgrad von 98,5—99% der eben auf gekommenen Großzahngetriebe jede andere Übertragung aus dem Felde schlug, bis in Amerika die schlimmen Erfahrungen mit Zahnradern der elektrischen Übertragung den Weg ebneten, sowohl für Kriegsschiffe größten Typs mit Dampfturbinen, als auch für Dieselschiffe aller Art.

Man erkannte, daß außer der Wirkungsgradziffer auch andere Gesichtspunkte den Ausschlag geben, und daß der Ausfall einer einzigen Reise die Ökonomie eines ganzen Jahres zerstören kann. So kommt es, daß heute wieder die reine hydrodynamische Übertragung durch Übersetzungstransformatoren mit der aufkommenden elektrischen Übertragung für zahlreiche Sonderzwecke in aussichtsreichen Wettbewerb tritt. Beim Turbotransformator ist nicht nur der Wirkungsgrad bei gleicher Maschinengröße meistens höher, sondern auch Raumbedarf, Gewicht und Preis, ferner Einfachheit, Übersichtlichkeit und Betriebssicherheit sind wesentlich überlegen. Er ist das unempfindlichste Getriebe für rauhe Schiffs-, Lokomotiv- oder Walzwerkszwecke und kann vom einfachsten Maschinisten bedient und überholt und von jeder besseren Maschinenfabrik hergestellt werden.

Günstige Anwendungsgebiete dieser Art sind z. B. Spezialschiffe, Fähren, Kanalschiffe, Bagger usw., mit untersetztem Dieselantrieb, bei denen höchste Manövriereigenschaften, evtl. Manövrieren von der Brücke aus, verlangt werden, desgleichen Öltankschiffe, bei denen ein Teil der Hauptmaschine im Hafen von den Schrauben abgekuppelt und auf eine starke Hilfsmaschinenanlage geschaltet wird. Hier bieten sich zahlreiche aussichtsreiche Anwendungsmöglichkeiten der hydrodynamischen Übertragung, insbesondere in Ländern, welche auf Grund schlechter Erfahrungen oder weniger durchgebildeten Personals eine gewisse Abneigung gegen die Anwendung von Zahnradern erkennen lassen.

### **Hydrodynamische Übertragung durch Kupplungstransformatoren.**

Während bei den Leitradtypen die Untersetzung den Hauptzweck bildete, kommen für die Turbokupplung die nachstehenden Betriebseigenschaften in Frage: 1. die Trennung der Gesamtanlage durch die dynamische Kupplung

in mehrere gesonderte Schwingungssysteme von erhöhter und daher meistens günstigerer Schwingungszahl; 2. die Abdämpfung mehrerer, beliebig liegender Schwingungsbereiche und 3. die Möglichkeit, Kraftmaschine und Arbeitsmaschine im vollen Gang stoßfrei ein- und auszukuppeln und umzusteuern.

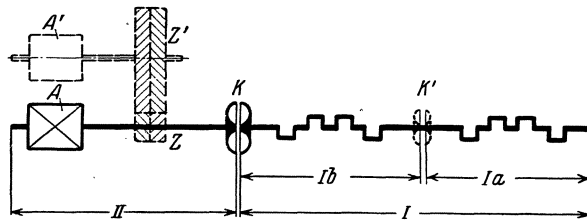


Abb. 18. Zerlegung einer Welle in Elemente erhöhter Schwingungszahl und Dämpfung.

A Arbeitsmaschine (z. B. Propeller, Dynamo), K u. K' Asynchronkuppelungen mit hoher Dämpfung, Z, Z' Zahnräder.

Nach einem Vorschlag des Verfassers (Lit. 6) kann jede Arbeitsmaschine durch Einschaltung eines geringen Drehzahlschlupfes nach Abb. 18 von ihrer Antriebsmaschine (z. B. einer vielkurbeligen Diesel-

maschine mit oder ohne Zahnradübersetzung) weitgehend dynamisch abgetrennt werden; ebenso kann die letztere selbst in Einheiten mit höheren Schwingungszahlen zerlegt werden. Die kräftige Stoß- und Schwingungsdämpfung der Turbokupplung stand von Anfang auf Grund der Theorie fest, die Wirkungsgrade und Leistungskonstanten wurden 1910 und 1923 durch Ver-

suche nachgewiesen.

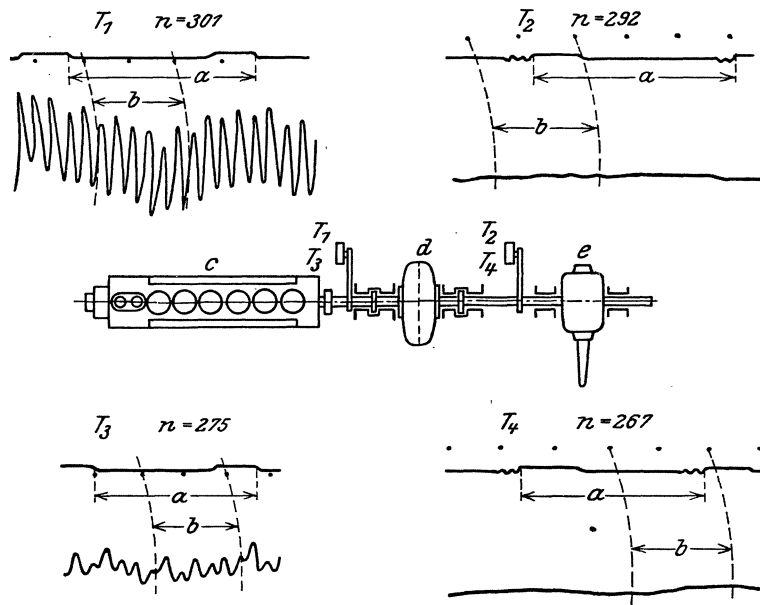


Abb. 19. Schwingungsdämpfung durch die Transformator- und Turbokupplung.

c Dieselmachine (U-Boot-Typ), d Turbokupplung, e Wasserbremse, T<sub>1</sub> primärer Torsiograph, T<sub>2</sub> sekundärer Torsiograph.

Auf Anregung von Direktor Kramer der Vulcan-Werke wurde 1923 eine größere Turbokupplung nach Abb. 19 zwischen eine schnell laufende Ölmaschine und eine Wasserbremse eingeschaltet. Wir erkennen links die mit Torsiograph T<sub>1</sub> gemessenen Resonanzausschläge der Kurbelwelle vor der Turbokupplung und rechts die nahezu gerade Linie der Ausschläge hinter derselben in der Welle der Bremse. Der gleiche Erfolg ist bei verminderter Drehzahl n = 275 zu sehen.

Diese Eigenschaft des Transformators überhaupt, wie der Turbokupplung im besonderen, läßt sich ausnehmend günstig bei Großzahngetrieben verwenden, die ja stets ein empfindliches, auf Schwingungen, Stöße, winzigste Fremdkörper und feinste Verlagerungen im Betrieb reagierendes Maschinenglied darstellen werden, trotzdem ihre allgemeine Verwendbarkeit lange genug erwiesen ist. Damit kommen wir zu dem auf S. 189 erwähnten

## a) Hydromechanischen Getriebe.

Kurz nachdem Parsons das Märchen von der Unmöglichkeit schnell laufender Großzahngetriebe 1910 mit dem Frachtdampfer „Vespasian“ widerlegt hatte, zeigte der Vortragende auf der früher genannten VDI-Tagung in Danzig 1910 ein Gegenprojekt zur „Vespasian“-Anlage (Abb. 20 und 21), das die Vor-

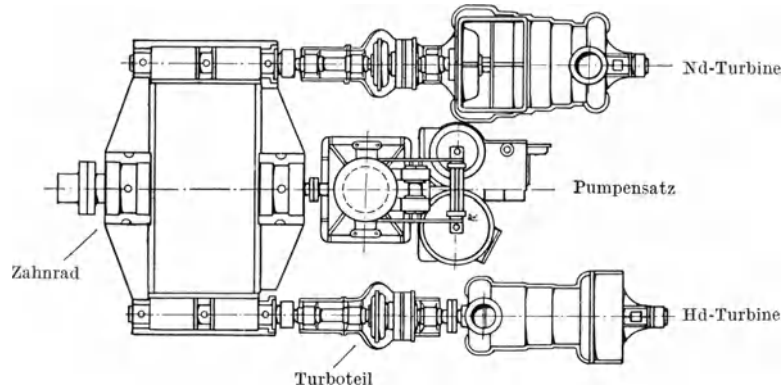


Abb. 20. Hydromechanisches Getriebe ohne Rückwärtsturbine, mit Dämpfungs- und Dehnungskupplung.

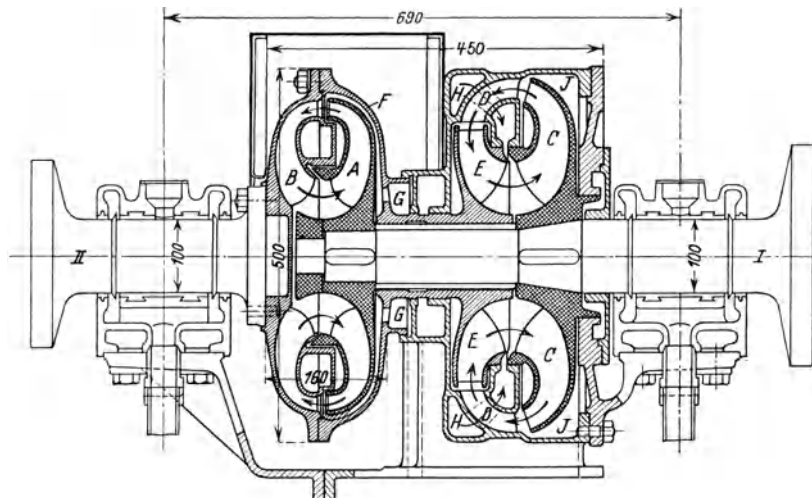


Abb. 21. Turbotransformator zu Abb. 20.

## Vorwärtsteil:

A Primärrad, B Sekundärrad, F rotier. Deckel, G Füllkammer.

## Rückwärtsteil:

C Primärrad, D Umkehrleitrad, E Sekundärrad, H Füllkammer.

teile von Zahnrad und Transformator vereinigt und dadurch ein Optimum an Wirkungsfähigkeit schafft. (Lit. 6.) Die Leistung beträgt 900 PS.

Die heute, im Zeitalter des Heiß- und Höchstdruckdampfes, besonders schwierige Rückwärtsturbine ist beseitigt und durch die gefahrlose Turboumsteuerung ersetzt. Die empfindlichen Ritzel sind von den Schwungmassen der Turbinen durch die dämpfenden und nachgiebigen Turbokupplungen getrennt. Die hohe Übersetzung ist in die Zahnräder von 98,5% Wirkungsgrad, die elastische Kupplung, Stoßdämpfung und Umsteuerung in die Transformatoren verlegt, die wegen der hohen Drehzahl verschwindende Dimensionen —

kleiner als die Luftpumpe — erhalten<sup>1</sup>. Der Wirkungsgrad der Vorwärtskupplung kann deshalb leicht auf 98%, nötigenfalls noch höher getrieben werden. Angesichts der zahllosen Störungen, die durch Klemmen der Klauenkupplungen zwischen Turbine und Ritzel durch nachträgliche Verlagerung bei Getriebeturbinen entstanden sind, ist es zu bedauern, daß die damaligen Verbesserungsvorschläge, vor allem der Einbau der Turbokupplung, so lange ungenutzt geblieben sind. Dasselbe gilt bezüglich der ungeheuren Schwierigkeiten, die auf Dieselschiffen, besonders U-Booten, aber auch Luftschiffen und Flugzeugen

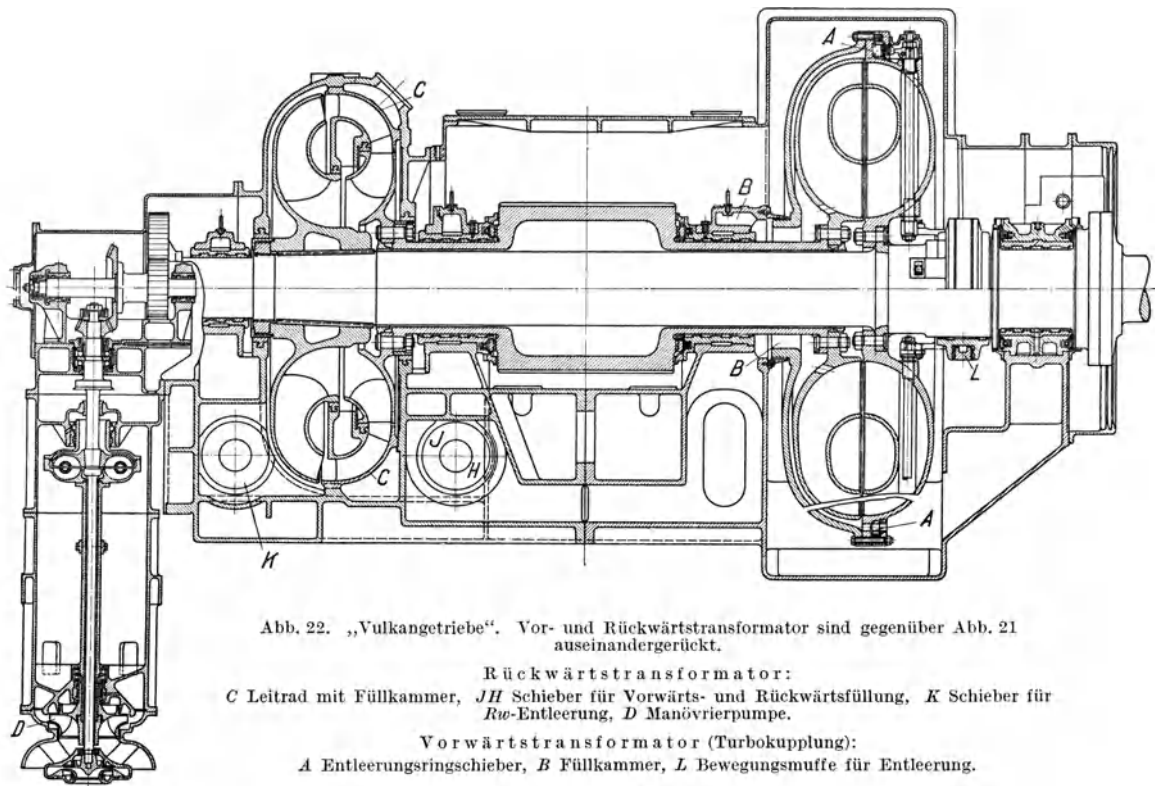


Abb. 22. „Vulkantriebe“. Vor- und Rückwärtstransformator sind gegenüber Abb. 21 auseinandergerückt.

Rückwärtstransformator:

C Leitrad mit Füllkammer, JH Schieber für Vorwärts- und Rückwärtsfüllung, K Schieber für R<sub>re</sub>-Entleerung, D Manövrierpumpe.

Vorwärtstransformator (Turbokupplung):

A Entleerungsringsschieber, B Füllkammer, L Bewegungsmuffe für Entleerung.

an den vielfach gekröpften Wellen durch ganze Serien von Torsionsschwingungen aufgetreten sind.

Statt des engen Zusammenbaues von Vor- und Rückwärtstransformator nach Abb. 20 und 21 ist später vorübergehend eine wohl auf Oberingenieur Schmieske zurückgehende, für Ölmaschinen bestimmte Konstruktion verwendet worden, bei der die beiden Kreisläufe getrennt und an die Enden des hohlgebohrten Ritzels verlegt sind, das die Primärwelle frei umschließt (Abb. 22). Die Konstruktion eignet sich hauptsächlich für sehr dicke Ritzel, also geringe Übersetzung, wie bei Dieselantrieb; sie stellt die umsteuerbare Type der sog. „Vulcan-Getriebe“ dar und ist in eine Reihe von untersetzten Dieselschiffen, z. B. „Heidelberg“, „Altenfels“ usw. mit Erfolg eingebaut worden. (Lit. 7, 19 u. 20.)

<sup>1</sup> Die Vorwärtskupplung würde nach heutiger Praxis einen größeren Durchmesser erhalten; Abb. 21 ist, wie erwähnt, meinem Danziger VDI-Vortrag entnommen, für den Anfang 1910 nur theoretische Berechnungen der Kupplung, aber keine Versuche vorlagen.

In neuerer Zeit hat man diese Getriebe auch mit einfacher Vorwärtskupplung gebaut. (Lit. 30.) Abb. 23 zeigt die Dieselanlage des Motorschiffs „St. Louis“, bei dem vier schnell laufende Dieselmotoren von je 3000 PS durch Turbokuppplungen mit Zahnrädern auf 2 Propellerwellen geschaltet sind (Abb. 24). Außer der Fernhaltung jeglicher Torsionsschwingungen von den Ritzeln besteht der Vor-

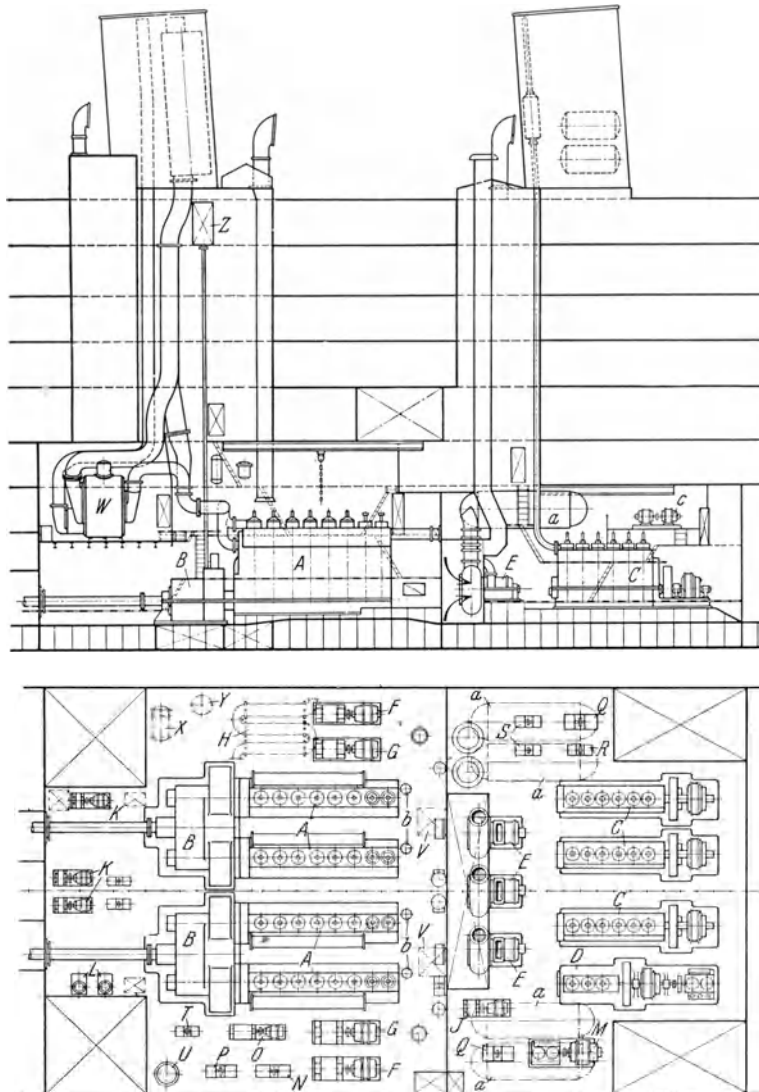


Abb. 23. M. S. „St. Louis“.

A Hauptmotoren, B Vulcangetriebe, C Dieseldynamos, D Hilfskompressor, E Gebläse, F, G Kühlwasserpumpen, W Abgaskessel, Z Hochtank.

teil, daß die Dieselmotoren während der Fahrt stoßfrei an- oder abgekuppelt werden können und daß die Schraubenwellen bei voller Dieseldrehzahl durch Teilfüllung der Kupplungen mit beliebig niederen Drehzahlen betrieben werden können. (Lit. 31 u. 32.)

Die großartigste Anlage dieser Art und zugleich eine der kühnsten Anwendungen der Transformatorübertragung überhaupt ist die bei den Deutschen Werken, Werft Kiel, im Bau befindliche 50 000 PS-Anlage für den



Deutschen Panzerkreuzer „A“, die zugleich das erste große Kriegsschiff der Welt mit reinen Ölmotoren darstellt. Jede der beiden Schraubewellen wird hier durch vier einzeln abschaltbare schnell laufende Dieselmotoren mit Kupplungstransformatoren und Zahnrädern angetrieben. Durch die Abschaltbarkeit ergeben sich ganz neue Betriebs- und Manövrierungsmöglichkeiten. Z. B. kann man 2 Maschinen jeder Welle im Revier vorwärts, 2 rückwärts laufen lassen und nun ohne Druckluftverbrauch lediglich mit den Transformator-kupplungen manövrieren; jede Schraube kann mit 1, 2, 3 oder 4 Maschinen angetrieben werden usw., wodurch eine ideale Quantitätsregulierung bei Marsch gegeben ist, ganz abgesehen von der in einem Kriegsschiff noch nie verwirklichten gegenseitigen Reserve.

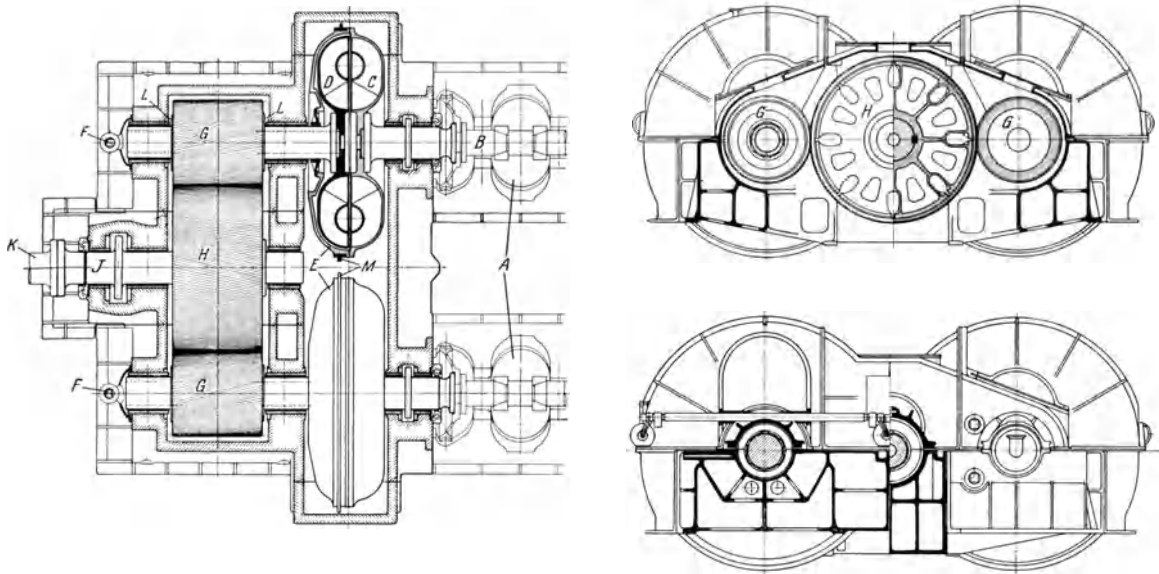


Abb. 24. Hydromechanisches Getriebe für Abb. 23 („St. Louis“).

A Dieselmotoren, B Kurbelwelle, C Primärrad der Turbokupplungen, D Sekundärrad der Turbokupplungen, E Deckel der Turbokupplungen, F Füllleitung der Turbokupplungen, G Ritzel, H Zahnrad, J Druckwelle, K Laufwelle, M Entleerungsring.

Mit vollem Erfolge ist die Turbokupplung auch bei mehreren Heckrad-schiffen mit Ölmaschinen zum Schutz der hier besonders gefährdeten Zahn-getriebe eingebaut worden. Auch bei Baggern mit Dieselantrieb hat sie sich als Rutschkupplung zwischen Dieselmachine und Baggerpumpe bewährt: unter Steigerung des Schlupfes läßt sie die Maschine ruhig weiterlaufen, wenn Steine, Anker, Trossen usw. einen plötzlichen Stillstand der Pumpe herbeiführen.

#### b) Abdampfanlagen mit Transformatoren.

Sehr erhebliche Verbesserungen sind neuerdings bei Kolbenmaschinen mit Abdampfturbinen durch den Einbau der Turbokupplung als Dämpfungs- und Manövrierorgan in Verbindung mit Zahnrädern erzielt worden. Früher bestanden die Abdampfanlagen aus 2 Seitenschrauben mit Kolbenmaschinen und 1 Mittelschraube mit gemeinsamer, direkt gekuppelter Abdampfturbine. Beim Manövrieren wurde der Dampf unmittelbar in den Kondensator geleitet.

Parsons nahm dann ein Patent auf Abdampfanlagen, bei denen jede Kolbenmaschine ihre eigene, durch Zahngetriebe mit 40—60facher Untersetzung starr gekuppelte Abdampfturbine besaß. Man hat aber anscheinend kaum gewagt, dies auszuführen und Kolbenmaschinen und Turbinen in dieser Weise zu kuppeln und zu manövrieren.

Dagegen sind zahlreiche Schiffe mit Abdampfanlagen unter Zwischenschaltung der Transformatorkupplung zwischen die erste und zweite Zahnradstufe

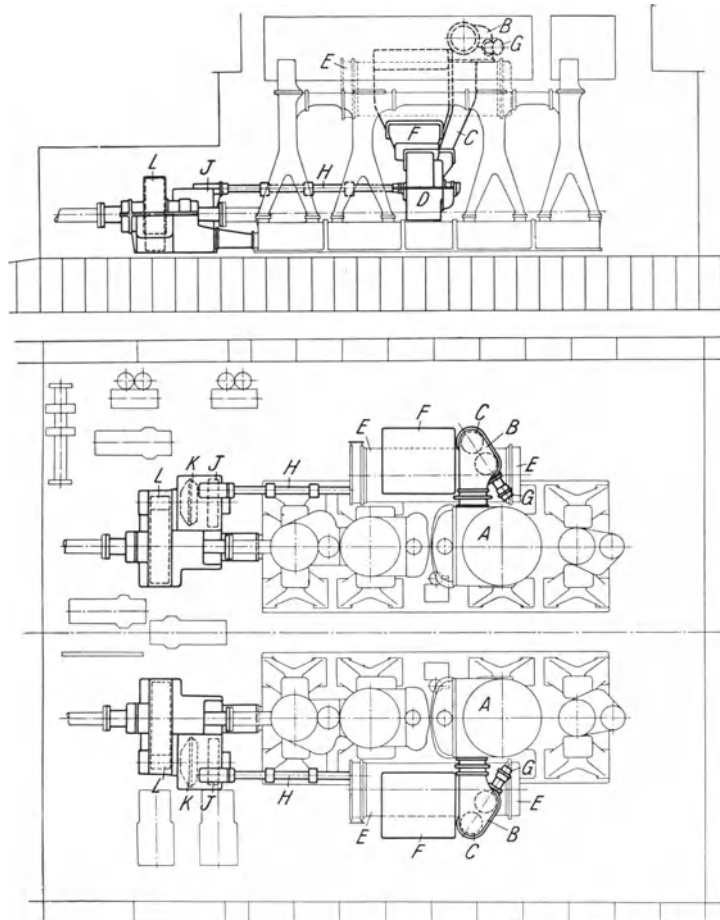


Abb. 25. D. S. S. „Cleveland“. Maschinenanlage nach Einbau von Abdampfturbinen.

A Niederdruckzylinder, B Wechselschieber, C Zudampf zur Abdampfturbine, D Abdampfturbine, E Kondensator, F Abdampfbogen, G Servomotor, H Wellenleitung zum Getriebe, J erste Übersetzung, K Transformatorkupplung, L zweite Übersetzung.

ausgerüstet worden, um die Stöße des Kurbelmechanismus von den feinen Zähnen abzuhalten und beim Manövrieren die riesigen Schwungmassen der Turbine auszuschalten. Die Steuerung von Kolbenmaschine, Kupplung und Turbine ist in bekannter Weise verbunden und verblockt.

Diese Abdampfanlagen, System „Bauer-Wach“, haben bei mehr als 100 Schiffsumbauten oder -neubauten den Dampfverbrauch um 20—30 % vermindert und eine ausgezeichnete Manövrierfähigkeit ermöglicht. Die größte derselben ist die des Dampfers „Cleveland“ (Abb. 25); die Gesamtanordnung der Kolbenmaschine und der nachträglich angebauten Abdampfturbine ist

deutlich zu erkennen. Abb. 26 zeigt den Anbau der Turbokupplung an das große Zahnrad der ersten Übersetzungsstufe. Die Kupplung wird von der Welle aus

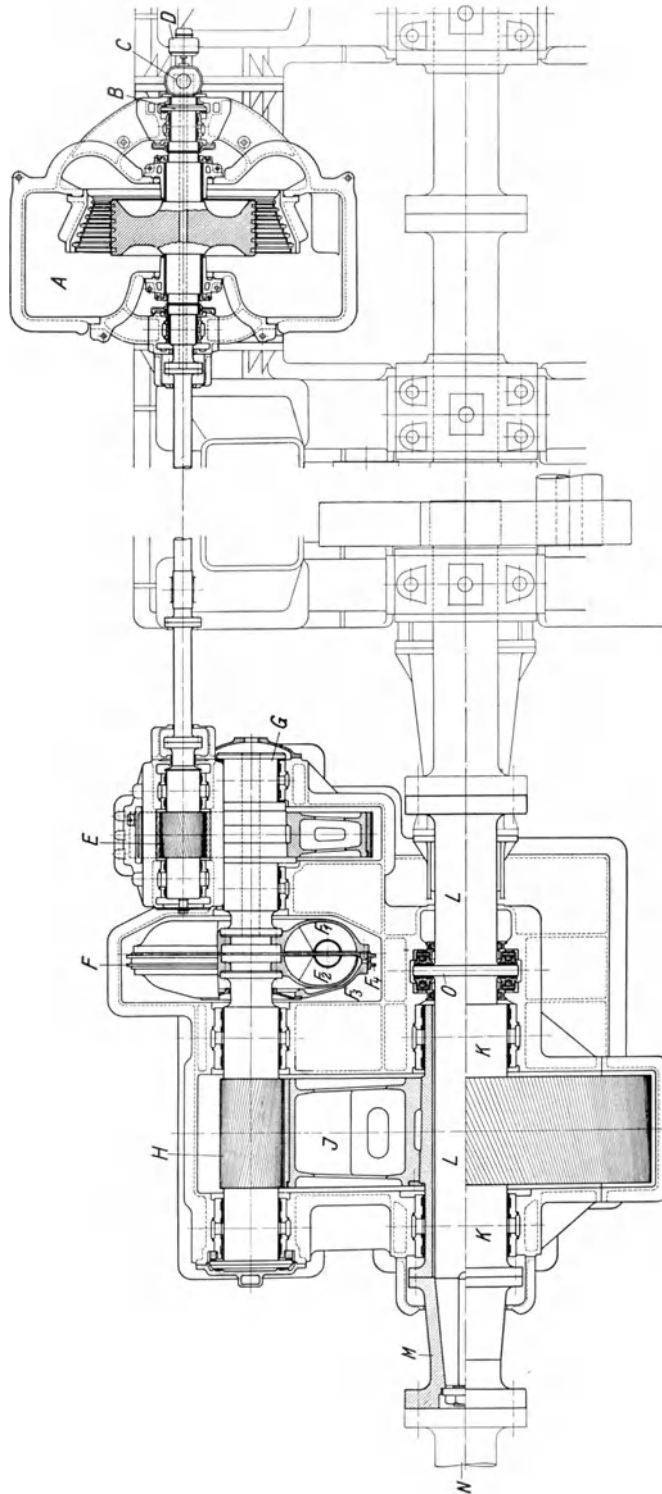


Abb. 26. D. S. S., „Cleveland“. Abdampfturbinenanlage.

A Abdampfturbine, B Drucklager, C Schnellschluß, D Ferntachometer, E 1. Vorgelege, F Transformatorkupplung, F<sub>1</sub> Primärrad, F<sub>2</sub> Sekundärrad, F<sub>3</sub> Deckel, F<sub>4</sub> Entleerungsring, G Drucklager, H Hauptritzel, J Hauptzahnrad, K Radwelle, L Druckwelle, M Zwischenstück, N Laufwelle, O Drucklager.

mit Öl gefüllt und beim Manövrieren durch einen ihren Umfang umgebenden axialen Ringschieber entleert, der durch ein Gestänge parallel geführt ist.

Vom Vortragenden ist eine große Reihe weiterer Anwendungsformen der Transformatorkupplung als Schaltorgan, als Dämpfungsglied, zur Regulierung von Drehzahlen und Leistungen entworfen worden. (Lit. 6.) Zahlreiche Möglichkeiten bieten sich für die Zukunft dar.

### Weiterbildungen der hydrodynamischen Getriebe selbst.

#### a) Turbogetriebe zur automatischen Zugkraftsteigerung.

Im folgenden wird eine Reihe von Weiterbildungen der Getriebe selbst besprochen, die vom Vortragenden entworfen und zusammen mit Lokomotiv- und Turbinenwerken weiterbearbeitet worden sind.

Als eine der bemerkenswertesten, kaum ausgenutzten Eigenschaften hatten wir die automatische Zugkraftsteigerung bei sinkender Sekundärdrehzahl kennengelernt. Abb. 9 zeigte eine selbsttätige Zugkraftsteigerung auf das Dreifache innerhalb des wirtschaftlichen Drehzahlgebietes, gewonnen am ersten Modell 1909.

Das Bedürfnis nach gesteigerter Zugkraft beim Anfahren oder kleiner Geschwindigkeit liegt bei einer großen Reihe von Antrieben vor, z. B. bei Hebezeugen, bei Rudermaschinen, beim Automobil, wo es durch das Zahnwechselgetriebe befriedigt wird, bei Lokomotiven und Triebwagen mit Ölmotorantrieb. Unsere Vorschläge und Entwürfe, um diese Forderung selbsttätig, ohne dauernde Schaltung, durch den Turbotransformator zu erfüllen, sind daher so alt wie dieser selbst. Aber erst nach dem Kriege fanden sich ernstliche Interessenten.

Das Ergebnis neuerer umfangreicher Studien, zusammen mit dem Lokomotivwerk Maffei, München, über große Diesellokomotiven war, daß es mit neuen Bauformen des Transformators möglich ist, über die Dampflokomotive hinaus, auch die Anfahrzugkräfte der entsprechenden elektrischen Übertragung zu übertreffen und gleichzeitig den mittleren Wirkungsgrad derselben mindestens zu erreichen.

Abb. 27 läßt erkennen, daß mit einem dieser neueren Turbogetriebe die Zugkraft zwischen Höchstgeschwindigkeit und Anfahren auf mehr als das Fünffache gesteigert werden kann, für Dieselleistungen von 1600 bis 300 PS und weniger. Die hohe Lage der zugehörigen Wirkungsgrade, insbesondere noch bei mittleren Geschwindigkeiten und Leistungen, erläutert Abb. 28.

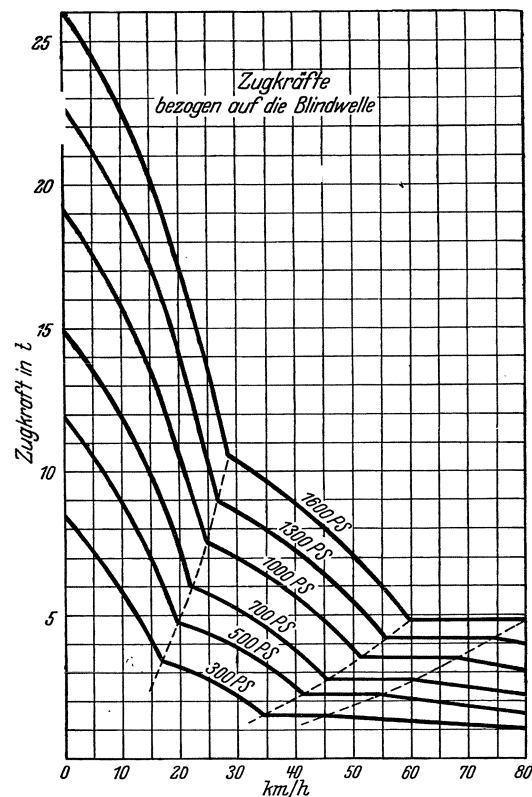


Abb. 27. Zugkräfte einer Diesellokomotive mit neuerer Übertragung durch Turbotransformator.

Für den rohen, anstrengenden und gefährlichen Lokomotivbetrieb bedeutet bisher das Hinzukommen der umfangreichen elektrischen Maschinen und Schaltanlagen zu dem an sich nicht einfachen Ölmotor nicht gerade eine Erleichterung der Anschaffung, Unterhaltung und des Betriebes. Ein einfaches, übersichtliches und robustes Wechselgetriebe, wie das Turbogetriebe, würde den

Anforderungen erheblich besser angepaßt sein.

Sie werden verstehen, wenn ich im Augenblicke auf Einzelheiten dieser neuen Getriebe nicht eingehe und nur anführe, daß auch in anderen großen Lokomotivwerken ernstliche Studien über die Anwendung der hydrodynamischen Arbeitsübertragung für schwere Diesellokomotiven im Gange sind.

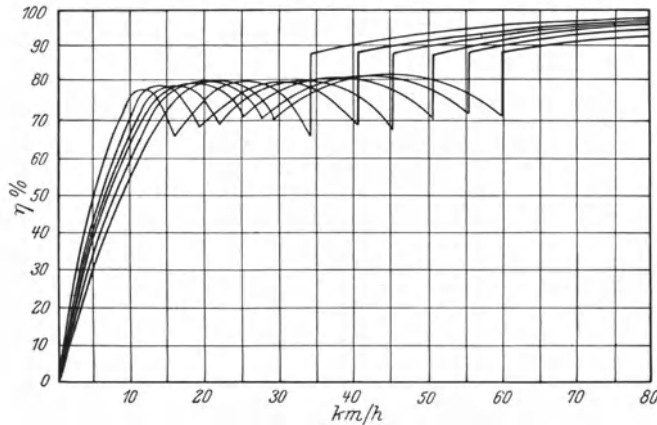


Abb. 28. Wirkungsgrade des Transformators zu Abb. 27.

Ähnliches gilt für eine von anderer Seite geschaffene, den Transformator verwendende Lösung des ebenso dringlichen wie schwierigen Problems der schweren Automobile. Bei Drucklegung dieses Vortrages dürften wohl schon Omnibusse im Probetrieb laufen.

Eine weitere und, wie ich hoffe, wesentliche Verbesserung ist

b) die kombinierte Turbokupplung. (Abb. 29.)

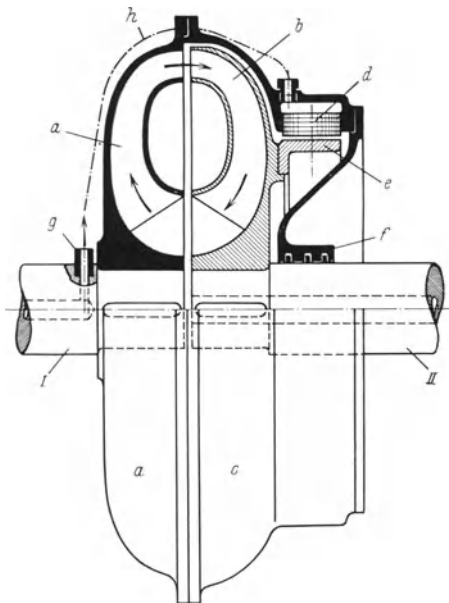


Abb. 29. Kombinierte Transformator- und Festkupplung. (Schematisch.)

a Primärrad, b Sekundärrad, c Deckel, d hydraulische Kolben, e Reibfläche, f Wellendichtung, g, h Druckleitung.

Für viele Zwecke, z. B. bei großen Speicherkraftwerken, Schnelldampfern, Kriegsschiffen und Kraftzentralen, ist der Slipverlust von 1—3% in der normalen Turbokupplung unerwünscht oder unzulässig. Der Vortragende hat daher eine neue, aus Turbokupplung und Festkupplung vereinigte Type entworfen, welche mit wesentlich erhöhtem Slip von etwa 10—15% arbeitet und dadurch im Verhältnis der Abb. 30 und 31 verkleinerte Dimensionen erhält. Da auch die Ölpressung sich im Verhältnis der Quadrate der Durchmesser vermindert, wird die Er-

sparsnis an Wandstärke, Gewicht und Preis sehr erheblich.

Die Sekundärwelle wird zuerst durch Füllen des Turboteils auf 85—90% ihrer Synchrondrehzahl gebracht, was ohne Stöße, Abnutzung und Feuer vor

sich geht. Die letzten 10—15% Drehzahlunterschied werden am einfachsten durch eine angebaute Reibkupplung aufgeholt, welche in diesem Bereiche der Gleitgeschwindigkeiten absolut betriebssicher herzustellen ist. Im Betriebe entfällt jeglicher Energieverlust, der Wirkungsgrad wird gleich 1. Dieses Ausführungsschema ist von der bekannten Turbinenfabrik J. M. Voith, Heidenheim/Brenz gewählt worden.

Bleibt der Turboteil im Betriebe gefüllt, so kann die Sekundärdrehzahl bei unbeabsichtigter oder gewollter Lösung des Reibungsschlusses zunächst nur um den Schlupf von 10—15% fallen, wobei die Turbokupplung sofort einen mit dem Schlupf nahezu linear ansteigenden Anteil des Drehmomentes übernimmt. Bei häufigem Durchfahren der zahlreichen kritischen Drehzahlbereiche von U-Boots- oder größeren Kraftwerks-Dieselmotoren besteht der Vorteil, daß die Reibkupplung nicht für die riesigen Resonanzdrehmomente, sondern nur für die normalen, der Festkupplung entsprechenden Momente zu genügen braucht.

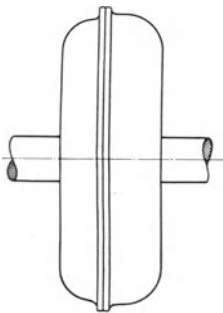


Abb. 30.

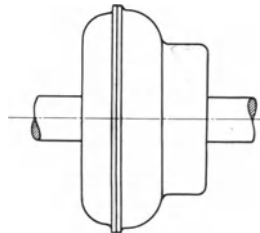


Abb. 31.

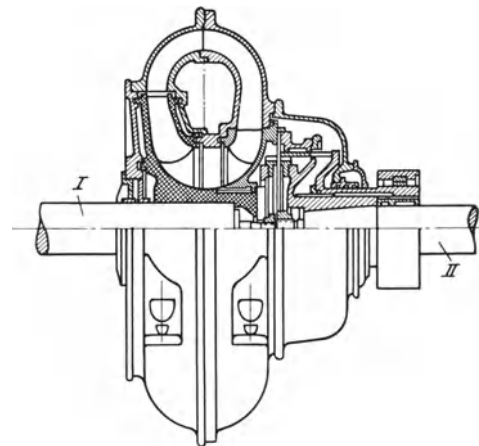


Abb. 32. Kombinierte Transformator- und Festkupplung mit voller Synchronisierung und Feststellung durch Zahnring. (Bauart Escher Wyss-Verfasser.)

Abb. 30 und 31. Größenvergleich einer reinen Turbokupplung mit 3% Slip (links) und einer kombinierten Turbokupplung mit 10% Slip (rechts).

Statt der Reibkupplung kann auch eine Klauen-, Stift- oder Zahnkupplung verwendet werden. Die Turbokupplung ist dann mit einem festen Leitapparat zu versehen, der schon hydraulisch den vollen Synchronismus herstellt. Das Synchronisieren erfolgt durch feine Änderung der Füllung. Eine solche Kupplung ist aus Abb. 32 ersichtlich. Bei ihr wird zuletzt ein Zahnring durch hydraulischen Druck axial in entsprechende Zahnkränze des Sekundärteils eingeschoben. Nach Herstellung einer gelungenen Probeausführung sind bei der bekannten Turbinenfabrik Escher-Wyss in Ravensburg (Wttbg.) u. a. 8 Kupplungen von der Größenordnung von je 30 000 bis 35 000 PS im Bau, davon vier für das Pumpspeicherwerk Bringhausen/Eder und vier für die Oberstufe des Schluchsee-Werkes (südlicher Schwarzwald). Sie dienen dort als Manövriercupplungen zum schnellsten und gefahrlosen An- und Abkuppeln der gewaltigen Speicherpumpen. Abb. 33 erläutert einen der Maschinensätze des Großspeicherwerkes Bringhausen. Jeder Satz besteht aus einer mit einer Spiralturbine starrgekuppelten Dynamo,

welche bei Pumpbetrieb als Synchronmotor läuft, und einer Großzentrifugalpumpe<sup>1</sup>.

Von I. M. Voith, Heidenheim, sind in jüngster Zeit 4 Turbo-Reibkupplungen für das Pumpspeicherwerk Herdecke/Ruhr für eine Gesamtleistung von rd. 110 000 PS geliefert worden. Die größten, bisher angefragten Kupplungseinheiten betreffen Leistungen von 60 000 und 100 000 PS.

Diese kombinierte Turbo- und Festkupplung eröffnet ganz neue Ausichten für die Schaltung und Regulierung zahlreicher technischer Vorgänge in den verschiedensten Energie- und sonstigen Maschinenbetrieben bei voller Drehzahl. Ich erwähne hier nur die Zu- und Abschaltung

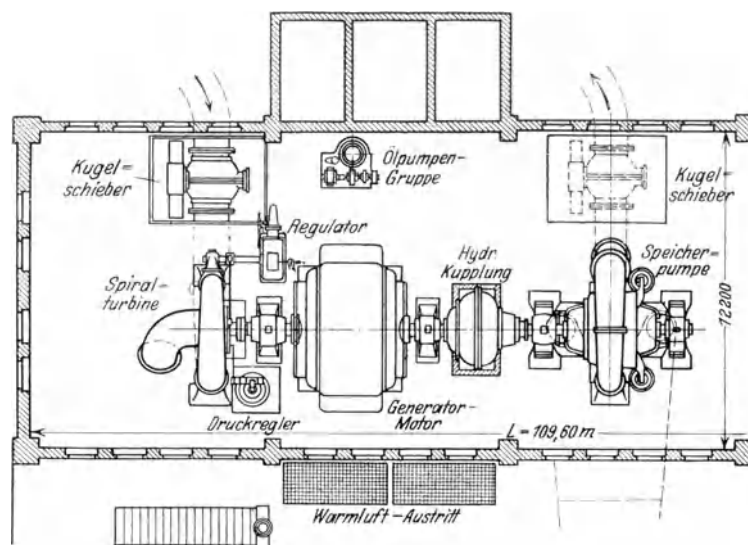


Abb. 33. Maschinensatz des Pumpspeicherwerks Bringhausen.

von Maschinensätzen der Antriebs- oder Arbeitsseite, die wahlweise Umschaltung von Antriebsmaschinen, etwa Dieselmotoren, für Haupt- oder Hilfszwecke auf Dynamos oder Kompressoren, auf Schrauben- oder Pumpensätze bei Tankschiffen, die Verwendung großer Turbodynamos als leerlaufende Phasenschieber nach Abkupplung der zugehörigen Dampfturbine, die An- und Abschaltung großer Maschinengruppen von den Schraubenwellen für die reduzierte Fahrt von Schiffen usw.

Während die Turbotteile dieser Kupplung nicht die geringsten Schwierigkeiten bieten, hat uns die Frage der absolut sicheren und zugleich eleganten Betätigung der zugehörigen Reib- oder Zahnkupplungen vor neue Aufgaben gestellt. Eine befriedigende, die schwerfälligen Gestänge völlig beseitigende Lösung fand Verfasser in Form eines neuartigen

<sup>1</sup> Der Zweck der Pumpspeicherwerke ist bekanntlich die Hebung der Wirtschaftlichkeit der außerordentlich ungleich belasteten Dampfwerke. In den Mittags-, Nacht- und Sonntagspausen soll Wasser in mehrere hundert Meter höher gelegene Speicherbecken oder natürliche Speicherseen gepumpt und zu Zeiten des Spitzenbedarfs zurück in Spitzenturbinen geleitet werden. Die Anlagekosten sind erheblich billiger als die Kosten entsprechender Spitzenturbinen mit hochmodernen Kesselanlagen.

## c) Servomotors für rotierende Wellen.

Denken Sie sich nach Abb. 34 mit der Welle rotierend ein radiales Rohr, das innen in einen Ringschlitz, außen auf einen runden oder rechteckigen Kolben ausmündet. Läßt man von einem stillstehenden Behälter aus geölte Stahlkugeln in den Ringschlitz fallen, so entstehen in den äußeren Teilen des rotierenden Rohres durch die Schleuderwirkung der Kugeln sehr hohe allseitige Drücke, welche Arbeit leistend mit Hilfe des Kolbens auf irgendwelche Steuerorgane, Reibklötze usw. übertragen werden können. Nach Entleerung der Kugeln in eine ringsumlaufende Rinne kann die betreffende Steuerbewegung durch Feder- oder Kugeldruck wieder rückgängig gemacht werden.

Dieser eigenartige, mit der umlaufenden Welle organisch vereinigte Servomotor bietet folgende Vorteile: 1. Jede äußere Kraftquelle, Pumpe, Druckerzeuger, Akkumulator usw. fällt weg. 2. Es können viereckige oder ovale Platten oder Reibklötze als Kolben verwendet werden. 3. Die Spielräume an den beweglichen Druckkörpern können  $= \frac{1}{3}$  bis  $\frac{1}{2}$  Kugeldurchmesser gewählt werden. 4. Trotzdem gibt es keine Leckverluste. 5. Die Arbeitsdrücke je Quadratzentimeter sind mindestens sechsmal so groß als bei Ölfüllung. 6. Die Druckerzeugung dauert unfehlbar so lange, als die Welle rotiert. Reservedruckquellen sind daher überflüssig.

Das neue Steuerungsverfahren steigert und vereinigt die Vorteile der hydraulischen Servomotoren mit denen der mechanischen Betätigung, beseitigt aber auch deren Nachteile, die Unzuverlässigkeit außenliegender Pumpen- und Akkumulatorsätze, ihre ständige Inbetriebhaltung, die Reibung der schwerfälligen Gestänge zur Überleitung der Schaltbewegung vom festen Raum auf die rotierende Welle usw. Das Verfahren wird gegenwärtig für zahlreiche Anwendungsgebiete, insbesondere für Transformator- und Reibkuppelungen, studiert.

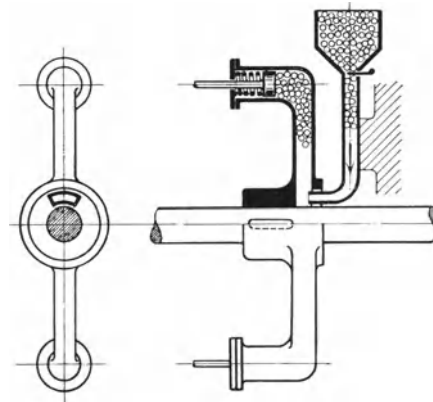


Abb. 34. Neue Kraftsteuerung für Vorgänge auf rotierenden Wellen.

## d) Hydrodynamische Winkelgetriebe.

Die gleichachsige Lage von Primär- und Sekundärturbine ermöglichte seinerzeit die Scheitelwirkungsgrade, geringstes Gewicht, geringsten Raumbedarf und einen straff geschlossenen Maschinensatz. Für manche Zwecke aber ist diese Lage unerwünscht, z. B. für die Übertragung im rechten Winkel zum Ersatz von Kegelrädern, wie z. B. bei Automobilen, Triebwagen oder Diesellokomotiven. Der Verfasser hat daher seit 1911 Entwürfe für ein hydrodynamisches Winkelgetriebe vorbereitet, das entweder für sich oder unter gleichzeitiger Ausbildung als Differentialgetriebe von einer längsgestellten Antriebsmaschine auf die querstehende Blind- oder Antriebsachse des Fahrzeuges wirkt.



Nach dem Kriege wurde eine Reihe derartiger Antriebe für Diesellokomotiven weiter durchgearbeitet. Der erreichbare Wirkungsgrad ist natürlich geringer als beim gleichachsigen Transformator, weil einerseits ein Rücklaufkrümmer, andererseits eine Pumpen- und eine Turbinenspirale mit zugehörigem Leitapparat hinzukommt. Der Gewinn an Wirkungsgrad erstreckt sich sonach nur auf den Wegfall der beiden Austrittsverluste, mit dem Ergebnis, daß etwa 80 bis 82 % durchschnittlich erreicht werden können gegenüber 91 % beim Übersetzungs- transformator. Die Spirale der Pumpe geht dabei stetig in die dicht angebaute Spirale der Turbine über, entsprechend etwa einer S-Form, welche in der Mitte im rechten Winkel aufgebogen ist.

Unabhängig vom Vortragenden ist dieses Turbogetriebe auch von der Lokomotivfabrik Nydqvist & Holm in Trollhättan entworfen und mehrmals für Dieseltriebwagen ausgeführt worden. Zur möglichst starken Zugkraftsteigerung beim Anfahren wurden dort aber drei ineinanderliegende Sekundär- laufkränze verwendet, deren zwei äußere auf der gemeinsamen Sekundärwelle frei drehbar waren und nur bei langsamer und mittlerer Fahrt mit Hilfe von Sperrklinken auf das nächstinnere Rad Arbeit übertragen, während sie bei den höheren Fahrten gegenüber dem nächstinneren Rad zurückblieben. Dieser turbinentechnisch richtige Gedanke scheint an den im Wasserraum liegenden Lagerungen für die beiden äußeren Schaufelringe Schwierigkeiten gefunden zu haben, desgleichen an dem Rücklaufkrümmer, der in vielen Fällen nicht als einfacher Krümmer, sondern nur als doppelter räumlicher Krümmer ausführbar ist.

Immerhin haben derartige Turbowinkelgetriebe für manche Zwecke ihre Bedeutung, insbesondere wenn bei Rückwärtsgang geringere Zugkräfte zulässig sind oder die Umsteuerung in ein Zahngetriebe verlegt wird.

Eine weitere vom Vortragenden in neuerer Zeit bearbeitete Form der hydrodynamischen Arbeitsübertragung ist

e) das kombinierte Turbo- und Kolbengetriebe,

das aus einem primären schnellaufenden Turboteil und einer sekundären, langsamlaufenden und umsteuerbaren Kolbenmaschine besteht. Es beseitigt die Schwierigkeiten der reinen Kolben- und Kapselwerkgetriebe bei den hohen Drehzahlen der Elektromotoren und Dampfturbinen und bei den Torsionsschwingungen der vielkurbeligen Verbrennungsmotoren, schafft abermals eine nachgiebige und schwingungsdämpfende Übertragung, behebt aber auch den für manche Zwecke schwerwiegenden Nachteil der beschränkten Übersetzung des reinen Transformators. Es gestattet beliebige Lagen von Primär- und Sekundärwelle.

Das Prinzip beruht auf folgenden beiden Grundgedanken:

1. Während die gewöhnlichen marktfähigen Zentrifugalpumpen bei jeder Liefermenge möglichst gleichmäßigen Druck erzeugen sollen, kann man auch anormale Pumpen mit bei verringerter Fördermenge stark ansteigendem Druck erzielen (Abb. 35). Erhöht man außerdem beim Anfahren die Primärdrehzahl, so steigt der Druck auch noch aus diesem Grunde im Verhältnis der

Quadrate der Primärdrehzahlen. Diese Drehzahlerhöhung läßt sich bei verringerter Fördermenge sogar automatisch erreichen, wenn eine geeignete Antriebsmaschine, z. B. ein Hauptstrommotor oder eine Verbrennungsmaschine mit ungefähr konstanter Treibmittelzufuhr, ohne weiteren Regulator gewählt wird.

2. Bei allen Kolbenmaschinen geht die aufgenommene Flüssigkeitsmenge proportional der Drehzahl herunter. Schalten wir also unsere Primärpumpe auf einen Kolbenmotor, z. B. eine für Großkraftzwecke durchgebildete Drehkolbenmaschine, so werden auf ihre Kolben Drucke ausgeübt, die bei Verringerung der Fördermenge, also bei Verringerung der Drehzahl des Kolbenmotors, ohne Schaltung, automatisch ansteigen.

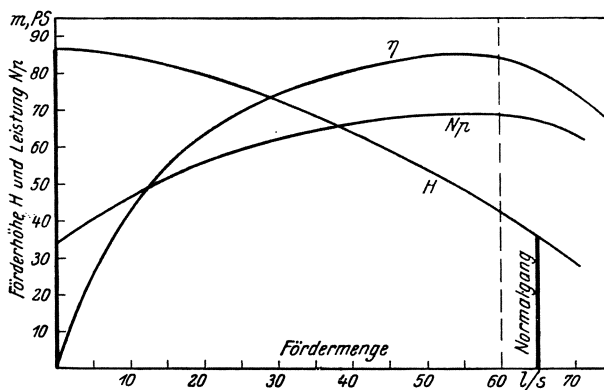


Abb. 35. Q-H-Charakteristik und Wirkungsgrad  $\eta$  einer Spezialschleuderpumpe.  
 $H$  Förderhöhe (Druck),  $\eta$  Wirkungsgrad,  $N_p$  Primärleistung.  
 Bei Verringerung der Fördermenge  $Q$  steigt  $H$  automatisch an.

Dieses neue Großgetriebe mit automatischer Zugkraftsteigerung kann durch Anordnung einer zweistufigen Pumpe oder Kolbenmaschine für weitere Steigerungen der Zugkräfte mittels einer einzigen Umschaltung eingerichtet werden.

Abb. 36 zeigt die Rechnungsergebnisse für ein Verbundgetriebe mit einfacher Umschaltung. Linie  $H, M_2, Z$  bedeutet den Verlauf der Druckhöhen, Sekundärmomente und Zugkräfte über der sekundären Drehzahl oder Fördermenge  $Q$ , Linie  $M_D$  den Verlauf der Primär-, z. B. Dieselmomente. Darüber ist der Verlauf der Dieseldrehzahl  $n_1$  und des Wirkungsgrades  $\eta$  zu erkennen, der etwas über 80% angenommen ist.

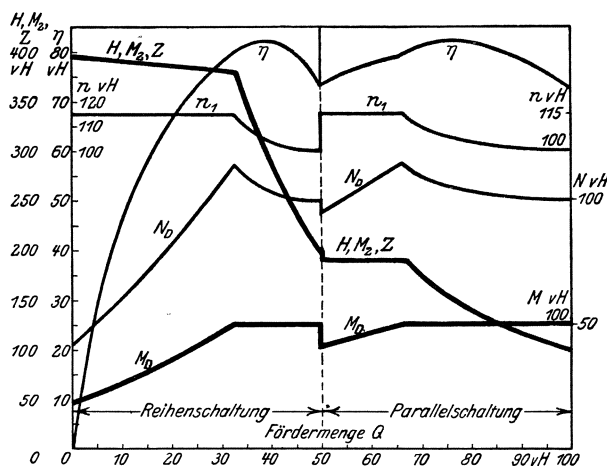


Abb. 36. Zugkraftsteigerung durch das kombinierte Turbo- und Kolbengetriebe. Die Fördermenge  $Q$  ist proportional der Fahrgeschwindigkeit  $V$ .  
 $Z$  sekundäre Zugkraft,  $M_2$  sekundäres Drehmoment,  $H$  Förderhöhe (Druck),  $n_1$  Primärdrehzahl,  $M_D$  Primärmoment,  $N_D$  Primärleistung,  $\eta$  Wirkungsgrad.

Abb. 37 gibt die Größenverhältnisse eines derartigen Verbundgetriebes für eine 1000 PS Diesel-Lokomotive mit einstufiger Pumpe<sup>1</sup>. Die Treibachsen werden in bekannter Weise durch Kuppelstangen angetrieben. Die Drehkolbenmaschine sitzt auf der Blindwelle; sie wird durch Vertauschung der Ein- und Austrittskanäle mittels eines Kolbenschiebers umgesteuert und mußte selbstverständlich für Großkraftzwecke völlig umgestaltet werden. Alle Gleitbewegungen im Innern sind beseitigt, die üblichen Gleitkolben der Kapselwerke sind

<sup>1</sup> Pumpe und Drehkolbenmaschine arbeiten hier mit großer Wassermenge  $Q$  und kleiner Druckhöhe  $H$ .

durch Schwingkolben mit Labyrinthdichtungen ersetzt, welche durch außenliegende Kurvenscheiben und Nockenhebel ihre Schwingbewegung erhalten.

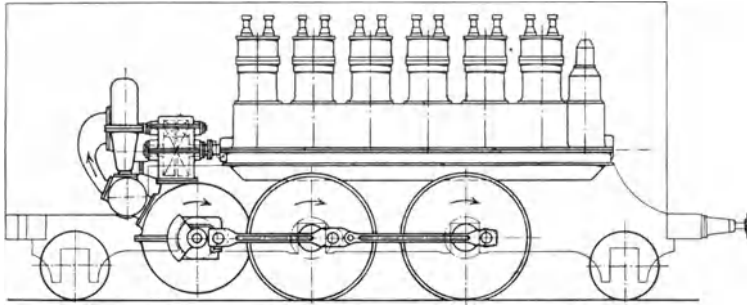


Abb. 37. Hydrodynamisches Verbundgetriebe für eine 1000 PS-Diesellokomotive.

Die Aussichten dieser hydrodynamischen Übertragung sind in den letzten Jahren durch die glänzende Entwicklung der Rollenlager und der Leichtmetalle erheblich gestiegen. Als Anwendungsgebiete kommen alle Zwecke in Frage, bei denen eine schnelllaufende Antriebsmaschine unter selbsttätiger Steigerung der Zugkraft eine langsamlaufende, beliebig gelegene Arbeitswelle antreiben und gegebenenfalls umsteuern soll. Bei elektrischem Antrieb ersetzt die vorliegende Übertragung zugleich die teuren Leonard-Aggregate.

### Hydrodynamische Übertragung bei Gasturbinen.

Wir kommen nun zu einer Anwendungsmöglichkeit der hydrodynamischen Arbeitsübertragung, welche über den ursprünglichen Rahmen ihrer Verwendung am weitesten hinausgeht und gewissermaßen eine Umkehrung des zuletzt beschriebenen Prinzips darstellt. Die ungeheuren Schwierigkeiten der in den Lehrbüchern beschriebenen Gasturbinen und die Mißerfolge der bisherigen Versuche sind bekannt. Der Vortragende hat in den Jahren 1905/07 als Oberingenieur der damaligen Vulcan-Werft im Semmler-Gasturbinenkonsortium (Deutz) mitgewirkt und mit allen Beteiligten die Überzeugung gewonnen, daß die große negative Kompressionsarbeit, die Strahltemperatur über  $800^{\circ}\text{C}$  bei Strömungsgeschwindigkeiten von 1000 m und darüber, in Läufrädern von Hunderten von Metern Umfangsgeschwindigkeit, endlich die Riesenapparatur an Vorwärmern, Regeneratoren, Kondensatoren, Luftpumpen und sonstigen Hilfsapparaten bei richtiger Vorausberechnung dem verantwortlichen Konstrukteur jeden ernstesten Großversuch mit der direkt wirkenden Gasturbine und den heutigen Baustoffen als hoffnungslos erscheinen lassen.

Verlockend schien dagegen der Umweg über den Explosionswasserheber, d. h. eine Pumpe, in deren Zylinder das Wasser unmittelbar durch den Druck der Verbrennungsgase verdrängt und gefördert wird.

Dieses Problem ist vor 20 Jahren durch die Gaspumpe des englischen Ingenieurs Humphrey grundlegend gelöst worden. Die 50-PS-Humphrey-Pumpe auf der Brüsseler Weltausstellung 1911 hat wohl jedem, der die genannten Schwierigkeiten kennt, den Eindruck einer der genialsten Ingenieurthaten der Geschichte eingeflößt.

Sie hatte einen senkrechten Arbeitszylinder *C* (Abb. 38) mit Steuerventilen, die sich selbsttätig bewegten und verblockten, und mit einem 12—15 m langen

U-förmigen Wasserkolben unter dem Gasraum. Die Explosion schleuderte diesen Freiflugkolben durch das lange horizontale Widderrohr *D* in einen Hochtank *ET*. Der Wasserkolben schoß übers Ziel hinaus, erzeugte im Zylinder Vakuum und ließ neues Wasser aus dem Saugtank *ST* in das Widderrohr eintreten.

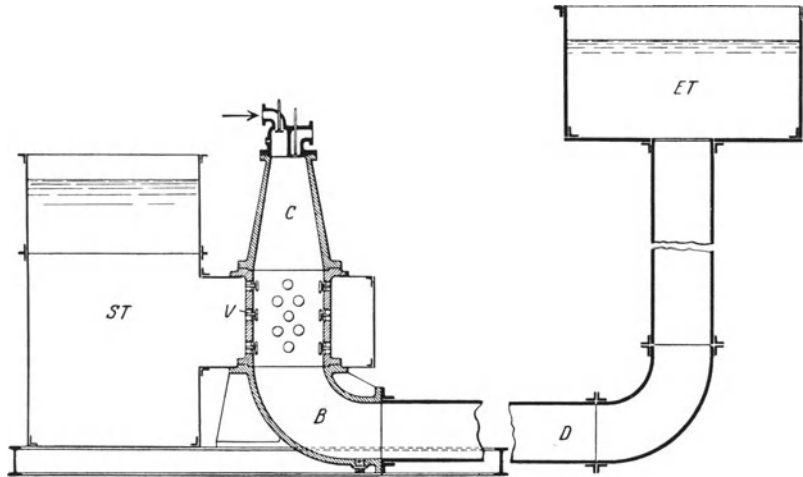


Abb. 38. Humphreygaspumpe (1911).

*C* Arbeitszylinder, *V* Saugventile für Wasser, *B, D* Widdersäule, *ST* Saugtank, *ET* Hochtank.

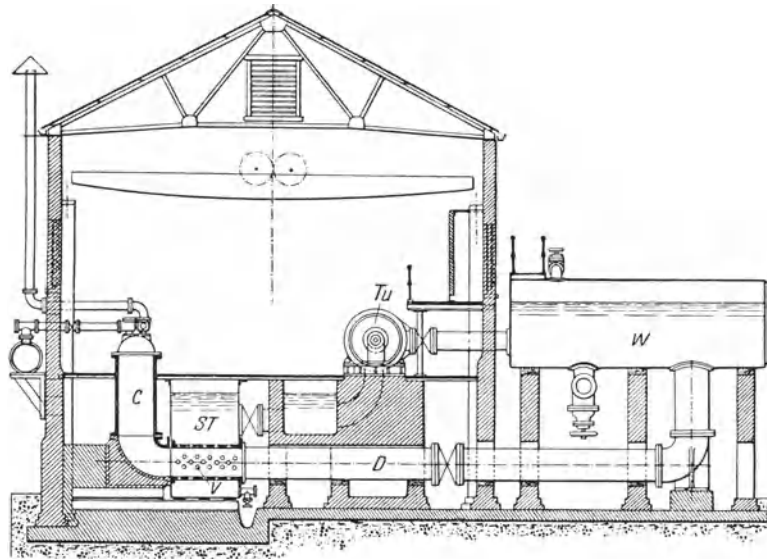


Abb. 39. Gasturbinenzentrale nach Humphrey.

*C* Gaspumpe, *ST* Saugtank, *V* Ventile, *D* Widderrohr, *W* Windkessel. *Tu* Wasserturbine.

Die je nach dem System ein- oder zweimal zurückschwingende Wassersäule trieb die Gase aus und komprimierte die neue Ladung, worauf sich das Spiel geräuschlos wiederholte.

Der Gasverbrauch, bezogen auf gehobenes Wasser, war besser als bei Anlagen mit Sauggasmaschine und Pumpe. Der Ausbau dieser Gaspumpe zu einer elektrischen Kraftanlage durch Anfügung eines Windkessels (Abb. 39), einer Wasserturbine und eines Kreislaufes für die Druckwasserströmung hätte vom rein physikalischen Standpunkt keine prinzipiellen Schwierigkeiten geboten.

Leider aber hat ein Umstand alle Hoffnungen vereitelt: Die 50 PS-Humphrey-Pumpe in Brüssel konnte nicht über 15 Spiele in der Minute gebracht

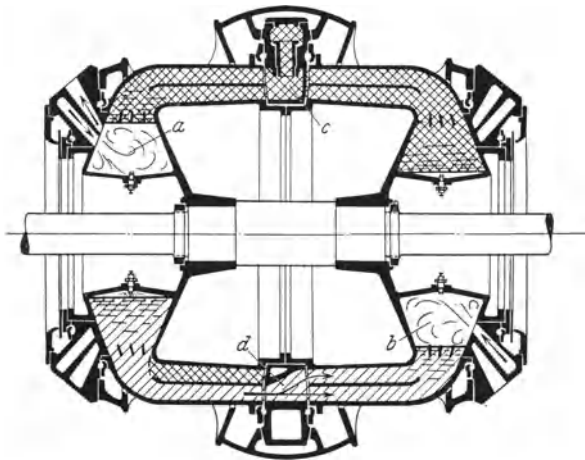


Abb. 40. Zallengasturbine nach Professor Stauber.  
a, b Verpuffungsräume (umlaufend), c—d fester Leitring.

werden, andernfalls löste sich der Wasserspiegel durch Häufung von Wellenbewegungen in ein Gas-Wasser-Gemisch auf, das die thermische Wirkung völlig zerstörte. Das Schneckentempo der Spiele zwang zur Anwendung der genannten 15 m langen Widdersäule von 700 mm Durchmesser. Und dies als Gegenstück zum heutigen 50 PS-Automobilmotor mit 3000 U/min!

Seit jener denkwürdigen Vorführung hat man nach Mitteln zur Dämpfung des Spritzens gesucht, um die Spielzahl auf die hundertfache Größenordnung zu steigern, und dafür außer Schwimmern auch die Zentrifugalkraft in rotierenden Arbeitsräumen vorgeschlagen. Die älteren

Vorschläge beziehen sich hauptsächlich auf Zellenturbinen mit ungefähr radialen Einzelzellen, die z. B. im vorliegenden Beispiel (Abb. 40) in Gestalt von zwei radialen Zellensternen um eine Welle montiert und durch axiale Widerrohre und einen stillstehenden mittleren Leitschaufelring gegeneinandergeschaltet sind im Sinne einer doppeltwirkenden Gasmaschine.

Auch der Vortragende hat sich mit solchen Zellenturbinen befaßt. Die Untersuchung der hydrodynamischen Verhältnisse (1921) zeigte aber zwei erhebliche Schwierigkeiten, die sich nur durch Verzichte und Nachteile anderer Art verringern oder beseitigen lassen. Die eine ist der ständige Wechsel der hohen Strömungsgeschwindigkeiten in den Turbinenkanälen, nahe am festen Leitring. Hierdurch entsteht eine neuartige, bei gewöhnlichen Turbinen fehlende Verlustquelle, die ständige Bildung von Anfahr- und Auslaufwirbeln zwischen den mit wechselnder Umfangsgeschwindigkeit ausgestoßenen Wasserringen (Abb. 41). Die Wirbel bilden gewissermaßen die Roll-lager zwischen den ungleich schnell umlaufenden Wasserringen; die aufeinanderfolgenden Wirbelschichten drehen daher abwechselnd rechts und links.

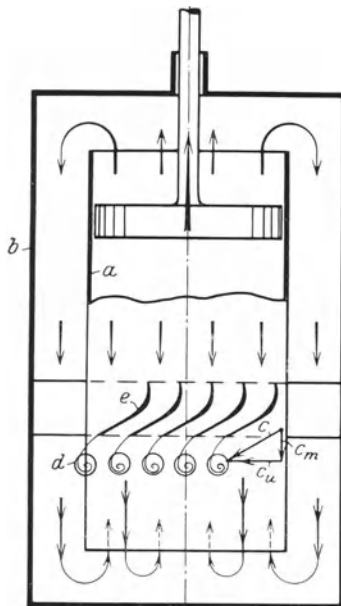


Abb. 41. Apparat zum Studium der Bildung zusätzlicher Anfahr- und Auslaufwirbel bei nichtstationärem Ausfluß hoher Geschwindigkeit.

a Innenzylinder mit Kolben, b Außenzylinder (Glas), e feste Leitschaufeln, d Wirbel, gewissermaßen als Roll-lager zwischen Wasserringen ungleicher Umlaufgeschwindigkeit, e Absolutgeschwindigkeit in den Leitkanälen,  $c_m$  Meridiangeschwindigkeit,  $c_u$  Umlaufgeschwindigkeit.

Die eigenartige, nur der nichtstationären Turbine eigene Dauerverlustquelle wurde 1922 in unserem Danziger Institut an dem Modell (Abb. 41) nach-

gewiesen und studiert; sie scheint in der Turbinen-Literatur bisher unbeachtet geblieben zu sein.

Die zweite Schwierigkeit, die beim Auf- und Abpendeln des Spiegels entstehenden Corioliskräfte, rühren vom ständigen Wechsel der Umfangsgeschwindigkeit der radial pendelnden Wasserteilchen her und verursachen eine fortwährend wechselnde Schrägstellung, eine Art Schaukelbewegung des Spiegels nach Abb. 42, da dieser sich bei unendlich kleiner Breite senkrecht zur Resultierenden aus Zentrifugal- und Corioliskraft einstellt. Der Endpunkt dieser Resultierenden durchläuft bei geeignetem Maßstab des Diagramms die dargestellte Ellipse, während der Spiegel um den Hub  $S = 2a$  einmal auf- und abpendelt.

In der Literatur ist bis heute nur die eindimensionale Theorie des „mittleren Wasserfadens“ für die Zellenturbine entwickelt. Zweidimensionale, auf die endliche Ausdehnung des Spiegels in der Umfangsrichtung eingehende Betrachtungen vom Jahre 1921 zeigten uns aber, daß die Schaukelschwingung des Spiegels nahe der Zellenwand neue zusätzliche Radialgeschwindigkeiten und daher zusätzliche Corioliskräfte erzeugt, welche sich beim Einwärtsschwingen auf der voraneilenden Zellenseite zu den Corioliskräften des mittleren Fadens addieren, dadurch eine verstärkte Schrägstellung und eine Krümmung des Spiegels und so abermals zusätzliche Corioliskräfte usw. bedingen. Hierdurch treten in wechselseitiger Steigerung unzulässige Ausschläge der Schaukelbewegung und zuletzt Spritzen des Spiegels ein, trotzdem die Zentrifugalkraft des mittleren Fadens das Spritzen noch reichlich niederhalten könnte.

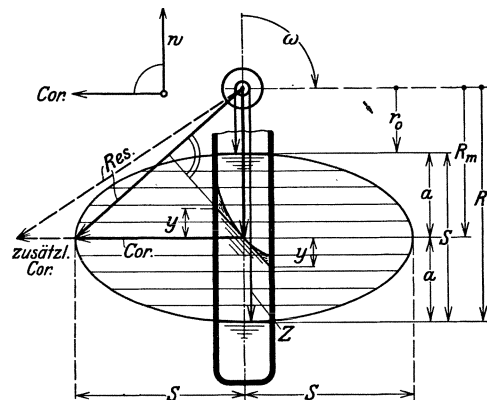


Abb. 42. Diagramm für die Wirkung der Corioliskräfte in rotierenden Zellen endlicher Breite.

$r_0$  innerer Radius  
 $R_m$  mittlerer „  
 $R$  äußerer „ } der pendelnden Wassersäule.

Bei unendlich schmalen Spiegel würde sich dieser stets senkrecht zur Resultierenden aus Zentrifugalkraft  $Z$  und Corioliskraft  $Cor$  einstellen.

Abb. 42 deutet die durch die zusätzlichen (punktieren) Corioliskräfte bedingte verstärkte Schrägstellung und Krümmung des Spiegels auf der voraneilenden Zellenseite an, worauf bald die Auflösung des Spiegels in einzelne Klumpen folgt. Unsere theoretischen Voraussagen wurden auch hier durch 1922/23 in Danzig angestellte Versuche bestätigt, welche neuerdings durch meinen früheren Privatassistenten Dipl.-Ing. Pabst vervollkommenet und durch eine Näherungstheorie erläutert worden sind, wobei sich eine befriedigende Übereinstimmung ergab. Abb. 43 u. 44 ist seiner von der hiesigen Hochschule genehmigten Dissertation entnommen; sie zeigt den in Abb. 42 vorhergesagten Effekt wegen der Phasenverschiebung  $17^\circ$  hinter dem Totpunkt und die Auflösung in Spritzer  $36^\circ$  hinter dem Totpunkt.

Die Erkenntnis der besonderen hydrodynamischen Schwierigkeiten der Zellenturbinen hat den Vortragenden daher seit 1922 von diesem System abgebracht, zumal derselbe bereits andere, wesentlich wirksamere Mög-

lichkeiten zur Dämpfung der Spritzer und damit zur Steigerung der Spielzahlen gefunden hatte, gemäß folgender Überlegung:

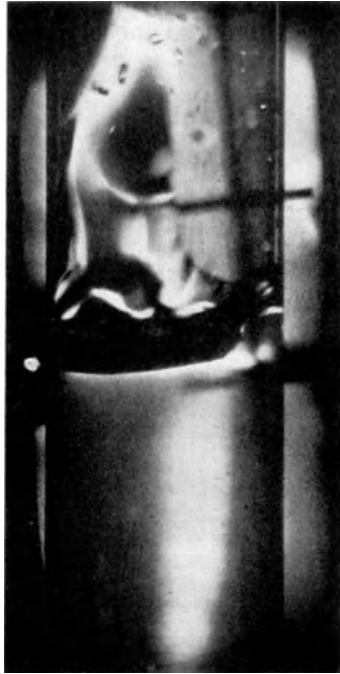


Abb. 43.

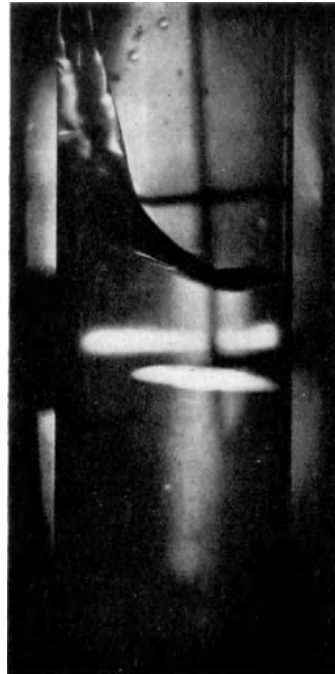


Abb. 44.

Abb. 43 u. 44. Gefahr der Auflösung des Flüssigkeitsspiegels von Zellenturbinen in Spritzen.  
Abb. 43 gilt  $36^\circ$  hinter dem Totpunkt, Abb. 44 gilt  $17^\circ$  hinter dem Totpunkt.

Die Umfangsgeschwindigkeiten in den Arbeitsräumen der Zellenturbinen nehmen nach Abb. 45—46, ähnlich wie bei einem Wirbelkern, von außen nach innen linear ab; wegen der konstanten Winkelgeschwindigkeit  $\omega$  folgen auch die Zentrifugalkräfte  $Z = mr\omega^2$  diesem Gesetz, sind also gerade in den inneren Spiegellagen, d. h. der heißesten Explosionszone, wo das Spritzen am gefährlichsten ist, am allergeringsten.

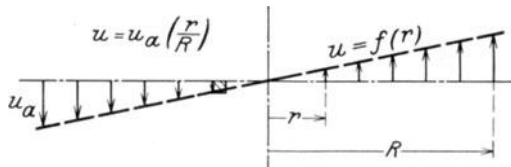


Abb. 45.

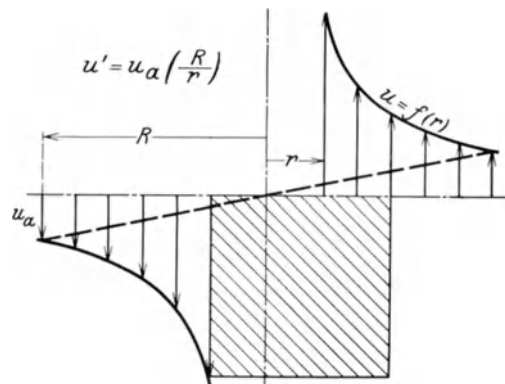


Abb. 46.

Abb. 45—46. Vergleich der Umfangsgeschwindigkeiten  $u$  und Zentrifugalkräfte (Flächen der schraffierten Quadrate) bei Zellenturbinen und beim freien Potentialwirbel für gleiche Radien  $r$  und  $R$  und gleiche  $u_a$ .

Anzustreben war daher eine Anordnung mit nach innen zunehmenden Zentrifugalkräften, also auch nach innen zunehmenden Umfangsgeschwindigkeiten. Die Lösung wurde 1920 (D. R. P.) in Form des in einem stillstehen-

den Arbeitszylinder umlaufenden sog. „Potentialwirbels“ oder „Strudels“ gefunden (Lit. 4 S. 401). Bei ihm steigen die Umfangsgeschwindigkeiten der Wasserteilchen nach innen hyperbolisch an:  $u_i = u_a (R/r)$  (Abb. 46). Wählt man in beiden Fällen die Radien und die Umfangsgeschwindigkeiten  $u_a$  in den äußeren Spiegellagen gleich groß, so verhalten sich die Zentrifugalkräfte der neuen Gasturbine zu denen der Zellenturbinen wie  $(R/r^4)$ . Sie sind in Abb. 45—46 für  $R/r = 4$  durch die schraffierten Flächeninhalte des kleinen und des großen Quadrates dargestellt, wobei  $Z'/Z = 4^4 = 256$ . Wir erhalten also in den gefährdeten inneren Spiegellagen eine Spritzerdämpfung von mehr als 100facher Stärke gegenüber den entsprechenden Zellenturbinen.

Der vom strudelartigen Ausfluß aus Trichtern, Wannen usw. bekannte Potentialwirbel wird hier durch tangenciales Einströmen des Wassers durch Leitkanäle in den Arbeitsraum eines festen Zylinders erzeugt. Er umschließt bei uns einen mittleren Hohlraum, der mit Gasgemisch gefüllt und durch die Verpuffung vom Radius  $r$  auf den Radius  $R$  expandiert wird, unter gleichzeitiger Verdrängung eines entsprechenden Wasservolumens nach außen. Der „Hubraum“ liegt also im Zentrum des Wirbels; als Kolben dient die zylindrische oder kegelige Wasserwand, die als Hubbewegung eine radiale Atmungs-bewegung ausführt und gleichzeitig mit der nach dem Gesetz  $u \cdot r = \text{konst.}$  veränderlichen Umfangsgeschwindigkeit umläuft. Der Atembewegung entsprechend wird der Gasinhalt abwechselnd expandiert und komprimiert.

Die Gaspumpe dieses Systems besteht nach Abb. 47 aus drei Hauptteilen, dem Kompressionswindkessel *I*, dem Arbeitszylinder *II* und dem Expansions- oder Druckwindkessel *III*. Im Arbeitszylinder *II* findet die starke, dem Hubvolumen entsprechende, zwischen den Radien  $r$  und  $R$  pendelnde Hub- oder Atmungs-bewegung statt, während die entsprechende Atmungs-bewegung in den mittleren Hohlräumen der Windkessel durch den ständigen Zufluß des Wassers durch Stutzen *e* bzw. Abfluß *f* gedämpft ist. In allen drei Zylindern läuft das Wasser außerdem nach den Gesetzen des Potentialwirbels ständig um. Der Umlauf wird durch geeignete Zuflußstutzen *e* und Leitringe *a* und *b* unterhalten, welche letztere gleichzeitig mit Absperrgliedern für die von *I* nach *II* und darauf von *II* nach *III* schwingende ringförmige Widdersäule versehen sind.

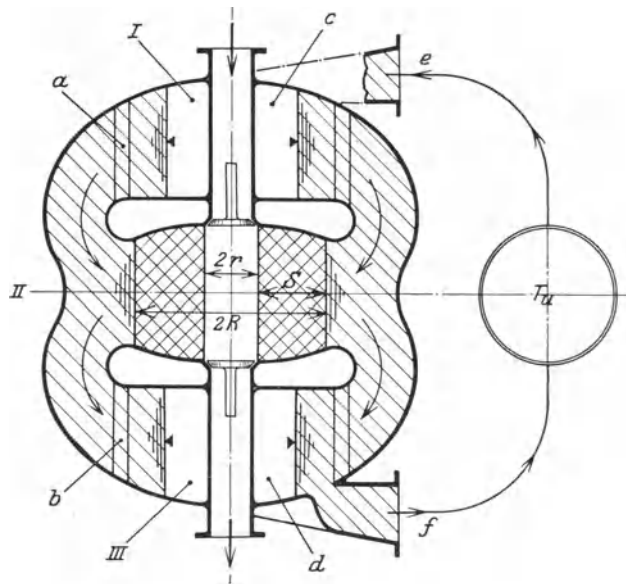


Abb. 47. Gaspumpe und -Turbine mit Potentialwirbeln im Kompressionswindkessel *I*, Arbeitszylinder *II* und Druckwindkessel *III*.

*a* und *b* Leit- und Absperr-Ringe, *c* und *d* Luftkerne der Windkessel, *e* tangentialer Wassereintritt, *f* tangentialer Wasseraustritt,  $T_u$  Wasserturbine.



Die Schwierigkeiten der Zellenturbinen infolge der Corioliskräfte sind hier vollständig beseitigt, die Schwierigkeiten durch den ungleichmäßigen Durchfluß in  $a$  und  $b$  sind durch die Gesetzmäßigkeit des Potentialwirbels — außen kleine, innen große Geschwindigkeiten — auf ein quadratisch verringertes, also viel günstigeres, unschädliches Niveau verlegt; denn die Leitapparate  $a$  und  $b$  liegen bei uns im Gebiete sehr kleiner Durchflußgeschwindigkeiten.

Die Gasturbine dieses Systems entsteht aus der verbesserten Gaspumpe nach Abb. 47 durch Anfügung eines Flüssigkeitskreislaufs an  $e$  und  $f$  durch eine Turbine  $Tu$  hindurch, die natürlich auch gleichachsig eingebaut sein kann und nahezu gleichmäßig durchströmt wird. In ihr gibt die Flüssigkeit nur so viel Energie ab, daß der Rest die — hier hohe — Kompression und die Unterhaltung der Potentialwirbelung bestreiten kann.

Der Vortragende hat in den letzten Jahren mehrfach Versuche über die Strömungs-, Expansions- und Kompressionsvorgänge in den Arbeitsräumen derartiger Wirbelzylinder angestellt, welche die Richtigkeit unserer Überlegungen bestätigt haben. Es wurden auch Explosionsversuche ausgeführt, welche der Einfachheit halber durch Zündung von Schießpulver im zentralen Gasraum erzeugt wurden. In neuester Zeit sind Zeitlupenaufnahmen mit 1000 Bildern pro Sekunde vorgenommen worden.

Auf Grund dieser Versuche, die vorwiegend mit bescheidenen eigenen Mitteln ausgeführt wurden, läßt sich natürlich noch nicht aussprechen, ob die Gasturbine mit hydrodynamischer Arbeitsübertragung überhaupt ausführbar sein wird. Dazu sind noch zu viele andere Einzelprobleme für sich zu lösen. Aber das eine wurde festgestellt, daß, wenn die hydrodynamische Arbeitsübertragung von den Brenngasen auf Wasser und Wasserturbinen überhaupt möglich sein wird, das Prinzip des atmenden, in einem festen Hohlraum erzeugten Potentialwirbels die größten Aussichten auf Wirtschaftlichkeit verbürgen wird.

Diese Form der Gasturbine hat außerdem die Eigenschaft, daß sich Maschinenleistungen von 30 000—40 000 PS und mehr in einem einzigen derartigen Wirbelraum erzeugen lassen, sie ermöglicht daher die Konzentration der Einzelleistungen, nach der die gesamte Entwicklung des Großmaschinenbaues und der Energiebewirtschaftung seit 3 Jahrzehnten hinstrebt.

### Wissenschaftliche Fortschritte.

Daß der Ausbau der hydrodynamischen Arbeitsübertragung auch wissenschaftliche Fortschritte mit sich gebracht hat, geht z. B. daraus hervor, daß dem Vortragenden 1907, wenige Monate vor dem Probelauf des ersten Transformators, von höchst autoritativer Seite jede Hoffnung auf die vorausgesagten Wirkungsgrade über 80% abgesprochen wurde. Man folgerte allgemein, daß eine Umformung etwa 15%, die zweite ebensoviel Verlust kostete und daher nur wenig bessere Wirkungsgrade als 70% möglich wären. Demgegenüber wurden ohne Vorversuch 83—85%, beim Kreuzer „Wiesbaden“ sogar 91% erzielt, während die Turbokupplung 97—99% erreicht. Diese Scheitelwerte der wissenschaftlichen Turbinentechnik dürften wohl noch lange den Standard bilden.

Der leitende Gedanke für Gesamtanordnung und Einzeldurchbildung war uns die Erkenntnis der Nichtumkehrbarkeit der physikalischen Strömungen, der Labilität verzögerter Potentialströmungen und die daraus entwickelte Vorschrift, möglichst jede Relativverzögerung, selbst in den einzelnen Stromfäden, zu vermeiden und daher alle Relativströmungen „absolut konvergent“ zu gestalten. Es ist bemerkenswert, daß verwandte Gedanken über die empfindliche „Umsetzung von Geschwindigkeit in Druck“ gleichzeitig auch Herrn Prandtl das Leitmotiv seiner späteren Arbeiten, insbesondere seiner „Grenzschicht-Theorie“, abgegeben haben. Während Prandtl diese Quintessenz der neueren Strömungslehre in einer grundlegenden hydrodynamischen Näherungstheorie mathematisch niedergelegt hat, versuchte der Vortragende unabhängig zur selben Zeit die wissenschaftlich-konstruktiven Folgerungen zu verwirklichen. Die tiefste Wurzel dieser Duplizität dürfte zweifellos in dem anregenden, kritisch tiefschürfenden Unterricht unseres gemeinsamen unvergeßlichen Lehrers August Föppl beruhen. (Vgl. auch Lit. 5, S. 299.)

Die Entwicklung des Turbotransformators hat teils vor, teils gleichzeitig mit der des Flugzeugs zu einem kritischen Aufbau der neueren Strömungslehre Anlaß gegeben. Eine solche gab es vor 26 Jahren noch nirgends. Der Konstrukteur war auf eigene Beobachtungen, auf kritische Vergleiche von hydrodynamischer Rechnung und Experiment, auf Bruchstücke aus der Vektorlehre und der Elektrodynamik Föppls und im übrigen auf Intuition angewiesen. Wertvolle Wegweiser in Richtung der neueren Turbinentheorie bildeten nur einige Arbeiten von Prasil, einige Ideen von Lorenz-Bauersfeld und eine Studie von v. Mises.

Im einzelnen sind zahlreiche Strömungserscheinungen zum erstenmal geklärt und vorausberechnet worden, vor allem die gefürchtete Kavitation, die Hauptschwierigkeit des neueren Turbinen- und Propellerbaues, die theoretisch und durch Funkenphotographie untersucht und deren Korrosionswirkung auf Metall und Glas erklärt wurde. Es gelang das Hauptresultat, sie bei Transformatoren vollständig zu vermeiden (Lit. 8). Weitere Fortschritte leitete seit 1910 die Erklärung der störenden Relativwirbelung in den rotierenden Kanälen der Turbokupplung ein. Die S. 182 erwähnten Danziger Versuche hierüber gaben Anlaß zu den grundlegenden theoretischen Untersuchungen meines damaligen Mitarbeiters W. Kucharski (Lit. 22), welche auch zum erstenmal den Einfluß der endlichen Schaufelzahl auf die Leistungsaufnahme der Turbinenlaufräder zahlenmäßig erwiesen.

Die Nachrechnung der Verluste in solchen Turbokupplungen führte den Vortragenden auf die Feststellung des Phänomens der „Überturbulenz“, welche bei geringer Strömungsgeschwindigkeit in rotierenden Kanälen oder Rohren Reibungsverluste vom zeh-, ja vierzehnfachen Betrag der gewöhnlichen Kanal- oder Rohrreibung verursacht (vgl. S. 182). Unsere neuesten Versuche haben dies auch in rotierenden Rohren nachgewiesen.

Die kalorimetrische Untersuchung der hydraulischen Wirkungsgrade ist im Zusammenhang mit unseren Wärmeregenerationspatenten ausgebildet und praktisch verwertet worden; sie ermöglichte eine erhebliche Steigerung

der Genauigkeit der Messungen. Besondere Bestrebungen sind von uns seit 15 Jahren der Ausbildung numerisch-graphischer Methoden der Hydrodynamik gewidmet worden. Sie dienen hauptsächlich der Nutzbarmachung der Quell- und Wirbelbegriffe für den Aufbau einer synthetischen, möglichst universell anwendbaren, dem Ingenieur leicht zugänglichen, also technischen Hydrodynamik (Lit. 4, 5, 11, 12, 23, 24, 27).

Auf diesem Wege sind u. a. die vom Vortragenden als „Vektorintegratoren“ bezeichneten Maschinen zur Berechnung von Strom- und Potentiallinien, Geschwindigkeiten usw. entstanden (Lit. 11 u. 12). Elegante graphische Integrationsverfahren sind dabei durch meinen Mitarbeiter Dr. Weinig angegeben und ausgebildet worden, mit deren Hilfe neuerdings zum erstenmal die Berechnung der gesamten Strömungen in wirklichen Turbinenrädern mit endlich vielen, beliebig vorgegebenen Schaufeln endlicher Dicke gelungen ist (Lit. 23 u. 27). Der letzte Fortschritt ist endlich die Berechnung der unbekannt Form umströmter Körper (Schaufeln, Flugprofile, Rotationskörper) aus der vorgegebenen, physikalisch angestrebten Druckverteilung (Lit. 24).

Im ganzen hat die Entwicklung der Transformatoren viel dazu beigetragen, daß das Schlagwort von einem angeblichen Gegensatz von Theorie und Praxis auf dem Gebiete der neueren Strömungslehre einem außerordentlich großen Vertrauen in eine gesunde, kritisch angewendete Theorie Platz gemacht hat. Nur auf dieser Basis konnten in kürzester Zeit aus hundertpferdigen Kleinmaschinen 10 000- und 20 000-PS-Einheiten ohne technische oder wirtschaftliche Rückschläge entwickelt werden. Die Ausbildung der hydrodynamischen Übertragung vor 20 Jahren war ein typischer Beweis dafür, daß die rechtzeitige und dauernde Heranziehung der letzten wissenschaftlichen Hilfsmittel es allein verbürgt, mit verhältnismäßig bescheidenem Aufwand schwierige technische Neuerungen zu entwickeln, ja, daß letzte Wirtschaftlichkeit nur auf letzter Wissenschaftlichkeit beruhen kann.

Zum Schlusse ist es mir ein Bedürfnis, in Dankbarkeit des Kreises junger begeisteter Mitarbeiter und großzügiger Förderer zu gedenken, in dem zu wirken mir lange Jahre vergönnt war: von ersteren nenne ich nur die Namen Spannhake, Kucharski, Kluge, von letzteren Generaldirektor Dr. Flohr und Dr. Bauer, Direktor Kramer und Marineoberbaurat Dr. Artus. Besonderen Dank schulde ich den Herren der Marineleitung, die die hohe Verantwortung für die großen Kriegsschiffsanlagen mit Transformatoren, zuletzt die des neuen Panzerkreuzers, übernommen haben.

#### Literatur-Hinweise.

1. Föttinger, H.: Effektive Maschinenleistung und effektives Drehmoment und deren experimentelle Bestimmung. Jahrb. Schiffbau. Ges. 1903, S. 441.
2. — Die neuesten Konstruktionen und Versuchsergebnisse von Torsionsindikatoren. Jahrb. Schiffbau. Ges. 1905, S. 135.
3. — Eine neue Lösung des Schiffsturbinenproblems. Jahrb. Schiffbau. Ges. 1910, S. 157.
4. — Neue Grundlagen für die theoretische und experimentelle Behandlung des Propellerproblems. Jahrb. Schiffbau. Ges. 1918, S. 385.
5. — Fortschritte der Strömungslehre im Maschinenbau und Schiffbau. Jahrb. Schiffbau. Ges. 1924, S. 295.
6. — Erörterung über die Transformatorakupplung zu dem Vortrage von G. Bauer: Weitere Fortschritte im Schiffsantrieb durch schnelllaufende Ölmotoren. Jahrb. Schiffbau. Ges. 1926, S. 101—104.

7. Föttinger, H.: Über ein schwingungsdämpfendes Getriebe für Motorschiffe. Werft Reederei Hafen 1924, Heft 3.
8. — Untersuchungen über Kavitation und Korrosion bei Turbinen, Turbopumpen und Propellern. Hydraulische Probleme, VDI Verlag 1926.
9. — Über die Labilität der Potentialströmungen. Verhandl. 2. internat. Kongr. f. Techn. Mechanik, Zürich 1926, Verlag Füssli.
10. — Über hydrodynamische Getriebe für Diesellokomotiven. Aussprache der Fachsitzung „Dieselmaschinen“. Sonderheft „Dieselmaschinen II“ der Z. V. d. I. 1925.
11. — Über Maschinen zur Integration von Wirbel- und Quellfunktionen (Vektor-Integratoren). Proc. internat. Congr. for Applied Mechanics Delft 1924/25, Waltman jr.
12. — Die Entwicklung der „Vektor-Integratoren“ zur maschinellen Lösung von Potential- und Wirbelproblemen. Z. techn. Phys. 1928, Nr. 1. Ambrosius Barth.
13. Spannhaake, W.: Die neueste Ausführung des Föttinger-Transformators. Z. V. d. I. 1913, S. 721, 766.
14. — Die Transformatoranlage des Seebädderdampfers „Königin Luise“ der Hamburg-Amerika-Linie. Z. V. d. I. 1914, S. 481, 532.
15. — Der Föttinger-Transformator. Sonderdruck des Nürnberger Bezirksvereins Deutscher Ing. 1916.
16. — Der Föttinger-Transformator. Bayer. Ind.- u. Gewerbeblatt 1917, Nr. 23/24 u. 25/26.
17. Bauer, G.: Neuere Erfahrungen und Bestrebungen im Schiffsturbinenbau. Jahrb. Schiffsbaut. Ges. 1914, S. 113.
18. — Wärmetechnische Betrachtungen über die Wirtschaftlichkeit der Schiffsantriebe. Jahrb. Schiffsbaut. Ges. 1917, S. 109.
19. — Der Antrieb von Schiffen durch Ölmotoren mit hydraulisch-mechanischem Übersetzungsgetriebe. Jahrb. Schiffsbaut. Ges. 1924, S. 192.
20. — Weitere Fortschritte im Schiffsantrieb durch schnellaufende Ölmotoren. Jahrb. Schiffsbaut. Ges. 1926, S. 73.
21. Kluge, H.: Die Maschinenanlage des Doppelschrauben-Fracht- und Passagierdampfers „Tirpitz“. Werft Reederei 1921, Heft 19/21.
22. Kucharski, W.: Strömungen einer reibungsfreien Flüssigkeit bei Rotation fester Körper. Beiträge zur Turbinentheorie. Verlag Oldenbourg 1918.
23. Weinig, F.: Über schnell konvergierende graphische Lösungen von Strömungsproblemen durch Integralgleichungen. Z. techn. Phys. 1928, Heft 1.
24. — Widerstands- und Tragflügelprofile mit vorgeschriebener Geschwindigkeitsverteilung an der Oberfläche. Z. ang. Math. Mech. 1929, Heft 6.
25. — Der Reibungswiderstand schmalen Platten und schlanker Widerstandskörper. Schiffbau Schiffahrt 5. 9. 1928.
26. — Vergleich der ebenen und achsensymmetrischen Strömung um Widerstandskörper. Schiffbau Schiffahrt 1930, Heft 1.
27. — Über die graphische Berechnung der Strömungsverhältnisse und der Leistungsaufnahme in einem gegebenen Turbinenrad. Dissertation u. Z. ang. Math. Mech. 1930 (im Druck).
28. Holzapfel, A. C.: Gas Power for Ship Propulsion. Trans. Inst. Naval Architects 1912.
29. — Relative Possibilities of the Diesel Oil Engine, Geared Turbine and Suction Gas Engine. Proc. North East Coast Inst. of Eng. a. Shipbuilders 1912.
30. „Wulst Castle“-Anlage. Motorship (New York) 1926, S. 839.
31. Goos, Dr.: Motorliner „St. Louis“. Motorship (New York) 1929, S. 327 u. 331.
32. Bauer, G.: Hydraulic Transmission Gear. Marine Eng. a. Motorship Builder 1929, S. 225.
33. — The Bauer-Wach Exhaust Steam Turbine. Marine Eng. a. Motorship Builder 1929, S. 490.

### Erörterung.

Herr Oberregierungsbaurat a. D. Dr.-Ing. Artus (Altona):

Meine Herren! Es ist dankbar zu begrüßen, daß Herr Professor Dr. Föttinger in dem historischen Teil seines Vortrags an ein Gebiet des Schiffsmaschinenbaues erinnert hat, das zu den interessantesten gehört, das sich aber durch die erforderlichen Geheimhaltungsvorschriften der Kenntnis und dem Einblick der Ingenieurwelt verschlossen hat, nämlich der Einführung des Föttinger-Transformators in die Marine. Um die fundamentale Bedeutung des Transformators für die Marine richtig zu würdigen, muß man sich die Aufgabe vorstellen, die zu jener Zeit vorlag: sprunghafte Steigerung der Maschinenleistung hatte einherzugehen mit dem Schaffen wesentlich klarer und revisionsfähiger Maschinenanlagen, bei gleichzeitiger Einschränkung des absoluten Platzbedarfs und der Gewichte pro Leistungseinheit. Es war eine glatte Unmöglichkeit, diese Aufgabe mit den damals bekannten Mitteln, dem direkten Turbinenantrieb für die Propeller zu lösen. Es war, wollte man nicht die ganze Entwicklung ins Stocken kommen lassen, der Übergang zur schnellaufenden Primärturbine und die Einschaltung einer Übersetzung eine unumgängliche Notwendigkeit. Es konnte aber zu jener Zeit kein Mensch etwas Geeignetes hierfür vorschlagen, denn Zahnradübersetzungen für solche Leistungen zu bauen, verstand man damals, wenigstens in Deutschland, noch nicht. So war der Föttinger-Transformator das einzige Mittel, den weiteren Fortschritt durchzuführen. Und es ist zweifellos eine technische Großtat, in solcher Krisis als einziger eine konstruktive Lösung für eine so große Aufgabe, wie sie hier vorlag, vorzuschlagen; und eine technische Großtat bleibt das auch, wenn auch der Krieg die Ausführung der beabsichtigten Anlagen verhindert und die systematische Weiterbildung dieser Maschinenart unmöglich gemacht hat.

Freilich von dem konstruktiven Gedanken und auch von einer brauchbaren Handelsschiff-Ausführung bis zu einer frontmäßigen brauchbaren Kriegsschiff-Maschinenanlage ist ein weiter und mühevoller Weg. Wie diese Arbeit bewältigt wurde, dafür drei ganz kurze Gedanken:

Erstens: Führer und Personal der ausgeführten Anlagen und die Seeoffiziere der betreffenden Marinefahrzeuge hatten nur eine Stimme, die der Anerkennung für den Fortschritt und der Befriedigung und des Lobes für die betriebsmäßigen Eigenschaften.

Zweitens: Die Kurve der Wellenperle, die über den Umdrehungen als Ordinaten aufgetragen sind, lagen bei den Erprobungen in der Werkstatt und an Bord nur um ein einziges Prozent unter den theoretisch vorher angegebenen, und die gewollten Wirkungsgrade wurden nicht nur erreicht, sondern um einige Prozent übertroffen.

Und drittens: Im zweiten Kriegsjahre waren über eine halbe Million Pferdestärken für die Marine in Föttinger-Transformatoren bestellt und in Ausführung begriffen. (Lebhafter Beifall.)

Herr Obergeringieur Dreves, Hamburg:

Meine Herren! Herr Professor Föttinger hat uns ein umfangreiches Gebiet über die Anwendung der hydraulischen Kraftübertragung vorgeführt. Ich möchte nur auf einem verhältnismäßig geringen Teil, nämlich auf dem Gebiete der Handelsschiffsölmotorenanlagen ganz kurz etwas hinzufügen, lediglich der Vollständigkeit halber.

Herr Professor Föttinger hat unter anderem ein Lichtbild gezeigt, auf dem auf der linken Seite, gemessen in der Kurbelwelle, erhebliche Torsionsschwingungen aufgezeichnet waren, während hinter der Kuppelung ein sehr gleichförmiges Drehmoment auftrat. Ich möchte daran anschließend darauf hinweisen, daß es auch mit anderen, einfacheren Mitteln möglich ist, denselben Effekt zu erzielen. Es beziehen sich, was ich ausdrücklich hervorhebe, meine Ausführungen nur auf Handelsschiffs-Ölmotorenanlagen.

Wenn man nämlich eine entsprechende Durchrechnung einer solchen normalen Handelsschiffanlage vornimmt, so findet man, daß es bei richtiger Verteilung der Massen und richtiger Bemessung der Wellen zwischen den Massen, möglich ist, die Schwingungen, insbesondere auch die innerhalb der Maschine auftretenden — übrigens auch bei der hydraulischen Kuppelung unvermeidlichen Schwingungen — von der Welle, hinter dem Schwungrad der Maschine in einem solchen Maße fernzuhalten, daß auch ohne Zwischenschaltung einer hydraulischen Kuppelung ein Rädergetriebe in die Wellenleitung eingeschaltet werden kann.

Es dürfte bekannt sein, daß den bisher mit hydraulischen Kuppelungen ausgeführten Handelsschiffs-Ölmotorenanlagen auch jedesmal entsprechende Ausführungen mit direkter Kuppelung ohne Einfügung von hydraulischen Kuppelungen gegenüberstehen. Es sind das verschiedene von der Firma Blohm & Voß, Hamburg, für die Hamburg-Amerika-Linie und für die Hamburg-Südamerikanische Dampfschiffahrtsgesellschaft gelieferte Motorschiffe. Diese Schiffe sind jetzt bereits mehrere Jahre im Dienst — das erste Schiff ungefähr 6 Jahre —, so daß durch die lange ungestörte Betriebszeit dieser Anlagen erwiesen ist, daß sie den Ausführungen mit den hydraulischen Kuppelungen an Betriebssicherheit nicht nachstehen. Dabei haben sie den Vorteil, daß die Anlage einfacher und billiger wird. (Beifall.)

Herr Prof. Dr. Föttinger (Schlußwort):

M. H.! Ich danke zunächst Herrn Oberbaurat Artus herzlich für seine anerkennenden Worte. Wir haben viel zusammengearbeitet, und es freut mich außerordentlich, aus seinem Munde bestätigt zu hören, was ich selbst nicht sagen durfte.

Über die von Herrn Obergering. Dreves geäußerte Auffassung habe ich mich vielfach mit Herren von Blohm & Voss, namentlich mit Herrn Dr. Frahm, unterhalten. Zweifellos arbeiten die später gebauten Anlagen nach Beseitigung der elastischen Wellen befriedigend, solange nur 2 Maschinen auf eine Schraubewelle wirken. Ich stelle aber die Frage: Würden Sie es riskieren, eine Anlage mit 4 Maschinen pro Schraubewelle, wie z. B. beim Panzerkreuzer mit  $2 \times 25000$  PS in solcher Weise zu bauen und damit zu manövrieren? Und würden Sie eine Maschinenanlage, wie sie heute für einen Schnelldampfer mit 6 Ölmaschinen je Welle vorgeschlagen worden ist, nach Ihrem System ohne Kupplung zu bauen wagen? Auch wenn man berücksichtigt, daß beim Fressen irgendwelcher Kolben, Ausbleiben irgendwelcher Zündungen usw. die ganzen harmonischen Schwingungen sich ändern werden?

Meine persönliche Ansicht ist die, daß die Technik immer weiter in Richtung der Verwertung theoretischer Erkenntnisse fortschreitet. Ich selbst — das wird mir wohl jeder glauben — lege auf rechtzeitige rechnerische Vorherbestimmung den größten Wert. Aber die Sache muß doch auch unter den und jenen Störungen und anderen Wahrscheinlichkeiten funktionieren. Und da wäre dann doch ein Hilfsmittel, das auch unter beliebig abweichenden Bedingungen die Schwingungen sehr stark dämpft, sehr willkommen, insbesondere wenn dieses Hilfsmittel völlig neue Betriebsmöglichkeiten mitbringt, wie z. B. die, daß man heute Maschinen mit 50000 bis 100000 PS je Welle völlig elastisch an- und abkuppeln kann, ähnlich wie bei kleinen Motorbooten oder Autos.

Wenn z. B. während der Fahrt auf einer Maschinenseite etwas passiert, und die Welle mit der Bremse stillgesetzt wird, so besteht immer die große Angst, ob die Bremse auch hält, oder wie hoch man bei gebremster Welle mit der Fahrt gehen kann. Bei der Turbokupplung wird durch Entleeren des Öles einfach abgekuppelt, und die Schraube kann weiter laufen. Dasselbe gilt auch für Flugzeuge, bei denen man den Propeller nach Abstellung des Motors nur mit ganz kleinem Widerstand durch die Luft zu ziehen braucht.

Das sind doch wohl zusätzliche neue Wirkungen und es gilt auch hier  $a + b > a$ , wenn  $b$  die kleinste positive Größe ist! (Heiterkeit.) Gegen diese Logik kann wohl niemand etwas einwenden. (Heiterkeit und lebhafter Beifall.)

Vorsitzender Herr Ministerialdirektor Dr.-Ing. e. h. Presze:

Meine Herren! Das Problem der hydraulischen Arbeitsübertragung ist zweifellos eines der wichtigsten mit für unsere modernen Maschinenanlagen. Herr Professor Föttinger hat uns schon vor Jahren Projekte in Aussicht gestellt und erörtert, die inzwischen von ihm mit vollem Erfolge verwirklicht worden sind. Ich bin der festen Überzeugung, daß die Probleme, die er uns heute vorgeführt hat, ebenso in absehbarer Zeit zur Verwirklichung kommen werden. Ich danke ihm für die ausführlichen und außerordentlich interessanten Ausführungen, die er uns in seinem Vortrage gebracht hat. (Lebhafter Beifall.)

## XI. Allgemeine Betrachtungen über Strahlpropeller.

Von Dipl.-Ing. **Giorgio Rabbeno**, Colonnello del Genio Navale, Rom.

1. Die in den technischen Zeitschriften erschienenen Berichte über Versuche, welche von verschiedenen Seiten auf verschiedene Weise mit Schiffspropellern gemacht wurden, die am Schiffskörper anders als üblich angebracht sind, haben u. a. zu einem Wiederauftreten neuer Vorschläge geführt, die das Ziel haben, das System des sog. „Strahlantriebs“ zu verwirklichen.

Folgende allgemeine Betrachtungen sollen dazu dienen, das Wesen dieses Antriebs klarzulegen und zu beleuchten, was nicht immer von der richtigen Seite geschehen ist.

2. Jedes mechanische System, welches dazu erdacht ist, einen in einer Flüssigkeit schwimmenden oder in ihr untergetauchten Körper durch einen auf einen Teil der Flüssigkeit ausgeübten fortwährenden Druck in eine vorwärtsgerichtete Bewegung zu bringen, stellt in Wirklichkeit einen Strahlpropeller dar. In der Tat kann eine praktisch nicht zähe Flüssigkeit, d. h. eine gänzlich unstarre Flüssigkeit, keinerlei Möglichkeit zur Reaktion geben, es sei denn unter der Bedingung, daß ein gewisser Teil ihrer Masse ( $m$ ) mit genügender Beschleunigung in Bewegung gesetzt wird. Setzt man diese Flüssigkeit in ruhendem Zustande voraus, so wird eine geradlinige Beschleunigung zum Entstehen einer Geschwindigkeit führen ( $r$ ), welche wir<sup>1</sup> rückgängig oder rückstoßend bezeichnen wollen, weil sie jener Bewegung entgegengesetzt ist, die der in Betracht kommende Körper anzunehmen bestrebt ist. Es entsteht auf diese Weise ein fortdauernder Flüssigkeitsstrom, welcher von dem antreibenden Organ vorne angesaugt und hinten ausgestoßen wird.

Auch gewöhnliche Schaufelräder und Schrauben mit genügender Blattbreite<sup>2</sup> (ohne Berücksichtigung der Wirbel) üben ihren vorwärtstreibenden Druck nur aus, indem sie einen Strom in der Richtung von vorne nach hinten erzeugen.

Darum müßte die Benennung „Strahlpropeller“ mindestens eine Kategorie von Antriebsmechanismen kennzeichnen, welche die Trägheitsreaktion eines Gleichstromes der sie umgebenden Flüssigkeit zum Stützpunkte haben. Und dies, um sie von den sog. Reaktionspropellern (nach Art der Raketen) zu unterscheiden, welche die Trägheitsreaktion einer ausströmenden Masse zum Stützpunkte nehmen;

<sup>1</sup> Den absoluten Geschwindigkeitszuwachs in einer Zeiteinheit (eine Sekunde) von 0 auf  $r$  entspricht der Zuwachs an der Bewegungsgröße ( $mr$ ) auf den Körper. Desgleichen aber auch ein Verlust an kinetischer Energie:

$$\left(\frac{m r^2}{2}\right).$$

Ist der Stoß beständig, so erneuert sich jener Verlust in jeder Zeiteinheit.

<sup>2</sup> Die Schrauben mit zwei sehr schmalen, sich nicht gegenseitig einflussenden Flügeln (d. i. mit beschränktem Slip laufenden), würden lieber den Propellern ohne Strahlerzeugung sich nähern.

und auch von jener der Aktionspropeller (Räder, Raupenräder usw.), deren Stützpunkt in der Reaktion liegt, die den Kohäsions- und Adhäsionseigenschaften der festen Körper innewohnt.

Die gebräuchlichen Bezeichnungen sind im allgemeinen unzulänglich, da sogar die Kategorie der Strahlpropeller in der Wirklichkeit auf die Trägheitsreaktion angewiesen ist und auch eine Rakete einen flüssigen Strahl erzeugt. Folgendes scheint daher ein Gruppierungsschema mit zutreffenden Bezeichnungen zu sein:

P R O P E L L E R

A. Aktionspropeller (fester Stützpunkt)

B. Reaktionspropeller (flüssiger Stützpunkt)

$\left\{ \begin{array}{l} \text{a) mit angesaugtem und} \\ \text{ausgestoßenem Strahl} \\ \\ \text{b) mit nur ausgestoßenem Strahl} \\ \\ \text{c) ohne Strahlerzeugung} \end{array} \right.$	$\left\{ \begin{array}{l} \alpha \text{ nicht abgelenkt} \\ \beta \text{ abgelenkt} \end{array} \right.$	$\left\{ \begin{array}{l} \text{Schaufelräder} \\ \text{Schrauben (abgesehen von den Wirbeln)} \\ \text{Pumpen} \\ \text{[Ejektoren]} \\ \text{Raketen} \\ \text{Riemen (unterbrochene Wirbel)} \\ \text{Fischschwanz (Wechselwirbel)} \end{array} \right.$

Die Unterschiede zwischen diesen Kategorien sind nicht nur äußerlich, sondern im Wesen begründet, da sie auf den verschiedensten Gesetzen der Mechanik beruhen. Es genügt kurz darauf hinzuweisen, daß, während die Propeller Typ A und b auch mit begrenzten Abmessungen in der Theorie einen Wirkungsgrad eins haben können<sup>1</sup>, jene der Gruppe a) und c) einen solchen nie zu erreichen vermögen.

3. Es hat sich trotzdem der Gebrauch eingebürgert, die Bezeichnung „Strahlpropeller“ nur auf solche Propeller anzuwenden, bei welchen die zur Fortbewegung des Körpers nötige Flüssigkeitsmasse in das Innere des Körpers eintritt und aus demselben, nachdem sie mindestens einmal querschiffs geströmt ist, ausgestoßen wird, die dazu notwendig sind, den Flüssigkeitsstrom in die Pumpe hinein und wieder heraustreten zu lassen (Typ  $\beta$ ).

Von vorgenannter Gruppe werden somit alle Systeme von freiliegenden oder eingebauten Schrauben ausgeschlossen, ob sie nun mittschiffs, seitwärts, am Bug oder am Hintersteven<sup>2</sup> angebracht sind. Dasselbe gilt für halb über Wasser liegende Propeller, seitwärts oder achtern angebrachte Schaufelräder; kurz alle jene Systeme, bei welchen der relative Lauf des Wassers und die demselben verliehene Bewegung in der Fahrtrichtung des Schiffes liegen.

Diese Systeme, mit Hinzufügung derjenigen, die zur Gruppe c) gehören, bilden für die vorliegende Abhandlung die Kategorie der Propeller normaler Art.

<sup>1</sup> Wenn man von der Reibung absieht, so hat die Kategorie der Aktionspropeller immer den Wirkungsgrad eins. Die Kategorie der Reaktionspropeller wird jedoch eine derartige Wirkung nur in dem (ausführbaren) Falle erreichen, in welchem (wie wir später noch sehen werden) die relative Ausflußgeschwindigkeit gleich der absoluten Geschwindigkeit des Körpers, jedoch derselben entgegengesetzt, sein wird.

<sup>2</sup> Es ist klar, daß man hiermit gänzlich von der Frage der Zweckmäßigkeit absieht, in Verbindung mit dem Abfluß ein Ansaugen von vorn nach hinten zu erstreben. Dieses Problem hat mit dem Propeller „abgelenkten Strahles“ absolut keine Beziehung. Ein ungestörtes und unmittelbares Ansaugen mit kleineren Verlusten ist in der Tat auch vom Bug zu erzielen, durch vorn, seitwärts, zentral oder hinten angebrachte Schrauben und Schaufelräder. Das Problem ist als solches theoretisch noch ungeklärt und auf seine praktische Zweckmäßigkeit hin noch nicht geprüft. Das Zusammenfassen von zwei nebeneinander bestehenden, aber voneinander unabhängigen Problemen hatte zur Folge, daß verschiedene Erfinder irrtümlich daran dachten, etwaige generelle Vorzüge der vorderen Ansaugung in irgendeiner vorgeschlagenen Gruppierung der Strahlpropeller schon behandelt zu haben.

Als Strahlpropeller werden weiterhin nur jene zu verstehen sein, bei welchen, wie schon erwähnt, der zur Fortbewegung nötige Wasserstrom wenigstens zwei Ablenkungen erfährt. Wenn die treibende Pumpe eine hin und her gehende wäre, so wären die Abweichungen in ihren Zuflüssen und Kanälen unter andauernden Richtungsveränderungen viel zahlreicher. Man wird diesen Typ ohne weiteres ausschließen, weil man sofort bei der praktischen Anwendung die Umständlichkeit und die schwerwiegenden Folgen der einfachsten, auch auf die geringste Anzahl herabgedrückten Ablenkungen feststellen wird. Zu den hin und her gehenden Pumpen gehören natürlich auch die verschiedenen Arten von Pulsometern mit Wasserdampf, gepreßter Luft, Explosionsgasen usw. Der Umstand, daß der angesaugte Strahl, statt von einem festen Kolben unmittelbar von dem wirklichen Druck eines Dampfes oder eines Gases in Bewegung gesetzt wird, ändert am Ein- und Ausgangsweg der Flüssigkeit gar nichts.

Handelt es sich jedoch um eine Zentrifugalpumpe, so werden die äußeren Kniestücke mindestens aus zwei rechten Winkeln bestehen<sup>1</sup>, da die Ein- und Ausgangsmündungen parallel und in der Fahrtrichtung gelegen sein müssen.

Handelt es sich endlich um eine Schraubenpumpe, so hat man zwei Fälle zu unterscheiden. Sind, wie im vorgenannten Falle (Abb. 1 a), zwei rechtwinklige Kniestücke vorhanden, so wird man in Betracht ziehen müssen, was in der Folge von Zentrifugalpumpen gesagt wird. Sind die beiden Kniestücke aber stumpfwinklig (Abb. 1 b), so entfernt man

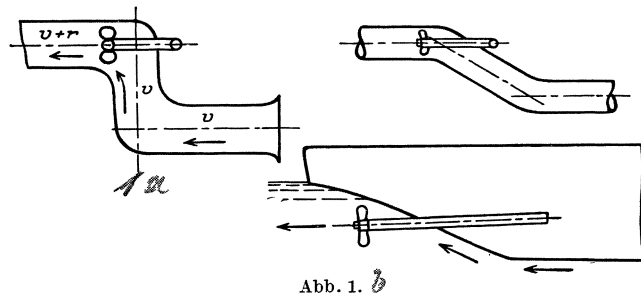


Abb. 1. b

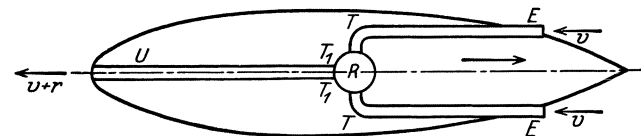


Abb. 2.

sich mit dem zunehmenden stumpfen Winkel immer mehr von der in Frage kommenden Kategorie und nähert sich der gewöhnlichen Außenbordschraube (Abb. 1 c).

Vorstehendes vorausgesetzt und mit besonderer Berücksichtigung schwimmender Schiffe, veranschaulichen wir nachstehend in Abb. 2 das Schema eines wie oben definierten Strahlpropellers in seinen einfachsten Umrissen.

Dieses Schema hat eine oder mehrere von vorn nach hinten gerichtete Einflußmündungen  $E$ , einen oder mehrere Quergänge  $TT_1$ , die dazu nötig sind, den Pumpen das Wasser zuzuführen, und schließlich eine oder mehrere hintenliegende Ausflußmündungen  $U$ . Sämtliche Zu- und Abflüsse liegen horizontal und unter Wasser.

Der das System vorstellende Schiffsrumpf wird in Bewegung angenommen und hat die gleichmäßige Geschwindigkeit  $v$  erreicht. Um Stauungen vor den

<sup>1</sup> Richtet man die Mündung ohne weiteres nach hinten, so hat man den rechten Winkel zwischen dem Zufluß und der (querliegenden) Radachse, und sodann eine zweite (runde) Ablenkung, um das Wasser zu den beweglichen Radschaufeln zu treiben.



Zuflüssen zu vermeiden, wird die relative Einflußgeschwindigkeit in die Kanäle  $E$  mindestens gleich jener sein, die das Schiff fortbewegt, und die relative Ausflußgeschwindigkeit ist notwendigerweise gleich  $v + r$ , da  $r$  die absolute Geschwindigkeitsvariation (Slip) darstellt, welche unerläßlich ist, um einen Antrieb zu erhalten.

Der Einfachheit halber nehmen wir an, daß die Geschwindigkeit des Schiffes  $v$  vorläufig mit einem dem Pumpensystem fremden Mittel (z. B. durch Schleppen) erzeugt wird. Die Pumpen haben in diesem Fall das Wasser nur durch die Rohre zu treiben (welche mit durchweg gleichem Querschnitt angenommen werden), ohne irgendeinen Antrieb zu erteilen. Es genügt daher, daß  $r = 0$  ist. Während jedoch die absolute Geschwindigkeit der angesaugten und ausgestoßenen Wassermenge gleich 0 ist, als ob also das Wasser überhaupt nicht durch den Schiffskörper ginge, wird die relative Geschwindigkeit beim Zu- und Abfluß beständig und gleich jener sein, mit welcher sich das Schiff fortbewegt.

Nehmen wir zur weiteren Vereinfachung an, daß auch die Reibungen an den Oberflächen gleich 0 sind. Trotz der angenommenen Vermeidung dieser Verluste bleibt die in der Hydraulik bekannte Tatsache bestehen, daß jede Richtungsänderung einem Druckverlust und, der inneren Wirbel wegen, einer Umwandlung von kinetischer Energie<sup>1</sup> in Wärme entspricht. Geht der Abfluß rechtwinklig ohne Zwischenstücke vor sich, so geht, da es zu den Eigenschaften der unelastischen Körper gehört, keinen Rückstoß zu geben, fast die ganze gewonnene kinetische Energie  $v^2/2g$  verloren, und es wird nötig werden, dieselbe sofort in der neuen Richtung mit entsprechendem Druckverlust wiederzugewinnen.

Das augenscheinlichste und einfachste Mittel zur Verringerung der durch die Ablenkungen bedingten Verluste besteht darin, daß man in die beiden rechtwinkligen Zuflüsse ein rundes Anschlußkniestück einsetzt. Aber für das erste und mehr noch für das zweite der Kniestücke (vgl. Anm. 1 auf S. 217) wird mit Rücksicht auf den Durchmesser  $D$  der Kanäle (worauf wir in Kürze zurückkommen werden) Raummangel eintreten. Mit einem kreisförmigen Anschluß  $R = D$

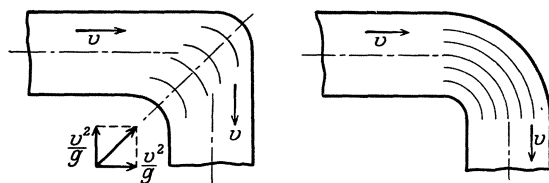


Abb. 3.

würde sich der Verlust um etwa  $\frac{3}{10}$  pro Kniestück verringern. Theoretisch könnte man vielleicht auch die einzelnen Stromfäden ablenken, wie dies bei Turbinen der Fall ist, und zwar mittels einer Reihe nahe aneinanderliegender

Schaufeln, wie Abb. 3a und b zeigt. Das ist letzten Endes ein Mittel, um für die einzelnen Schichten das Verhältnis zwischen dem Durchmesser des Kanals und dem Radius des diesbezüglichen Anschlusses zu vergrößern.

Es steht aber immerhin nicht fest, ob die Erfinder der Strahlssysteme bisher hieran gedacht haben. Aber neben der Unsicherheit der dynamischen Wirkung (welche übrigens noch nicht experimentell untersucht ist) bliebe immer noch die

<sup>1</sup> Zahlenmäßig gleich, da die Formel  $H = \frac{v^2}{2g}$  sowohl die Druckhöhe der entsprechenden Geschwindigkeit  $v$  in einem linearen Maße (z. B. Meter-Wassersäule) als auch die kinetische Energie darstellt, welche die flüssige Gewichtseinheit im Energiemaße besitzt (z. B. kgm/kg).

Überwindung nicht unbedeutender Reibungswiderstände und der Einfluß hydraulischer Triebkräfte zu berücksichtigen, auf deren vielleicht ungeahnte Bedeutung wir später noch zurückkommen werden.

Um im Rahmen des Wahrscheinlichen zu bleiben (ohne jedoch Rücksicht auf die Reibungsverluste zu nehmen), nehmen wir an, daß man durchschnittlich mit einem Verlust pro Anschlußknie von  $\frac{3}{10} v^2/2g$  rechnen kann.

Solches vorausgesetzt sehen wir, daß wir für die geraden Streckenteile der Leitungskanäle  $ET$  (Abb. 2) nur eine relative Geschwindigkeit  $v$  angenommen haben, was bedeutet, daß das Wasser in diesen Kanälen die absolute Geschwindigkeit Null hat. Aber diese Voraussetzung, welche für die Strecke  $ET$  vollkommen zulässig ist, kann auf die quergelagerten Streckenteile  $TT_1$  nicht ausgedehnt werden, weil das Wasser, wegen der Beständigkeit seiner relativen Bewegung in den Kanälen (d. i. weil wir annehmen, daß Stauungen beim Einfluß in die Kanäle nicht vorhanden sind), in den Strecken  $TT_1$  seine relative Geschwindigkeit  $v$  gegenüber den Kanälen bewahrt. Diese relative Geschwindigkeit ist auch absolut, da wir logischerweise annehmen, daß das Schiff von seiner geraden Bahn nicht abweicht.

Andererseits wird das in den Strecken  $TT_1$  der Rohre enthaltene Wasser nicht umhin können, an der Bewegung des Schiffes teilzunehmen, da es in der gleichen Richtung mit der absoluten Geschwindigkeit  $v$  fortgezogen wird.

Das Wasser ist daher, in Übereinstimmung mit dem aus den Strecken  $TE$  und  $TT_1$  bestehenden Einflußknie, von zwei absoluten orthogonalen Geschwindigkeiten bewegt, deren jede gleich  $v$  ist; also von einer absoluten Geschwindigkeit  $v\sqrt{2}$ .

Diese Geschwindigkeit  $v\sqrt{2}$  finden wir in den Strecken  $T_1U$  nicht mehr wieder, da das Wasser, entsprechend der gemachten Annahme, in den Rohren stillsteht und keinerlei absolute Geschwindigkeit besitzt. Daraus folgt, daß die Geschwindigkeit  $v\sqrt{2}$  mit einem dem vorher untersuchten entgegengesetzten Vorgang erlischt, wenn das Wasser das Ausgangsknie durchläuft.

Würde es sich um elastische oder starre Körper handeln, welche in der Lage sind, die aufgespeicherte Energie zurückzugeben, so fände ein großer Stoß-austausch, aber kein Energieverlust statt. Mit unelastischem Material aber und mit zwei rechtwinkligen Ecken wird man, des Vorgesagten halber, mehr als die Hälfte  $\left(2 \times \frac{3}{10} \times \frac{v^2}{2g} = 0,6 \frac{v^2}{2g}\right)$  der Druckhöhe verlieren, die der Geschwindigkeit des Schiffes dem Wasser gegenüber entspricht. Es ist sodann klar, daß man einen wirklich vorwärtstreibenden Stoß nur dann erreichen kann, sobald die Pumpen  $P$  ihre Aktion in einer das Wasser beschleunigenden Weise steigern, indem sie dasselbe mit einer Geschwindigkeit von  $v + r$  ausstoßen. Eine Verringerung des Energieverlustes wird aber nicht stattfinden, sondern man kann, im Gegenteil, mit einer Steigerung desselben rechnen.

4. Bevor wir zu weiteren Folgerungen kommen, richten wir unsere Gedanken auf ein zahlenmäßiges Beispiel mit weiten Abrundungen und vernachlässigen die Reibungen. Da sich die Erfinder für gewöhnlich vornehmen, mit dem Strahl-system das Problem der hohen Geschwindigkeiten zu lösen, wählen wir ein uns

bekanntes Beispiel, bei dem die üblichen Schrauben, trotz reichlicher Schaumbildung (Emulsion gelöster Luft in den stark belasteten Schrauben) noch immer ein annehmbares Resultat geben.

Nehmen wir einen Torpedobootzerstörer mit  $1170 \text{ m}^3$  Wasserverdrängung (1200 t); 45000 PS auf zwei Wellenleitungen; 20 m/sec Geschwindigkeit (etwa 39 Knoten); Durchmesser der beiden Schrauben 3 m; prozentualer scheinbarer Slip etwa 25 % (d. i. scheinbarer Slip:  $20 \frac{0,25}{1 - 0,25} = 6,67 \text{ m/sec}$ ). Nehmen wir weiter an, daß die Hälfte davon (etwa 3 m/sec) den durchschnittlichen, nützlichen, longitudinalen Bestandteil  $r$  der rückgängigen Geschwindigkeit des Schraubenstrahls darstellt<sup>1</sup>, so ist dies der Voraussetzung gleich, als ob sich das Schiff in einer Sekunde um 20 m vorwärtsbewegt, während der Schraubenstrahl durchschnittlich um 3 m zurückginge, wenn er schaumlos wäre;  $(v + r)$  ergibt sich daher zu 23 m/sec.

Der Querschnitt des von jeder Schraube erzeugten Hohlzylinders beträgt etwa  $6,9 \text{ m}^2$ ; für beide also  $13,8 \text{ m}^2$ . Die von den Schrauben durchschnittene und in Bewegung gesetzte Masse, d. h. die relative Ausflußmenge<sup>2</sup> beträgt  $13,8 \cdot 23 = 317 \text{ m}^3/\text{sec}$ , während die absolute Ausflußmenge des zurückgehenden Schraubenstrahls  $13,8 \cdot 3 = 41,4 \text{ m}^3/\text{sec}$  beträgt. Ein Schraubenpaar ist also ein Saug- und Strahlssystem, welches bei voller Leistung in  $\frac{1170}{317} = 3,7 \text{ sec}$  von einer Wassermenge durchströmt wird, die der vom Schiffsrumpf deplacierten entspricht, während dieser  $3,7 \cdot 20 = 74 \text{ m}$ , das ist kaum vier Fünftel seiner Länge, durchläuft.

Die dem propulsiven System eigene Leistung beträgt also mit anderen Worten  $3600 \cdot 317 = 1140000 \text{ m}^3$  pro Stunde!

Will man es durch ein System mit röhrenförmigen Wasserstrom ersetzen, so bieten sich zwei Wege:

Entweder man läßt Wassermenge und Geschwindigkeit unverändert oder man vermindert die Wassermenge und erhöht die Geschwindigkeit um so viel, als nötig ist, um die Triebkraft unverändert zu erhalten, da es nicht angezeigt wäre, den Pumpen einen den Schrauben gegenüber merklich höheren Wirkungsgrad zuzumuten. Dabei sehe man von jeder Raumfrage ab.

Um die Wassermenge aufrechtzuerhalten, müssen die beiden Röhren  $ET$ , wie vorher (auch die beiden Röhren  $TT_1$ ), je einen Querschnitt von  $6,9 \text{ m}^2$ , also einen Durchmesser von je 3 m\*, und der Abfluß  $U$ , bei Berücksichtigung der

<sup>1</sup> Der Rest wird ungefähr aus dem Drehverlust und aus der in diesem Falle reichlichen Schaumbildung bestehen.

<sup>2</sup> Die Gesamtmasse der von den beiden Schrauben in einer Zeiteinheit angesaugten Wassermenge, durch die Wirkung der relativen Geschwindigkeit des Schiffes dem unbeweglichen Wasser gegenüber und durch die von dem Wasser angenommene entgegengesetzte Geschwindigkeit  $r$ . Es ist klar, daß zur Berechnung des Impulses in der Bewertung der Massen beide Geschwindigkeiten zusammenwirken und längs  $v + r$  einen Flüssigkeitszylinder bilden, während die Geschwindigkeitsvariation der darin enthaltenen Masse in ruhendem Zustande, also bevor sie durch die Schrauben getrieben wird, nur die absolute Geschwindigkeit  $r$  darstellt. Im vorliegenden Falle erhält man einen nützlichen Stoß im Werte von  $317 \frac{1026}{g} 3 = 100000 \text{ kg}$ ; und als Nutzleistung:  $\frac{100000}{75} 20 = 26700 \text{ PS}$ . Der gesamte Wirkungsgrad kann also mit ungefähr:  $\frac{26700}{45000} = 0,6$  bewertet werden.

\* Das entspricht ungefähr dem unter Wasser befindlichen Teil des Schiffsrumpfes und ist somit eine theoretische Maximalgrenze.

Geschwindigkeitserhöhung des Wassers von 20 auf 23 m/sec, einen Querschnitt von  $13,8 \frac{20}{23} = 12 \text{ m}^2$  haben; daher einen Durchmesser von 3,90 m.

Den Voraussetzungen gemäß beträgt der Gefällverlust für die Zu- und Querflüsse, und daher die theoretisch nötige Depression, um das Wasser trotz der beiden Ablenkungen und ohne vorhergehenden Verlust an Einflußgeschwindigkeit nur zwischen die Schaufeln der Pumpen zu treiben:  $\frac{6}{10} \cdot \frac{20^2}{2g} = 12,2$ .

Hier begegnet man dem ersten Unsinn. Da der atmosphärische Druck einer Wassersäule von nur 10 m gleichkommt, ist diese Depression nicht zu verwirklichen. Das Wasser wird teilweise beim Einfluß zurückströmen, und das ganze Projekt ist daher unausführbar.

Aber auch zugegeben, daß diese Unmöglichkeit ausführbar wäre, der Energieverlust von 12 mkg/kg (siehe Anmerkung 1 auf S. 4) entspricht immer noch  $\frac{12}{75} \cdot 317\,000 = 50\,600 \text{ PS}$  und beträgt also mehr als die augenblicklich vorhandene Leistung, wobei das Wasser in den Rohren nur in Bewegung erhalten wird, ohne Antrieb zu leisten. Es scheint somit unnützlich, die weit größeren Pferdestärken zu errechnen, welche dazu nötig wären, einen wirklichen Antrieb zu erzielen, wenn man außerdem noch die Reibung und die bisher nicht beachteten Verluste berücksichtigen will.

Theoretisch könnte man mit dem in Abb. 3 veranschaulichten und der Analogie halber auch auf die Einflußmündungen der Pumpen angewandten System (mit gekrümmten Schaufeln) obige Verluste wettmachen (und an der Grenze auch ausschalten). Aber jedenfalls würden die Umlenkungskräfte in den beiden Richtungen (Abb. 3a) der Anschlußmuffen (zwischen *E* und *T*) ein Schlußergebnis von  $2 \cdot 20,4 \cdot 6,9 \cdot 1,026 \cdot \sqrt{2} = 400 \text{ t}$  hervorbringen<sup>1</sup>, welches u. a. außergewöhnliche innere Verstärkungen des Schiffsrumpfes nötig machen würden.

Will man aber die Wassermenge verringern, so stelle man sich, um nicht gleich auf Absurdes zu stoßen, vor, daß man die Energie in den Anschlußmuffen durch die genannten Seitenschaukeln fast vollständig wiedergewinnen kann und mit den Pumpen ein vorderseitiges, mit der Depression einer Wassersäule von 4 m vergleichbares Ansaugen in den Rohren *E* zustande bringt (bei größerem Ausmaße wäre — bei Berücksichtigung der zur Überwindung von Reibung und

<sup>1</sup> Es sei daran erinnert, daß die Reaktionskraft eines rechtwinklig abgelenkten Flüssigkeitsstrahls dem Zweifachen des hydrostatischen Druckes gleichkommt, welcher auf den kleinsten Querschnitt  $\sigma$  ausgeübt würde, und zwar sowohl in der Fahrtrichtung als auch in der neu eingeschlagenen Richtung (in einem der Richtung des abgelenkten Wasserstrahls entgegengesetztem Sinne). Das konstatiert man gewöhnlich, wenn man die Variation der Bewegungsgröße in der Zeiteinheit in den beiden vorgenannten Richtungen berücksichtigt: hydraulischer Schub = Masse  $\times$  absolute Geschwindigkeitsvariation. Nennt man  $\gamma$  das spezifische Gewicht und  $H$  die der Geschwindigkeitsvariation entsprechende Höhe (von  $v$  auf 0 oder umgekehrt), so hat man:

$$\text{Reaktion} = \sigma v \frac{\gamma}{g} \cdot v = \frac{v^2}{g} \cdot \sigma \gamma = 2 \frac{v^2}{2g} \sigma \cdot \gamma = 2 \cdot H \sigma \cdot \gamma.$$

Im vorliegenden besonderen Falle demnach

$$2g = 19,6 \text{ m/sec}^2, \quad \text{ergibt:} \quad H = \frac{v^2}{2g} = 20,4 \text{ m.}$$

Wirbeln nötigen Energie — Schaumbildung durch die gelöste Luft möglich, die auch die Tätigkeit der Zentrifugalpumpen beeinträchtigen würde).

Dem entspricht eine Erhöhung  $r_1$  der Geschwindigkeit der einströmenden Wassermenge. Es ist nämlich:

$$r_1 = \sqrt{2g \cdot 4} = 8,85 \text{ m/sec, so daß } v + r_1 = 28,85 \text{ ist.}$$

Nehmen wir an, daß wir einen gleichen Antrieb wie bei den zur Zeit in Gebrauch befindlichen Schrauben erhalten wollen.

An der hinteren Seite der Pumpen kann man dem ausfließenden Wasserstrom, mit gleichzeitigem Opfer einer größeren Menge von kinetischer Energie im Sinne der theoretischen Wirkung und bei gleichem Impuls, eine neue Erhöhung der Geschwindigkeit  $r_2$  verleihen. Einige Erfinder von Strahlssystemen haben darauf hingewiesen, daß Abflußgeschwindigkeiten erzielbar seien, die 3—6mal größer sind als die Fortbewegungsgeschwindigkeit  $v$ . Das sind relative Geschwindigkeiten in den Leitungsrohren von 60—120 m/sec. Das erscheint aus zweifachen Gründen übertrieben.

Der eine Grund besteht darin, daß schon bei einer Verdoppelung von  $v$  die rein theoretischen Verluste — ohne Knierohre und bei idealem reibungslosen Zufluß — die Hälfte der aufgewandten Energie betragen. Diesem Fall entspricht tatsächlich ein Slip von 50 %  $\left( \frac{\text{rel. Geschwindigkeit} - \text{Vorwärtsbewegung}}{\text{rel. Geschwindigkeit}} = \frac{2v - v}{2v} = \frac{1}{2} \right)$ ; eine Pferdestärke zerfällt also in zwei gleiche Teile, und zwar zwischen Schiff (nützlich) und Schraubenstrahl (unnützlich).

Der andere Grund ist der, daß alle Reibungs- und inneren Wirbelverluste beinahe mit dem Quadrat der relativen Geschwindigkeit anwachsen, so daß der endgültige Wirkungsgrad ohne weiteres katastrophal wäre.

Um bei Anwendung auf den schon erwähnten Torpedojäger die Querschnitte trotzdem in merklicher Weise zu verringern, ist es nötig, die Geschwindigkeit auch im Abflußkanal  $U$  zu erhöhen.

Beschränkt man sich auf  $1,6v$ , d. i. auf 32 m/sec ( $r_1 + r_2 = r = 32 - 20 = 12$ , d. i. viermal so groß als die mit den Schrauben erzeugte), so wird zur Erreichung eines gleichen Impulses eine viermal geringere Wassermenge genügen, und zwar  $\frac{317}{4} = 79 \frac{\text{m}^3}{\text{sec}}$ ; der Querschnitt der Röhre  $U$  beträgt, bei einem Durchmesser von 1,78 m,  $\frac{79}{32} = 2,47 \text{ m}^2$ . Der Querschnitt der Rohre  $E$  und  $T_1$  beträgt  $\frac{79}{2 \cdot 28,85} = 1,37 \text{ m}^2$  bei einem Durchmesser von 1,32 m. Die Geschwindigkeit beträgt also  $r_1 = 28,85$ . Konstruktiv ist es daher nicht mehr unmöglich, das System zu verwirklichen. Da aber einerseits der Maximalwirkungsgrad  $\left( 1 - \frac{1,6v - v}{1,6v} = 0,625 \right)$  trotz der günstigen Voraussetzungen klein bliebe, und andererseits auch der an und für sich schon problematische Wiedergewinn der Energie in den beiden vorderen Knierohren ausbleiben könnte (was wohl unvermeidlich ist), so genügt die volle Triebkraft, wie vorher, auch nicht einmal dazu, den passiven Umlauf des Wassers aufrechtzuerhalten.

Wie man auch immer die Voraussetzungen machen möge, mit der Vergrößerung der Geschwindigkeit steigen die Verluste, und mit ihrer Verminderung nehmen die Unterbringungsschwierigkeiten zu.

Die Untersuchungen über die erforderlichen Wassermengen, die Querschnitte der Zu- und Ableitungen und die Energieverluste an die durchströmende Flüssigkeit, bestätigen, was bereits auf S. 3 gesagt wurde, die praktische Unmöglichkeit, Kolbenpumpen irgendeiner Bauart, auch mit den kleinstmöglichen Ablenkungen, zu verwenden, wie immer auch die Kolben beschaffen sein mögen. Mit dieser Art Pumpen wären in der Tat nicht nur die nötigen Dimensionen unerreichbar, sondern auch die Ablenkungen müßten geradezu von einer der Laufrichtung des Wassers in den Pumpen entgegengesetzten Seite betrachtet werden, was zu unangemessen großen Kraftverschwendungen führen würde.

Gesagtes gilt für die eingangs erwähnte Voraussetzung, daß sich alle Zu- und Ableitungen immer unter Wasser befinden und mit horizontal gelegenen Mündungen versehen sind. Wenn dieser Zustand konstruktionshalber oder wegen eines auch nur leichten Rollens oder Stampfens nicht vorhanden ist, so werden sich entweder durch größere Ablenkungen, unausgeglichenen Stand des Wassers (vorgesehener oder zufälliger Abfluß über der Wasserlinie), oder durch Luftsaugen und Aussetzen der Pumpen usw. weitere Energieverluste bemerkbar machen. Es erscheint daher unnötig, in der Aufzählung der für die Wirkung der Propulsion schädlichen Einflüsse fortzufahren, obwohl dieselben bei praktischen Ausführungen unvermeidlich sein werden.

5. Zusammenfassend ergibt sich aus den erörterten Betrachtungen:

a) Alle hydrodynamischen Widersinnigkeiten, auf welche man stößt, sobald man daran denkt, Strahlpropeller an Schiffen irgendeiner Größe anzubringen, entspringen in erster Linie aus einer einzigen Tatsache: die zwangsweise Umwandlung der relativen Geschwindigkeit der herausgezogenen Wassermasse in absolute Geschwindigkeit, und sodann die durch geometrische Erfordernisse bedingte entgegengesetzte Transformation, sobald auch nur ein Teil der Zu- und Abflüsse in einer von der Laufrichtung abweichenden Richtung liegt. Wenn man annimmt, daß es gelingt, die hieraus stammenden Verluste mit noch unerprobten Einrichtungen (Schaufeln oder ähnlichem) auszuschalten, so begegnet man unbedingt unannehmbaren inneren Schwierigkeiten. Will man, um diese zu verhindern oder zu verringern, die herausgezogene Wassermasse vermindern und ihre Beschleunigung vergrößern, so stellen sich unüberbrückbare hydrodynamische und hydraulische Verluste ein.

Die Nachteile nehmen mit einer Verkleinerung der Ablenkungen (Abb. 1 b), d. i. mit zunehmender Streckung des Abflußwinkels ab, sind aber nur bei gänzlichem Verzicht auf diese Ablenkungsform auszuschalten; also nur wenn man auf die in Absatz 2 beschriebenen Strahlssysteme verzichtet.

b) Der vorgenannte Umstand bedingt, daß der Bewegungszustand der Wassermenge so wenig wie möglich geändert werden darf (abgesehen von dem Entstehen des Slips, welcher die Stützungsreaktion gibt). Das Wasser darf also

nicht abgelenkt werden, um in die Propeller und durch sie hindurchzudringen. Diese müssen notwendigerweise das Wasser hindurchtreiben und es dabei unbeweglich lassen, soweit dies von der relativen Geschwindigkeit des Schiffes abhängig ist. Aus der Geometrie ist ja bekannt, daß die zweckentsprechenden Linien die Gerade, der Kreis und deren Kombinationen sind, d. h. bis jetzt die zwei klassischen Schiffspropeller: das Schaufelrad und die Schraube.

6. Nachdem nunmehr eine Gegenüberstellung des Wesentlichen der beiden Untergruppen  $\alpha$  und  $\beta$  der Gruppe a) der vorgeschlagenen allgemeinen Klassifikation stattgefunden hat, d. h. aller Propeller, die einen Wasserstrahl ansaugen und zurückstoßen, erscheint es vielleicht angezeigt, noch einige Worte für eine kurze zusammenfassende Untersuchung der Gruppe b) (Propeller, die den Strahl ausstoßen) zu verlieren, deren Prototyp die bestbekannte Rakete ist.

Die hervorragendsten Eigenschaften des Raketentyps sind vier: die außerordentliche Einfachheit des konstruktiven Schemas; die von der Dichte des umgebenden Elements unabhängige Betätigungsmöglichkeit und die darauf zurückzuführende Eigenschaft, einen propulsiven Antrieb auch in der Luftleere zu erzeugen; die Fähigkeit, diesen Antrieb bei jeder Geschwindigkeit herbeizuführen, ohne größeren Schwierigkeiten zu begegnen, als dies bei geringen Geschwindigkeiten der Fall wäre; und endlich die theoretische Möglichkeit, den Propulsionswirkungsgrad eins erreichen zu können<sup>1</sup>.

Diesen vorteilhaften Eigenschaften stehen folgende Nachteile gegenüber: die begrenzte Möglichkeit der Rakete, im Rahmen der gebräuchlichen Anwendung die zu diesem Zwecke gewollte Energie auszunützen, mit anderen Worten, ihre sehr geringe Rentabilität als Antrieb der heutigen Fahrzeuge, und die Verschwendung der verpuffenden Stoffe.

Betrachten wir zuerst die Vorteile. Die schematische Einfachheit ist augenscheinlich, da zur Herstellung einer Rakete ein Behälter mit gepreßtem Fluidum und eine Mündung an dessen Außenseite genügt. Bezweckt man aber eine regelmäßige dauernde Tätigkeit mit rhythmischer oder gleichförmiger Arbeit, so werden die nötigen konstruktiven Verwicklungen wegen des hohen Drucks, wegen der womöglich notwendigen Kühlung, wegen der Regelung des Druckes und des Auspuffes u. a. m. die Einfachheit der grundlegenden Anordnung radikal verschieben.

Die relative Auspuffgeschwindigkeit des flüssigen Stroms, also die Variation pro Sekunde seiner absoluten Bewegungsgröße, hängt nur vom Druckunterschied zwischen dem Innern und dem Äußern der Hülse ab und ist nach Belieben zu regeln. Die Antriebskraft wäre sogar maximal, wenn sich an ihrer Außenseite ein luftleerer Raum befände. Nachdem sodann die ausgepuffte Masse an der von dem Behälter erreichten Geschwindigkeit bis zum Augenblick ihres Auspuffs teilgenommen und einen Anteil der Belastung des Fahrzeuges gebildet hat, wird ihre relative Geschwindigkeit von der schon erreichten übertragenen Geschwindigkeit, wie groß auch diese sein mag, unabhängig bleiben.

<sup>1</sup> Dazu käme noch die mehr oder minder fühlbare Verringerung der hinteren rücksaugenden Wirkung, die dem Anwachsen der Menge und dem zunehmenden Druck des Auspuffes zuzuschreiben ist.

Wenn endlich — bei einem gegebenen Zeitpunkt oder bei einer gegebenen Geschwindigkeit — die Auspuffgeschwindigkeit des flüssigen Stromes der absoluten Geschwindigkeit des Fahrzeuges entgegengesetzt gleich ist, so werden die ausgepufften Stoffe im Raume stillstehen bleiben, und weil bewegungslos, keinen Verlust oder Zerstreuung von kinetischer Energie verursachen. Unter diesen, aber auch nur unter diesen Umständen springt die Rakete sozusagen von ihrem eigenen Schweif ab, als ob dieser eine aus dem Körper strömende, sich ins Unendliche verlängernde, starre Stange wäre. Es wäre somit die ganze Expansionswirkung der ausgepufften und verbrannten Stoffe vom Fahrzeuge aufgenommen worden und der Propulsionswirkungsgrad wäre gleich eins. Wenn die Geschwindigkeit der Rakete höher als die Auspuffgeschwindigkeit der Gase ist, so würde die Bezeichnung „Wirkungsgrad“ eine genauere Definition erheischen, aber schließlich dürfte sein Wert abnehmend berechnet werden müssen.

Wenn man nun zu den Nachteilen kommt, so wird vor allen Dingen zu beachten sein, daß es wegen der Notwendigkeit, brauchbaren Antrieb auch mit kleinen Massen zu erzielen, erforderlich ist, diese Massen zu enorm hohen Geschwindigkeiten zu bringen. Hierzu eignen sich erhitzte Gase wegen ihrer geringen, mit hohem Druck verbundenen Dichte sehr gut. Derartige Geschwindigkeiten betragen 1 km pro sec. Die größten bis heute von Luftfahrzeugen (etwa 150 m/sec) und von Rennautos (etwa 100 m/sec) erreichten Geschwindigkeiten sind dermaßen weit von der Geschwindigkeit der ausströmenden Gase entfernt, daß der Wirkungsgrad wegen der sehr hohen vom Strom aufgesaugten kinetischen Energiequote, an das theoretisch erreichbare Maximum bei weitem nicht heranreicht.

Ein Versuchsfeld zur rationellen Verwendung des Raketenantriebs wäre die Stratosphäre in 30 und mehr Kilometer Höhe. Aber diese Regionen sind bis heute nur der Phantasie der Romanschriftsteller zugänglich gewesen. Mit flüssigen Strömen könnte man die Wirkung der realisierbaren Geschwindigkeit steigern, demgegenüber würde aber — bei gleichem Startgewicht der Rakete und bei gleicher Ausflußmenge des Strahles — der erreichbare Antrieb sich sehr verringern.

Die enorme Verschwendung der verpuffenden Stoffe kommt endlich von der Art her, womit man aus der Trägheitsreaktion der Gase den Stützpunkt gewinnt. Bei Fahrzeugen anderer Art (bleiben wir immerhin bei Fahrzeugen mit Luftschrauben, um den Vergleich mit Antriebssystemen aufrechtzuerhalten, die sich auf Reaktion bietende gasartige Ströme stützen) muß man drei ganz verschiedene Stoffmengen unterscheiden. Zuerst den Brennstoff, welchen das Fahrzeug mit sich führen muß: er gehört daher zur Ladung. Sodann das Verbrennungsmittel, die Luft, welche das Fahrzeug überall — ohne davon belastet zu werden — vorfindet und welche ein mindestens 14mal größeres Gewicht und ein wenigstens 18000mal größeres Volumen als das des mitgeführten Brennstoffes darstellt (wobei angenommen wird, daß dieser aus flüssigen Kohlenwasserstoffen besteht). Und schließlich der vom Propeller durchschnittene und zurückgestoßene Luftstrom, welcher als Reaktion den Stützpunkt im Raume erzeugt. So durchströmt z. B. ein Propeller von 3 m Durchmesser bei einer Geschwindigkeit von 150 m/sec



pro Stunde ein Volumen von  $3\frac{1}{2}$  Millionen  $\text{m}^3$  Luft, das in erdnäheren Regionen ein Gewicht von etwa 4500 t hat.

Nun schmelzen bei der Rakete diese drei Stoffmengen in einen einzigen zusammen. Sie bilden die Ladung, welche das Fahrzeug beim Start mitnehmen muß. Sie fungiert gleichzeitig als Brennstoff, Verbrennungsmittel und Stützpunkt.

Da nun die Summe der Energie, welche man in Form von Brennstoff und Verbrennungsmittel oder Explosivstoff mitführen kann, naturgemäß beschränkt ist, und da außerdem die Transformation dieser Energie in Propulsionskraft in der Rakete mit einem im allgemeinen ganz unzulänglichen Wirkungsgrad stattfindet, so ist es klar, daß sich die gleiche Kraftreserve bei einer Rakete viel früher erschöpfen wird, als dies bei einer Maschine und bei einer Schraube der Fall ist. Der Propeller mit „ausgestoßenem Flüssigkeitsstrahl“ ist also für einige besondere Zwecke nicht ungeeignet, zum Beispiel bei Raketen; er scheint aber nicht verwendbar zu sein, andere Systeme für gewöhnliche Zwecke zu ersetzen. Er ist also weiter nichts als eine gasförmige Feder, welche plötzlich anspringend sich in einem Hauch erschöpft und sich nur dazu eignet, Fahrzeugen auf kurze Strecken, Bomben, Lufttorpedos usw. einen Impuls von wenigen Minuten Dauer zu verleihen.

7. Es gibt noch eine letzte Gattung von Antriebsmitteln, die bei einer oberflächlichen Betrachtung einen eigenen Typ oder wenigstens eine Kombination der Gruppen a) und b) darzustellen scheinen. Es handelt sich um den „Ejektor“.

Wir bezeichnen als „Ejektionspropeller“ einen Apparat, bei welchem ein einfacher, kreisförmiger Flüssigkeitsstrahl (Dampf, Gas oder Wasser) von kleinem Querschnitt aber mit großer Geschwindigkeit aus dem bewegten Körper durch trichterförmige Ausstoßöffnungen auf eine Weise ausgestoßen wird, daß der Strahl selbst (primär) die größtmögliche Menge des äußeren Stroms mit sich reißt. Letzterer bildet einen Strom (der sekundäre Strahl) von großem Querschnitt und kleiner Geschwindigkeit, der dem obenerwähnten „angesaugten und ausgestoßenen“ Strom ähnlich ist.

Der erste Strom, möge er nun aus Wasser oder aus Luft bestehen, kann seinerseits auch von außen angesaugt werden. Dieser Umstand hat aber immerhin wenig Bedeutung wegen seiner üblichen Geringfügigkeit gegenüber der Gesamtmasse des sekundären Stromes, welchem er von seiner kinetischen Energie soviel als möglich abgeben muß, ohne dieselbe erst im Raume zu Wirbeln zu zerstreuen.

Man kann also noch innerhalb der äußeren Flüssigkeit einen langsamen Strom von bedeutender Ausflußmenge erzielen, der sich scheinbar dazu eignen kann, eine nennenswerte antreibende Wirkung zu erzeugen.

Untersucht man aber den Energieaustausch näher, so wird man sofort sehen, daß die Wirklichkeit ganz verschieden ist.

Man setze zuerst voraus, daß der primäre Strahl von einem gegebenen, im Innern des Körpers vorhandenen Druck in den luftleeren Raum geschleudert wurde; man hat auf diese Weise eine „Rakete“.

Sodann nehme man an, den äußeren Druck um ein gleiches Quantum zu erhöhen (z. B. 1 at) und den inneren Druck gleichzeitig um so viel zu verstärken, als dazu nötig ist, daß der ausgestoßene Strom seine frühere Geschwindigkeit beibehält. Auf diese Weise hat man eine Rakete in der Luft. Ihr Strahl mischt sich nun bei unregelmäßiger Wirbelerzeugung mit der äußeren Luft, reißt einen Teil davon mit sich und zerstreut seine gesamte Energie in Form von Wärme in den Raum. Das ändert aber nichts am Stoßwechsel zwischen dem primären Strahl und dem Körper. Die antreibende Wirkung besteht also unverändert weiter.

Wenn nun der primäre Strahl von Trichtern umgeben wird, welche den sekundären größeren Strahl auffangen und so leiten, daß seine Masse anwächst, seine Geschwindigkeit aber vermindert, die Wirbel kleiner und der Strahl selbst länger wird, so erreicht man (mit dem Zusammenprallen unelastischer Massen) eine Verzögerung in der Zerstreung der kinetischen Energie. Aber auch das hat im allgemeinen auf die Propulsion des Körpers keinerlei Einfluß mehr<sup>1</sup>. Man bewahrt im Gegenteil auch beim Zusammenprall die Bewegungsgröße, und zwar immer nur jene des ersten Strahles.

Die Annahme, daß der erzielte sekundäre Strom eine größere Wirkung als die des isoliert gedachten primären Stromes erzeugen könne, scheint eine Illusion zu sein. Und da der erste Strom entweder ausgestoßen oder angesaugt und ausgestoßen wird, gehört auch der „Ejektor“ zu einer der eingangs erwähnten Kategorien von Propellern.

### Erörterung.

Herr Dr.-Ing. Pflaum, Berlin:

Meine Herren! Der Herr Vortragende hat am Schluß seiner Ausführungen auch den Raketenantrieb behandelt, der heutzutage im Zusammenhang mit der Weltraumschiffahrt eine besonders große Rolle in der Öffentlichkeit spielt. Es sei mir gestattet, kurz auf einen Vorschlag einzugehen, der zur Verbesserung des Raketenantriebs öfter vorgebracht wird und der tatsächlich im ersten Augenblick recht brauchbar scheint.

Der Herr Vortragende betonte, daß man bei der Rakete, wenigstens theoretisch, einen Antriebswirkungsgrad 1 erreichen könnte, was bei den üblichen Antriebsmitteln, z. B. dem Schraubenpropeller, nicht möglich ist. Dieser hohe Wirkungsgrad wird aber erst bei Fahrzeuggeschwindigkeiten erreicht, die den Verbrennungsgasgeschwindigkeiten gleich sind, die bis zu mehreren tausend Metern in der Sekunde betragen können. So große Fahrzeuggeschwindigkeiten kommen für Fahrzeuge, die sich innerhalb unserer Atmosphäre bewegen sollen, sei es im Wasser, auf dem Lande oder in der Luft, natürlich nicht in Frage, sagen wir kurz, nicht für Erdfahrzeuge im Gegensatz zu Weltraumfahrzeugen. Das Verhältnis von üblicher Fahrzeuggeschwindigkeit auch bei weiterer Steigerung zu der Gasgeschwindigkeit ist aber so klein, daß sich bedeutend geringere Wirkungsgrade als beim üblichen Fahrzeugantrieb ergeben müssen.

Um nun das Geschwindigkeitsverhältnis zu verbessern, hat man vorgeschlagen, z. B. bei Wasserfahrzeugen, dem Verbrennungsgas durch nachträglich zugesetztes Wasser eine geringere relative Austrittsgeschwindigkeit zu erteilen. Das ist zunächst richtig und führt z. B. für ein Verhältnis von Gasgewicht zu Wassergewicht von 1 : 1000 auf recht annehmbare Werte. Bei solchem Vorschlage wird aber gewöhnlich eine Reihe von neuen Verlustquellen übersehen:

Man kann erstens das Wasser als geschlossene Masse, gewissermaßen als Kolben vor das Gas lagern. Bei diesem Verfahren treten aber wegen der notwendigen vielen Umlenkungen und Geschwindigkeitsänderungen so große Verluste auf, wie in dem Vortrage ausgeführt worden ist und wie man auch

<sup>1</sup> Bei Berücksichtigung der in Anm. 2, S. 2, gemachten Erwähnung wird auch hier der etwaigen Veränderung des Widerstandes nicht Rechnung getragen, welcher der Körper durch das Entstehen eines Rückwärtsstromes — je nach der Richtung des Ausflusses — beim Durchdringen des Fluidums begegnet. Es ist z. B. nicht ausgeschlossen, daß das Hinzufügen von Trichtern — welches eine „Rakete“ in einen „Ejektor“ verwandelt — schädlich ist, wenn die Rakete hinten angebracht wird, weil sich hierdurch der passive Widerstand verstärkt und die rücksaugende Wirkung erhöht; wie es andererseits — durch ein evtl. mögliches vorderes Ansaugen — nicht ausgeschlossen ist, einen Nutzen zu erzielen, wenn die Rakete seitlich angebracht wird.

aus dem Vortrag von Herrn Professor Föttinger von heute vormittag für diesen Fall schließen kann, daß sich im Gesamtergebnis nichts Positives ergibt. Außerdem würde ein intermittierender Antrieb von geringer Periodenzahl bestehen.

Man kann zweitens das Wasser in sehr fein verteiltem Zustande dem Gase zumischen. Hierbei kann man sich auch denken, daß sogar die Energie des zuströmenden Wassers zum Teil ausgenutzt wird, da man nennenswerte Umlenkungen und Geschwindigkeitsänderungen vermeiden könnte. Jetzt tritt aber ein bemerkenswerter thermodynamischer Vorgang auf. Man muß nämlich das Wasser in sehr feine Tröpfchen aufteilen, damit es in der kurzen Zeit, die zum Durcheilen der Düsenlänge zur Verfügung steht, auch tatsächlich auf die neue Gemischgeschwindigkeit durch Reibung beschleunigt werden kann. Der Temperaturunterschied zwischen Verbrennungsgas und Wasser ist aber so groß, daß trotz dieser kleinen Zeit wegen der feinen Wasseraufteilung praktisch die gesamte Gaswärme auf das Wasser übergehen wird, wodurch das Gas natürlich seine Arbeitsfähigkeit verliert.

Wie schon erwähnt, muß man mindestens rund das tausendfache Gasgewicht als Wasser zusetzen, um, rein mechanisch betrachtet, auf annehmbare Wirkungsgrade zu kommen. Bei diesem Gewichtsverhältnis braucht sich aber das Wasser nur um knapp 1 Grad zu erwärmen, um die gesamte Gaswärme aufzunehmen!

Mit diesem Vorschlage ist es also auch nichts. Und ähnlich ungünstig liegen die Verhältnisse bei Luft als Zusatzmasse, wenn man an Flugzeuge denkt.

Man muß also feststellen: trotz mancherlei Hilfsmaßnahmen bleibt der Wirkungsgrad des Raketenantriebes für Erdfahrzeuge wirtschaftlich unhaltbar, wobei ich unter wirtschaftlich einen Gesamtwirkungsgrad verstehen möchte, der dem der üblichen Antriebsarten entspricht. (Lebhafter Beifall.)

Vorsitzender Herr Ministerialdirektor Dr.-Ing. e. h. Presze:

Herr Colonel Rabbeno hat gebeten, von einer mündlichen Erwiderung mit Rücksicht darauf, daß es ihm schwer ist die Ausführungen sofort zu verstehen, Abstand nehmen zu dürfen, und will seine Erwiderung eventuell schriftlich für das Jahrbuch geben.

Das Problem des Propellers ist noch heute eines der allerschwierigsten und vielfach noch unbestimmtesten. Wir sind Herrn Colonel Rabbeno außerordentlich dankbar dafür, daß er uns seine Erfahrungen, die er in der italienischen Marine gewonnen hat, seine Ansichten, auf die er dort gekommen ist, hier zur Kenntnis gegeben hat. Ich spreche Herrn Colonel Rabbeno den verbindlichen Dank der Gesellschaft für seinen Vortrag aus. (Lebhafter Beifall.)

## XII. Die neuere Entwicklung der Kondensatorrohrfrage.

Von Direktor **Siegmond Hirsch**, Berlin, und Dipl.-Ing. **Alfred Schimmel**, Eberswalde.

Seit dem Zeitpunkt, wo der mit Messingrohren ausgerüstete Oberflächenkondensator erstmalig im Schiffsmaschinenbau auftauchte, besteht das Kondensatorrohrproblem, d. h. in Deutschland seit 1860. Wir können also demnächst ein 75jähriges Jubiläum dieser technisch-wissenschaftlichen Angelegenheit begehen. Es kann nicht meine Aufgabe sein, im Rahmen eines Vortrages eine auch nur halbwegs erschöpfende Darstellung vom Wesen und Entwicklung der Rohrkorrosion zu geben. Schon ein Blick auf das Verzeichnis der hierüber erschienenen Literatur zeigt die Unmöglichkeit einer solchen Absicht. Gerade auf dem Korrosionsgebiet begegnen sich ja tiefgreifende wissenschaftliche und wirtschaftliche Interessen, kein Wunder also, daß Theoretiker und Praktiker verschiedener Nationen eine Fülle von Arbeit auf diese Materie verwendet haben.

Eine Zeitlang schien es allerdings, als ob gerade auf dem uns hier interessierenden Gebiet der Seewasserkorrosion die Ergebnisse der wissenschaftlichen Forschung mehr Verwirrung als Klarheit geschaffen hätten. Es zeigte sich erst, nachdem man angefangen hatte zu arbeiten, die Kompliziertheit der Erscheinungen. Heute wissen wir, daß wir den Arbeiten der Wissenschaftler doch eine Reihe sehr wichtiger und förderlicher Erkenntnisse verdanken. Die Einzelheiten bleiben der Erörterung im Kreise der Metall- und Korrosionsforscher vorbehalten. Ich werde mich darauf beschränken, in einigen Punkten auf die Forschungsarbeiten zurückzukommen.

Das Gegenwärtige ist nur aus dem Vergangenen heraus verständlich, deshalb ist es notwendig, einen kurz gefaßten Überblick über den Werdegang des Kondensatorrohrproblems zu geben. Ursprünglich glaubte man, als Kühlrohr im Kondensator sei ein handelsübliches Messingrohr geeignet, in der gleichen Beschaffenheit, wie man es für die Zwecke des Apparatebaues und der Installationstechnik gewöhnlich verwendete. Die Erfahrung lehrte bald, daß dies nicht der Fall war; man ging daher zu höherwertigen Legierungen über, d. h. man erhöhte den Kupfergehalt der Messinglegierung von 60 auf 70 % und verwandte auf die Fabrikation der Rohre erhöhte Sorgfalt. Auch jetzt stellte sich der erhoffte Erfolg nicht ein. Neben Fällen befriedigender Haltbarkeit zeigten sich immer wieder überraschend schnelle Zerstörungen der Rohre durch Lochfraß, für die man keine Erklärung wußte. Die Werften und Reedereien schoben die

Schuld kurzerhand auf die mangelhafte Beschaffenheit der Rohre. Obwohl dieser Standpunkt sich in der Folge als einseitig herausstellte, hatte er doch insofern sein gutes, als man sich mit verstärktem Bemühen auf die Förderung der Rohrqualität warf und neue Legierungen und Fabrikationsverfahren heranzog.

Was zunächst die Legierung betrifft, so ging man daran, in die Legierung aus 70 % Kupfer und 30 % Zink das als korrosionsbeständig bekannte Metall Zinn einzuführen. Man ersetzte 1 % Zink durch Zinn, wobei wohl der leitende Gedanke der war, die Schutzwirkung eines Verzinnungsbelages zu erreichen in einer abgewandelten Form, nämlich durch Hineinbringen an Stelle von Aufbringen des Schutzmetalls. Die Untersuchungen des Britischen Corrosion Research Committee zeigten, daß diese Legierung unter der Einwirkung von warmem Seewasser höhere Standfestigkeit bewies als die zuvor gebräuchlichen Messingarten. Bei Durchführung von Vergleichsversuchen mit kaltem Seewasser zeigte sich diese Überlegenheit nicht, eher waren Anzeichen vom Gegenteil vorhanden. Im Hinblick darauf, daß im Kondensatorbetrieb mit einer Erwärmung des Kühlwassers bis auf 50° zu rechnen ist, lieferte diese Untersuchungsarbeit erstmalig den deutlichen Hinweis auf die Wichtigkeit der Temperaturfrage. Die aus 70 % Cu, 29 % Zn und 1 % Sn zusammengesetzte Legierung sollte sich in der Tat als ein beträchtlicher Fortschritt erweisen, sie wurde von der englischen Admiralität übernommen und hat seitdem unter der Bezeichnung „Admiralitätslegierung“ auch in den übrigen Ländern als Standardmessing für Kondensatorrohre eine beherrschende Stellung gewonnen.

Die Wissenschaft lehrt und die Praxis bestätigt es, daß ein Metall um so korrosionsbeständiger ist, je reiner es ist. Man verwandte daher besondere Aufmerksamkeit auf die Auswahl der Rohmetalle, benutzte nur reinste Kupfer- und Zinkmarken zum Schmelzen unter Ausschluß jeden Altmetalls. Höchstgehalte an zulässigen Verunreinigungen wurden in den Lieferungsvorschriften festgesetzt und analytisch kontrolliert.

Soweit die Frage der Legierung. Die andere und wie wir nach heutiger Erkenntnis sagen können, wichtigere Hälfte der Aufgabe lag in der Herstellungsmethode. Ein dünnwandiges Rohr ist ein Körper mit einer im Verhältnis zu seinem Gewicht sehr großen Oberfläche. Hat also der Werkstoff im Urzustande, d. h. als Gußblock, irgendwelche Fehlstellen, so besteht größte Wahrscheinlichkeit, daß solche im Verlaufe der Formgebungsarbeit irgendwie einmal an die Oberfläche gelangen und freigelegt werden. Geschieht dies an der Rohrinne-seite, so kann solche Stelle örtlichen Lochfraß zur Folge haben. Die erste Sorge des Herstellers hatte sich also darauf zu richten, einwandfreie Gußmethoden zu schaffen und von den Gußblöcken nur die durchaus gesunden und zuverlässig fehlerfreien Teile zu verwerten. Sodann kann im Verlauf der Fabrikation die Rohrinne-wand Verletzungen erleiden durch den Vorgang des Kaltziehens, denn infolge mangelnder Sauberhaltung der Ziehkerne können Ziehriefen in das Material hineingearbeitet werden. Die Prüfung alter havariierter Rohre ergab zuweilen deutliche Hinweise auf die verhängnisvolle Wirkung der Ziehriefen. Ein Beispiel hierfür zeigt Ihnen die erste Abbildung (Abb. 1). Die Innenfläche

des Rohres ist von Korrosionsprodukten und Kesselsteinbelag befreit und zeigt eine Anzahl tiefer Tiefen, in denen sich reihenweise Korrosionsgruben gebildet haben. Eine in der Chemisch-technischen Reichsanstalt ausgeführte Untersuchungsarbeit von Maas und Liebreich brachte gleichfalls Hinweise auf den Zusammenhang von Riefen und örtlicher Korrosion. Die Maßnahmen zur Verhütung der Riefenbildung richteten sich auf folgende 3 Punkte:

1. Peinliche Instandhaltung der Ziehwerkzeuge,
2. Beizen und Spülen des Rohres nach jeder Glühung zur Entfernung des Zunders;
3. Warmvorpressen des Rohres auf möglichst geringe Wandstärke, so daß mit einer verminderten Zahl von Kaltzügen auszukommen war.

Neben diesen ausschließlich von den Rohrherstellern zu lösenden Fragen gab es naturgemäß auch solche, die von Seiten der Verbraucher, also an Bord der Schiffe zu beachten waren.

In richtiger Erkenntnis gewisser Betriebsumstände, welche der Lebensdauer der Rohre nachteilig sind, gaben die Reedereien Bedienungsanweisungen heraus, nach denen das Maschinenper-

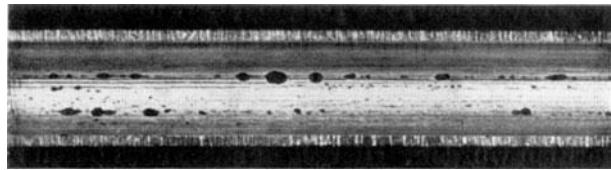


Abb. 1. Kondensatorrohr Leg. 70/30 Korrosionsstellen in den Ziehriefen.  
V=0,8.

sonal z. B. die ordnungsgemäße Entlüftung der Kondensatorvorlagen, die Kontrolle der Kühlwassertemperatur, die Konservierung des Kondensators bei Stillständen usw. durchzuführen hatte. Auf konstruktive Änderungen im Kondensatorbau, Cumberlandschutz und eine Reihe weiterer Einzelheiten will ich, um nicht zu ausführlich zu werden, an dieser Stelle nicht eingehen.

So glaubte man dem Korrosionsproblem von allen Seiten nachdrücklich auf den Leib gerückt zu sein, man erwartete einen dementsprechenden Erfolg, — und man hatte sich getäuscht! Weder die Admiralslegierung noch die Vermeidung von Altmetall, weder die Anstrengungen der Rohrwerke noch die Maßnahmen des Schiffsmaschinenbetriebes erwiesen sich als durchgreifende Abwehrmittel. Zweifellos waren die eingeschlagenen Wege richtig gewesen, und zweifellos wäre ohne die geleistete Arbeit das Korrosionsübel noch weit schlimmer aufgetreten, aber es waren doch nur Teillösungen zustande gekommen. Wir können, wenn wir heute rückschauend den Entwicklungsgang überblicken, die Vermutung aussprechen, daß die Lösung befriedigt hätte, wäre nicht im gleichen Tempo wie die Kondensatorrohrangelegenheit auch die Technik des Schiffsmaschinenbaues fortgeschritten. Die Statistik des deutschen Korrosionsausschusses ergab nämlich um die Zeit von 1925/1926, daß eine bemerkenswerte Abnahme der Korrosionen festzustellen war, soweit, — dies ist die bedeutungsvolle Einschränkung, — Kolbenmaschinen in Betracht kamen. Auf Turbinenschiffen dagegen traten Havarien nach wie vor in mehr als erträglichem Maßstabe auf. Mit der Einführung der Dampfturbine in den Schiffsmaschinenbau hatte die deutsche Kriegsmarine in den Jahren 1908—1910 begonnen. Die Handelsmarine folgte alsbald, doch war die Zeit bis zum Ausbruch des Krieges zu kurz,

um besondere Erfahrungen in Erscheinung treten zu lassen. Als nach Kriegsende und nach Auslieferung unserer Schiffe der Wiederaufbau unserer Handelsflotte einsetzte, kamen in großem Umfange Turbinen als Antriebsmittel zur Anwendung. Bekanntlich verlangt die Dampfturbine zur Erzielung eines befriedigenden Wirkungsgrades ein andauerndes sehr niedriges Vakuum im Kondensator. Um diese Bedingung zu erfüllen, mußte neben anderen Mitteln auch eine verstärkte Kühlwirkung erreicht werden. Die Kühlfläche im Kondensator zu erhöhen durch Vermehrung der Rohre, war aus Gründen des Raum mangels an Bord unerwünscht, deshalb erhöhte man die Durchflußgeschwindigkeit des Kühlwassers. Während man bis dahin mit einer durchschnittlichen Wassergeschwindigkeit von 0,8—1,25 m/sk gearbeitet hatte, ging man jetzt auf das Doppelte und noch darüber hinaus. Die Folge davon waren heftige Wirbelbildungen im Kühlwasserstrom und eine schaumartige feine Verteilung der mitgerissenen Luft, ein Vorgang, der, wie sich herausstellte, eine besonders aggressive Wirkung auf das Messing ausübt. Korrosionen durch Luftwirbel waren bereits bekannt, denn man wußte aus früheren Erfahrungen, daß an den Wassereintrittsenden der Rohre durch die Umlenkung des Wasserstromes Anfressungen hervorgerufen wurden. Hiergegen hatte man bereits Gegenmaßnahmen getroffen. Jetzt erstreckten sich diese Wirkungen tief in das Rohr hinein. Ehe die Forschungsarbeiten, auf die ich noch zu sprechen komme, diese Verhältnisse geklärt hatten, suchte man nach neuen Mitteln, um das Messingrohr zu verbessern und zu schützen. Die Anforderungen an die Reinheit der Legierung wurden erneut verschärft, nicht allein fremdes Altmetall, auch die bei der Fabrikation der Rohre selbst entstehenden Abfälle wurden von der Verwendung ausgeschlossen. An Stelle der oft gepriesenen und ebensooft angezweifelte Verzinnung wurden andere Schutzüberzüge vorgeschlagen und ausprobiert. Dabei verwandte man

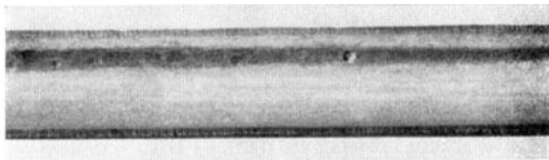


Abb. 2. Verzinntes Rohr, Verzinnung teilweise durch Abrieb entfernt.  $V=0,8$ .

u. a. chemische Methoden, wie Oxydation der Rohre oder Vorbehandlung derselben mit Seewasser, sowie organische Schutzmittel in Gestalt von Lackierungen. Es genügt zu sagen, daß auch diese Anstrengungen keinen durchgreifenden Erfolg gezeitigt

haben. Als Beispiele dafür, wie die Wechselfälle des praktischen Betriebes immer wieder einen Strich durch die Rechnung machen, mögen die beiden folgenden Bilder dienen (Abb. 2). Diese Abbildung zeigt das Innere eines verzinnten Rohres, das auf einem Fahrzeug in Betrieb war, welches ständig in unreinem, mit aufgewühltem Schlamm durchsetzten Wasser zu arbeiten hatte. Die festen Beimengungen des Kühlwassers haben den Zinnbelag stellenweise durch Abrieb entfernt. Eine solche Stelle, an der das Messing zutage tritt, ist im Bild als dunkler Streifen erkennbar, und gerade hier ist die Korrosion eingetreten, offenbar hervorgerufen durch die galvanische Wirkung zwischen Zinn und Messing. Heute besteht wohl allgemeine Übereinstimmung in der Ansicht, daß Schutzüberzüge keinen durchgreifenden Korrosionsschutz gewähren können,

denn jeder Überzug, gleichviel welcher Art, ist verletzbar und mithin unzuverlässig.

Es wurde bereits erwähnt, daß mit erhöhter Kühlwassertemperatur die Anfressungsgefahr steigt, wie ja alle chemischen Prozesse in der Wärme schneller verlaufen als in der Kälte. Das folgende Bild (Abb. 3) illustriert einen solchen Fall. In diesen Rohren hatten sich, zweifellos während eines Betriebsstillstandes,



Abb. 3. Verstopfung von Rohren durch Muschelgehäuse.  $V=0,8$

Lebewesen aus dem Meereswasser angesiedelt und durch ihre muschelartigen Gehäuse den Durchfluß verstopft. In einem solchen Rohr hört natürlich die Kühlwirkung auf, und die Erhitzung des stagnierenden Wassers führt über kurz oder lang zur Korrosion. Die beiden hier gezeigten Korrosionsbeispiele stammen nicht von Turbinenschiffen, doch steht speziell der letztangeführte Fall in

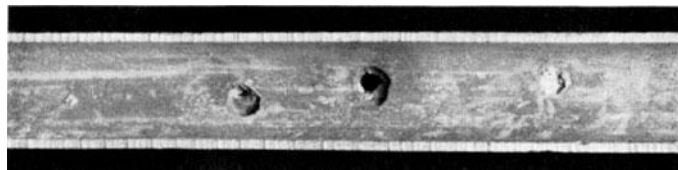


Abb. 4. Rohr mit kraterförmigem Lochfraß. Leg. 70/29/1.  $V=0,8$ .

Beziehung zu den Materialfragen, die durch das Studium der Luftwirbelkorrosion im Zusammenhang mit Temperaturfragen aufgerollt wurden.

Der englische Korrosionsforscher Bengough weist in der Einleitung zu seiner Schrift „Notes on the corrosion and protection of condenser tubes“ (1925) darauf hin, daß er in den letzten Jahren seiner Tätigkeit eine augenfällige Veränderung im Aussehen der Anfressungen feststellen mußte. Während früher

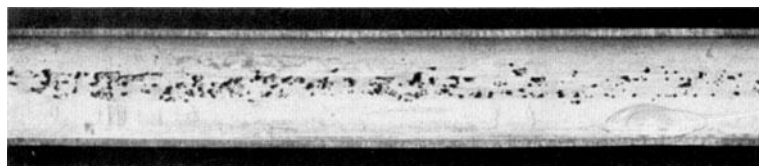


Abb. 5. Rohr mit Luftblasenkorrosion. Leg. 70/30.  $V=0,8$ .

kraterförmige Löcher mit mehr oder weniger Belag von weißen und grünen Korrosionsprodukten die Regel waren, zeigten sich in der letzten Beobachtungszeit vorherrschend scharfrandige Anfressungen mit wenig oder gar keinen Korrosionsprodukten. Wir haben in Deutschland unabhängig von Bengough die gleiche Feststellung gemacht. Die Abb. 4 (kraterförmige Löcher) und 5 (scharfkantige Löcher) zeigen den Unterschied. Im Querschnitt des Rohres treten bei



metallographischer Untersuchung gleichfalls charakteristische Verschiedenheiten hervor. Die ältere Korrosionsform zeigt meist an den Grubenwänden deutliche Entzinkung in Form kupfriger Stellen, vgl. Abb. 6. ein Querschiff aus dem zu vorletzt gezeigten Rohr in 50facher Vergrößerung. Nun findet bekanntlich die Bildung dieser kupfrigen Stellen in der Weise statt, daß im Augenblick der Zinkauflösung auch Kupfer zunächst mit in Lösung geht, jedoch sofort an Ort und Stelle wieder niedergeschlagen wird. Dieser zweite Teil des Vorgangs kommt bei der neuen Korrosionsform in Wegfall, kupfrige Stellen fehlen



Abb. 6. Querschnitt durch die Wand eines Rohres mit Entzinkung, von der Innenseite netzförmig eindringend.  $V=50$ .

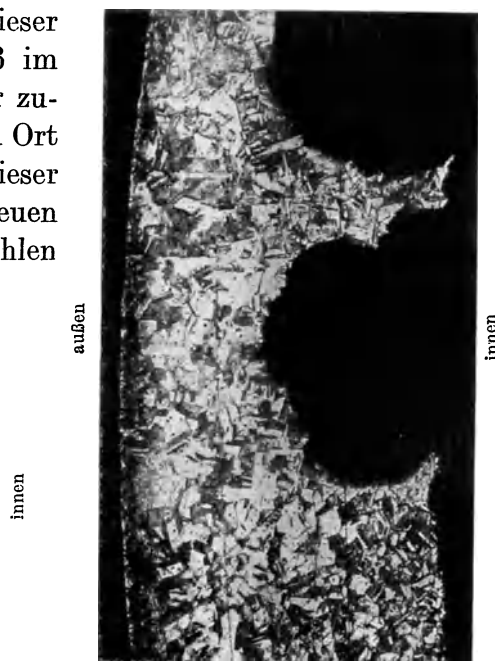


Abb. 7. Querschnitt durch die Wand des Rohres Abb. 5, scharfrandige Anfressungen, keine Entzinkung.  $V=30$ .

also hier. Vgl. Abb. 7, das zuvor gezeigte Rohr mit dem scharfrandigen Lochfraß, 30fach vergrößert. In weiter vorgeschrittenem Zustande kann diese Korrosion die Rohrwand beträchtlich schwächen, und zwar auf längere Strecken, ohne daß es zunächst zum Durchfressen kommt. Bei dem Rohr in Abb. 8 ist die untere dunkle Hälfte noch unkorrodiert, während die obere Hälfte, die wahrscheinlich auch im

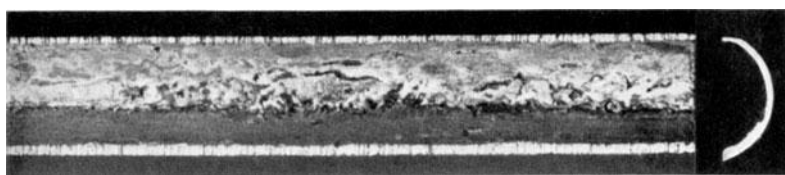


Abb. 8. Fortgeschrittene Luftwirbelkorrosion. Rohrwand im oberen Teil fast zur Hälfte abgefressen.  $V=0,8$ .

Kondensator oben gelegen hat, auf etwa die halbe Wanddicke abgetragen ist. Im Querschnitt rechts ist die stufenartig einsetzende Wandstärkenabnahme zu erkennen. Der Verlauf der Korrosion ist so, daß zuerst Löcher wie auf dem vorher gezeigten Abb. 5 entstehen, diese verbreiten sich, gehen ineinander über, bis schließlich das Material nur noch in Inseln stehen bleibt.

Die mit großen Hilfsmitteln durchgeführten Forschungsarbeiten des englischen Korrosionsausschusses erbrachten nun den Nachweis, daß die durch schaumartige Luftverteilung verursachte Anfressung identisch ist mit der neuen

Korrosionsform. Wir werden also diese Erscheinung vornehmlich auf Turbinenschiffen zu befürchten haben, und die Praxis zeigt, daß dies in der Tat der Fall ist. Wir haben es hier mit Vorgängen zu tun, die sich aus Korrosion und Erosion zusammensetzen. Der mit Luftblasen durchsetzte Wasserstrom von hoher Geschwindigkeit wirkt chemisch auflösend und zugleich mechanisch abreibend, daher auch das Fehlen der Korrosionsprodukte und des niedergeschlagenen Kupfers. Keineswegs darf man sich den Prozeß rein mechanisch vorstellen, etwa als eine hämmernde Wirkung der gegen das Metall geschleuderten Luftbläschen. In diesem Falle müßten weiche Metalle besonders angreifbar sein. Der Versuch zeigt aber, daß z. B. weichgeglühtes Silber unter den gleichen Umständen völlig unbeeinflusst blieb. Ohne eine vorherige chemische Veränderung des Metalls tritt also keine Zerfressung ein, und der chemisch angreifbarste Bestandteil des Messings, das Zink, bietet hierzu die Hand.

Mit der Erkenntnis der dargelegten Zusammenhänge tritt die Korrosionsfrage in ihr jüngstes Stadium. Die Erkenntnis lautet kurz gefaßt: Das Turbinenschiff verlangt ein chemisch besonders widerstandsfähiges Rohr. Zum Glück sind wir nicht auf Silber angewiesen, denn wir besitzen billigere und dennoch chemisch widerstandsfähige Metalle, unter denen dem Nickel, wie Gürtler mehrfach dargelegt hat, eine besondere Bedeutung zukommt. In der Tat hat sich der Gedanke, von Kupfer-Zinklegierungen auf Kupfer-Nickellegierungen überzugehen, als außerordentlich glücklich erwiesen. Er ist, wie Sie wissen, zuerst in England ausgeführt und in großem Maßstabe in die Praxis übertragen worden. Deutschland ist erst später gefolgt, was sich ohne weiteres aus unserer wirtschaftlichen Lage erklärt, welche alle Industriezweige zur äußersten Sparsamkeit zwingt und insbesondere die deutschen Reedereien vor kostspieliger Experimenten zurückschrecken ließ. Im Verlauf unserer Verhandlungen fiel einmal das Wort: „Ja, wenn wir unsere Rohre aus Platin herstellen würden, so würden sie selbstverständlich nicht korrodieren!“ Aber zwischen Edelmetallen und unedlen Metallen besteht keine unüberbrückbare Kluft, und die Legierungen mit hohen Gehalten an Mangan, Nickel oder Chrom (es sei an die rostsicheren Stähle erinnert) sind imstande, die Lücken auszufüllen und der Technik zu erschwinglichen Preisen korrosionsfeste Werkstoffe zu verschaffen. Im Falle der Kondensatorrohre gründet sich der Erfolg der Kupfer-Nickellegierungen auf die Tatsache, daß das Versagen des Messings auf Entzinkung beruht, wogegen ein analoger Vorgang in Kupfer-Nickel, das wäre also eine „Entnickelung“, noch niemals in Erscheinung getreten ist. Da die gefürchteten Luftwirbelkorrosionen, wie bereits erläutert, gleichfalls auf Entzinkungsvorgängen beruhen, leuchtet es ein, wieso sich Kupfernickelrohre gerade auf Turbinenschiffen hervorragend bewähren konnten.

An Vorschlägen zur Erprobung neuer Legierungen hat es in den letzten 10 Jahren weder im Inland noch im Ausland gefehlt; aber fast alle diese Legierungen waren teurer als Messing, teils auf Grund ihrer wertvollen Bestandteile, teils durch die Schwierigkeiten der technologischen Formgebung. Für die herstellenden Werke besteht bei Aufnahme eines neuen Erzeugnisses die Notwendigkeit, Fabrikationsverfahren zu entwickeln, die der Eigenart des neuen

Werkstoffs angepaßt sind. Zu den erforderlichen Investitionen wird sich das Metallwerk nur dann entschließen können, wenn eine lohnende Ausnutzung derselben später gesichert erscheint. Der Verbraucher seinerseits kann den laufenden Bedarf des Erzeugnisses erst dann in Aussicht stellen, wenn dasselbe hinreichend erprobt ist. So entsteht ein *circulus vitiosus*, der in einem mit wirtschaftlichen Schwierigkeiten kämpfenden Lande dem technischen Fortschritt im Wege steht. Es kommt hinzu, daß die ersten Versuche mit Kupfer-Nickelrohren im Auslande widersprechende Ergebnisse zeitigten. Wir haben nur wenige ausländische Rohre aus der Anfangszeit zu Gesicht bekommen, aber was wir sahen, hat unsere Vermutung bestätigt, daß nämlich die ersten Rohre deshalb versagten, weil man sie noch nicht richtig zu fabrizieren verstand. Selbstverständlich ist auch Kupfer-Nickel nicht absolut unkorrodierbar, und solange die Gefahr von Fabrikationsfehlern besteht, werden auch hochwertige Legierungen gelegentlich Anfressungen erleiden. Erst ein weitgehend durchgebildetes Herstellungsverfahren kann diese Unsicherheit ausschalten.

Unter den deutschen Rohrwerken war die Firma Hirsch eine der ersten, welche Kupfer-Nickelrohre in den Handel brachte. Auf dem Messingwerk der Hirsch, Kupfer- und Messingwerke lagen die Verhältnisse insofern günstig, als das hier in Anwendung stehende Warmpreßverfahren, das sich bereits für die 70/29/1-Legierung bestens bewährt hatte, auch für Kupfer-Nickel übernommen werden konnte. Die Erfolge befriedigten, wie man heute sagen darf, in vollem Umfange. Eine Bestätigung dessen liegt in der Tatsache, daß ein führendes englisches Werk das Warmpreßverfahren, welches dort bisher für Kondensatorrohre nicht angewendet wurde, neuerdings eingeführt hat. Während hinsichtlich der Warm- und Kaltformgebung Kupfer-Nickel sich ähnlich verhält wie Messing, liegen die Dinge gänzlich anders beim Gießen und beim Glühen. Der Schmelzpunkt der 80/20-Kupfer-Nickellegierung liegt etwa  $250^{\circ}$  höher als der des 70/29/1-Messings. Der Schmelzprozeß muß also in Öfen durchgeführt werden, die mit Leichtigkeit Temperaturen von  $1300$ — $1400^{\circ}$  zu erreichen gestatten. Vorzüglich geeignet erwies sich hier der Hochfrequenz-Schmelzofen. Im Verlauf der Ziehbearbeitung müssen die Rohre zwecks Aufhebung der Kalthärtung bekanntlich wiederholt geglüht werden. Geschieht dies bei Luftzutritt, so bildet sich eine festhaftende Haut von Nickel- und Kupferoxyden, welche nicht wie bei Messing auf einfache Weise durch Beizen mit verdünnter Schwefelsäure zu entfernen ist. Man ist also genötigt, entweder unter Luftabschluß zu glühen oder besondere Beizverfahren zu Hilfe zu nehmen, denn die Vermeidung bzw. Entfernung des Glühzunders gehört zu den unerläßlichen Vorbedingungen einer einwandfreien Rohrqualität.

Die dargelegten Fabrikationsschwierigkeiten müssen in Betracht gezogen werden, wenn man sich die Frage vorlegt, auf welcher Linie sich die zukünftige Entwicklung bewegen wird. Die Legierungen der Zusammensetzung 90 % Kupfer, 10 % Nickel und 85 % Kupfer, 15 % Nickel haben sich zwar als gut und brauchbar erwiesen, doch erreichen sie unter schwierigen Betriebsbedingungen nicht die Standfestigkeit der Legierung aus 80 % Kupfer und 20 % Nickel. Letztere ist die

in der Gegenwart am meisten in Anwendung stehende Zusammensetzung. Daneben wird bereits in geringem Umfange die Legierung aus 70 % Kupfer und 30 % Nickel benutzt, und es fehlt nicht an Stimmen, welche von der 60/40proz. Legierung eine noch weit bessere Bewährung erwarten. Gehen wir noch weiter, so gelangen wir bei dem Verhältnis 30 % Kupfer, 70 % Nickel zu dem bekannten Monelmetall, und am Ende der Reihe steht das Kondensatorrohr aus Reinnickel. Gegen die Logik, welche dem 100proz. Nickelrohr die wertvollsten Eigenschaften zuspricht, muß indessen aus 2 Gründen Einspruch erhoben werden. Erstens sind es keineswegs immer die reinen Metalle, welche die höchste Korrosionsfestigkeit aufweisen, sondern häufig wird durch Hinzufügung eines weniger edlen Metalls eine Legierung erhalten, welche das reine Grundmetall an chemischer Beständigkeit übertrifft. Diese Tatsache wird z. B. durch das Messing belegt, bei dem ja auch durch Zuführung von Zink die Angreifbarkeit des Kupfers vermindert wird. Die schützende Wirkung eines unedlen Metalls auf ein edleres ist von Gürtler theoretisch begründet worden.

Als zweites Moment sind die vorerwähnten Fabrikationsschwierigkeiten anzuführen. Je höher der Nickelgehalt, um so mehr Hindernisse stellen sich ein, welche die Gewähr für ein fehlerfreies Fabrikat in Frage stellen. Nahtlose Rohre aus Monelmetall sind derartig schwer herzustellen, daß sich allein aus diesem Grunde das Versagen der Monelmetallrohre im Kondensator zwanglos erklärt.

In einem kürzlich vor der Institution of Naval Architects in London gehaltenen Vortrage führte Johnson aus, daß man im Schiffskesselbau die schädlichen Wirkungen der im Speisewasser mitgeführten Luft längst erkannt habe, und wirksame Entlüftungsvorrichtungen seien in allen modernen Kesselanlagen vorhanden. In dieser Richtung müsse auch im Kondensatorbau vorgegangen werden. Als geeignete Hilfsmittel werden vorgeschlagen: Entlüftungsventile, reichlich bemessene Vorlagen, deren Form den Stromlinien anzupassen ist, Vermeidung zu hoher Wassergeschwindigkeit. Wir können noch hinzufügen: Einmaliger Wasserdurchgang und Schrägstellung des Kondensators mit erhöhter Lage des Wasseraustritts. Johnson ist der Überzeugung, daß bei sorgfältiger Beachtung aller Maßnahmen, welche der Luftwirbelbildung im Kühlwasser entgegenwirken, die Lebensdauer der Rohre wesentlich erhöht werden kann. Über die wirkliche Lebensdauer der verschiedenen Kupfernickellegierungen haben wir noch kein endgültiges Urteil, da die Anwendungszeit vorerst noch zu kurz ist. Nach den bisherigen Erfahrungen der großen deutschen Reedereien hat die 80/20-Legierung in vollem Umfange befriedigt. Es ist zu hoffen, daß die kommenden Jahre diese Erfahrung bestätigen, und daß zumindest in den Anlagen, wo die erwähnten konstruktiven Maßnahmen getroffen wurden, Korrosionen zu ganz seltenen Ausnahmefällen zählen werden.

#### Erörterung.

Herr Ministerialrat Schmidt, Berlin:

Meine Herren! Nach den Ergebnissen, die bisher über die Verwendung der Kupfernickellegierung als Kondensatorrohrmaterial bekannt geworden sind, erscheint es kaum zweifelhaft, daß mit der Wahl dieses Materials ein wesentlicher Fortschritt auf dem Wege zur Beseitigung der Kondensatorstörungen erzielt worden ist.

Von besonderer Bedeutung für die Beurteilung dieser Frage scheinen mir die Betriebserfahrungen auf den englischen Dampfern „Melita“ und „Minnedosa“ zu sein, die auf der diesjährigen Frühjahrstagung der Institution of Naval Architects in dem Vortrage von Johnson bekannt gegeben sind. Ihre Bedeutung liegt meines Erachtens darin, daß die Kupfernickerohre in Kondensatoren eingebaut wurden, in denen die bekannte, allgemein noch als die zuverlässigste angesehen Legierung von 70 % Kupfer, 29 % Zink und 1 % Zinn mit und ohne elektrischen Schutz vollkommen versagt hatte. Ferner erstrecken sich diese mitgeteilten Beobachtungen über etwa 4 Betriebsjahre und beziehen sich auf Legierungen verschiedenen Nickelgehalts. Das Urteil über die Bewährung der einzelnen Legierungen wird dahin zusammengefaßt, daß unter den hier vorliegenden Betriebsbedingungen ein Zusatz von 10 % Nickel keine Verbesserung gegenüber den gebräuchlichsten Messingrohren bringt, dagegen bei Rohren mit 20 % Nickelzusatz voraussichtlich mit einer Lebensdauer von 6 Jahren, bei Rohren mit 30 % Nickelzusatz mit noch sehr viel längerer Lebensdauer gerechnet werden kann.

Wie der Herr Vortragende bereits mitteilte, ist man nunmehr in England zu einer umfangreichen Verwendung von Kupfernickerohren übergegangen. Auch die britische Admiralität hat diese Rohre eingeführt und schreibt neuerdings sogar die Legierung 70/30 vor.

Ebenso ist auch die deutsche Marine auf ihren letzten Neubauten in einzelnen Kondensatoren zur versuchsweisen Verwendung von Kupfernickerohren übergegangen. Erfahrungen liegen zur Zeit noch nicht vor. Mit dem Kruppischen V 2 A-Stahl ist gleichfalls ein Kondensator behorht worden. Ob auch dieses Material für den Kondensatorbau Bedeutung gewinnen kann, darüber läßt sich heute noch nichts Endgültiges sagen.

Durch die bisher bekannt gewordenen Erfahrungen, die hoffentlich auf der heutigen Tagung durch weitere Mitteilungen von seiten unserer Großreedereien noch eine wertvolle Ergänzung erfahren werden, scheint also zunächst festzustehen, daß die Kupfernickerohre eine bedeutend erhöhte Widerstandsfähigkeit besonders gegen die bekannten Luftwirbelkorrosionen besitzen und wir von ihnen auch im allgemeinen eine bedeutend längere Lebensdauer erwarten dürfen. Ob sie auch einen erhöhten Schutz gewähren gegen die oft überraschend auftretenden Einzeldurchschläge von Rohren, die unter Umständen in kurzer Zeit ein Versalzen des Speisewassers zur Folge haben und damit die Betriebsbereitschaft unserer Maschinenanlagen in Frage stellen, können erst langjährige Beobachtungen erweisen. Die auf den erwähnten englischen Schiffen aufgetretenen Fälle dieser Art werden damit erklärt — es sind 6 Rohrdurchschläge in 4 Jahren auf den beiden Schiffen vorgekommen —, daß in den Rohren wahrscheinlich von vornherein Fehlstellen, von der Herstellung herrührend, vorhanden gewesen sind.

Auf Grund der zahlreichen Erfahrungen und Untersuchungen auf diesem Gebiete wissen wir, welche Bedeutung neben der Beschaffenheit des Materials an sich auch seiner Verarbeitung zukommt und wie wichtig der Herstellungsprozeß für die Haltbarkeit der Kondensatorrohre ist. Es muß besonders anerkannt werden, daß unsere deutschen Firmen, die sich mit der Herstellung von Kondensatorrohren befassen, stets bemüht gewesen sind, auch ihrerseits durch Verbesserung der Herstellungsverfahren an der Lösung des Kondensatorproblems mitzuarbeiten und dem Verbraucher ein einwandfreies Erzeugnis zu liefern.

Auf welchem Wege die Firma Hirsch vorgegangen ist, um das Herstellungsverfahren der Kupfernickerohre den besonderen Anforderungen des Materials anzupassen und damit eine einwandfreie Beschaffenheit der Rohre sicherzustellen, damit hat uns ja der Herr Vortragende in dankenswerter Weise bekannt gemacht.

Ich möchte mit dem Wunsche schließen, daß den Bemühungen der Firma um den technischen Fortschritt auch ein wirtschaftlicher Erfolg beschieden sein möge. (Lebhafter Beifall.)

Herr Prof. Dr.-Ing. Dr. techn. h. c. Ernest A. Kraft, Berlin:

Meine Herren! Es ist eigenartig, daß es trotz jahrelanger Bemühungen noch immer nicht ganz gelungen ist, die lästigen Anfrassungen an Kondensatorrohren zu beseitigen oder auch nur eine unangefochtene Erklärung hierfür zu finden.

Herr Direktor Hirsch hat einen Weg gezeigt, und zwar den, den Baustoff und die Herstellungsverfahren zu vervollkommen. Auf diesem Wege sind zweifellos in letzter Zeit große Fortschritte erzielt worden. Ich muß aber hinzufügen, daß dies nach meiner Ansicht nur ein Weg ist, obwohl er eine große Wichtigkeit besitzt. Meine eigenen Erfahrungen, die sich auf Ergebnisse an mehreren Tausenden von meiner Firma gebauten Kondensatoren und Ölkühlern stützen, zeigen noch einen weiteren Weg.

Ich weiß, daß meine Ausführungen zum Teil auf Widerspruch stoßen werden bzw. sie sind bereits auf Widerstand gestoßen, bevor ich sie ausgesprochen habe. Ich bin aber der Ansicht, daß in einer so wichtigen und noch so wenig geklärten Sache jede Meinung, die sich auf Erfahrungen stützt, gehört werden muß, denn sie kann dem Forscher und dem Praktiker wichtige Fingerzeige geben.

Unsere Erfahrungen bestätigen zunächst die allgemein gemachten, daß die Anfrassungen keineswegs auf Seewasser-Kondensatoren beschränkt sind, sondern in den gleichen typischen Formen auch in elektrischen Zentralen vorkommen, gleichgültig, ob Flußwasser, brackisches oder stark salzhaltiges Wasser in Anwendung kommt. Jahrelange, systematisch durchgeführte Beobachtungen in den verschiedensten Zentralen der Welt haben es nun als wahrscheinlich hingestellt, daß bei allen derartigen Anfrassungen elektrolytische Vorgänge durch vagabundierende Ströme, die von irgendeiner in der Nähe befindlichen Gleichstromanlage herrühren und ihren Weg durch den Kondensator gefunden haben, zum mindesten einen wesentlichen Einfluß ausüben; denn diese Anfrassungen hörten mit einem Schlage auf, unabhängig von der Zusammensetzung der Rohre, sobald es gelang, die vagabundierenden Ströme zu beseitigen.

Aus der großen Zahl von Erfahrungen, die wir gemacht haben, möchte ich kurz nur zwei Beispiele anführen.

In einer elektrischen Zentrale hatten wir jahrelang Rohrschäden an Kondensatoren und Ölkühlern. Wir konnten der Sache nicht beikommen. Und erst, als zufällig eine alte Notbeleuchtung irgendwo in der Nähe außer Betrieb gesetzt wurde, hörten die Anstände auf.

In einer anderen Anlage konnten wir zunächst ebenfalls keine vagabundierenden Ströme feststellen. Auf einmal hörten die Anstände auf. Man suchte und fand, daß eine in der Nähe befindliche elektrische



Abb. 1.

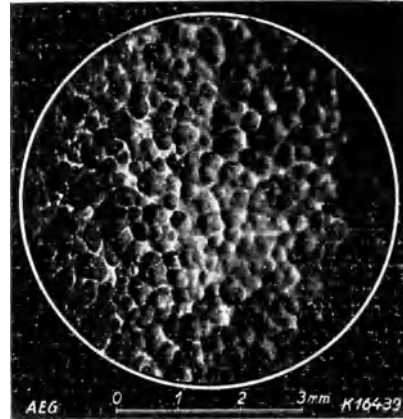


Abb. 2.

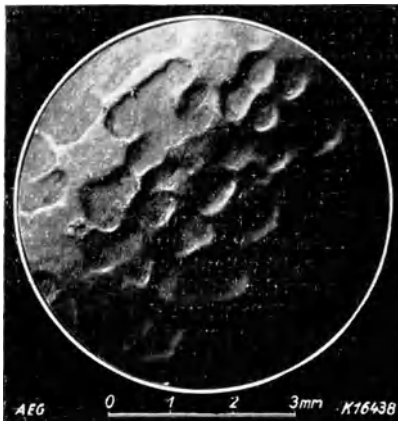


Abb. 3.

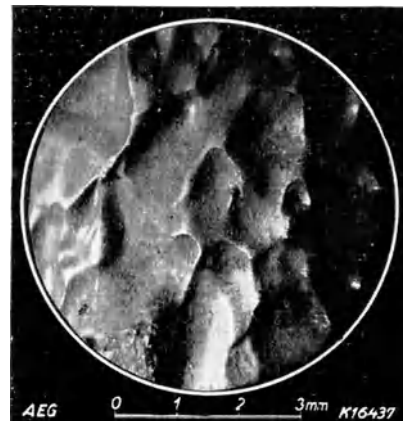


Abb. 4.

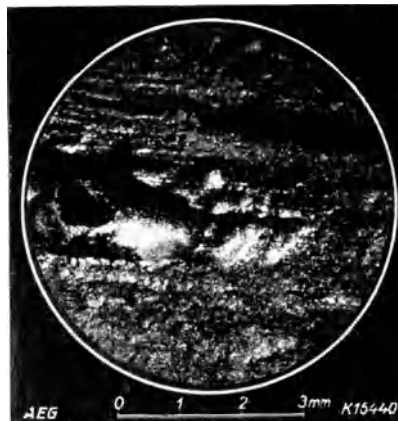


Abb. 5.

Schweißanlage infolge Erkrankung des Schweißers seit einiger Zeit still lag. Die elektrische Schweißanlage wurde infolgedessen verlegt und seither sind dort keinerlei Rohranfressungen mehr vorgekommen.

Unsere Ansicht wird durch Studien an zerfressenen Rohren und durch systematische Vergleichsversuche gestützt. Ich zeige Ihnen zunächst (Abb. 1) die Oberfläche einer Messingplatte, die 50 Stunden

lang einem Fremdstrom von 0,6 A in einem Elektrolyt aus Seesalz und Schwefelsäure ausgesetzt war. Sie sehen die nicht mißzudeutende typische Kraterbildung. Zum Vergleich zeigen die nächsten 3 Abbildungen (Abb. 2—4) zerstörte Kondensatorrohre aus drei grundverschiedenen Anlagen in entsprechenden Vergrößerungen. Es hat großer Geduld und Mühe bedurft, ehe unter dem Mikroskop eine so plastische Wirkung erzielt wurde. Selbstverständlich zeigen nicht alle zerfressenen Kondensatorrohre die Erscheinung in so klarer Form, aber wir haben die Krater in praktisch allen Rohren entdecken können, die uns nach der Zerstörung zu Gesicht gekommen sind.

Wenn man nun die Ursache in elektrolytischen Vorgängen sieht, so dürfen natürlich auch weder die Anordnungen der Rohre und Wasserzüge, noch der Werkstoff an sich oder das Herstellungsverfahren oder die Kühlwasserbeschaffenheit allein maßgebend sein. Tatsächlich haben wir keinen grundsätzlichen Unterschied gefunden, ob nun die Rohre vertikal oder horizontal lagen, ob ein oder mehrere Wasserzüge, ob Stüß- oder Seewasser und schließlich ob die verschiedensten Baustoffe verwendet wurden. Nach unseren seitherigen Beobachtungen werden auch Rohre aus 80% Kupfer, 20% Nickel oder 85% Kupfer, 15% Nickel in genau der gleichen Form angefressen wie Rohre der früheren Legierungen 70/29/1 (Abb. 5.) Die Abbildung ist nicht so ausgeprägt wie die vorhergehenden; etwa in der Mitte der Abbildung, am oberen Rand der großen Ausfressung aber haben Sie auch hier die ersten Anfänge der typischen Kraterbildung.

Ganz ohne Einfluß bleiben Baustoffe und Herstellungsverfahren natürlich nicht und sicherlich ist zuzugeben, daß die neuen Kupfernickellegierungen einen wesentlichen Fortschritt bedeuten und sich besser verhalten als die früheren zink- und zinnhaltigen Legierungen. Daraus aber, daß vereinzelt auch Messingrohre von der Legierung 70/29/1 gefunden wurden, an denen die Anfressungen nicht punktförmig, sondern zum Teil sogar so gleichmäßig über die ganze Oberfläche verteilt waren, daß schließlich die ursprüngliche Wandstärke von 1 mm zum Schluß nur noch etwa 0,1 mm betrug, ist zu schließen, daß die Fabrikation der Rohre, wahrscheinlich insbesondere sorgfältiges Glühen während des Ziehprozesses, von großem Einfluß auf die Haltbarkeit ist.

Es kommt auch vor, daß die Anfressungen nicht punktförmig, sondern flächenartig, zum Teil nur an den Rohrenden, manchmal auf der Wassereintrittsseite, manchmal auf der Wasseraustrittsseite, auftreten. Typisch für alle diese Anfressungen ist, daß sie stets metallisch blank und nie ganz glatt sind, sondern stets die bei der Elektrolyse auftretenden muldenförmigen Vertiefungen aufweisen. Sobald die vagabundierenden Ströme aufhören, oxydieren die metallisch blanken Flächen schon nach wenigen Tagen.

Schiffe bieten mit ihrem eisernen Rumpf und ihren sonstigen eisernen Bauteilen natürlich ganz besonders günstige Ausbreitungsmöglichkeiten für vagabundierende Ströme, und wir haben auch dort schon Fremdströme als Ursache für Anfressungen festgestellt. Es wurde von Herrn Hirsch ein Unterschied zwischen dem Verhalten der Kondensatorrohre auf Kolbenmaschinen- und Turbinenschiffen erwähnt. Sollte dieser Unterschied nicht auch damit erklärt werden können, daß die modernen Turbinenschiffe wohl im allgemeinen reichlicher mit elektrischen Hilfsmaschinen, Geräten usw. ausgerüstet sind, also auch mehr Quellen für vagabundierende Ströme aufweisen als die älteren Kolbenmaschinenschiffe?

Diese Ströme festzustellen, das muß ich noch besonders betonen, ist oft außerordentlich schwierig, und in vielen Fällen, wie in den vorhin angeführten Beispielen, mußte uns der Zufall helfen.

Meine Herren! Ich will nun nicht behauptet haben, Fremdströme wären die einzige Ursache der Rohranstände. Aber auf Grund umfangreicher Erfahrungen, die ich Ihnen nicht vorenthalten wollte, muß ich feststellen, daß Fremdströme wahrscheinlich in sehr hohem Maße die Lebensdauer der Rohre beeinflussen. Jedenfalls ist es, wenn in einer Anlage Anstände auftreten, nicht weniger wichtig, nach Stromquellen zu suchen, als das Wasser zu untersuchen und Baustoffe, Herstellungs- und Verarbeitungsverfahren genau zu prüfen.

Es wird leider noch viele zerfressene Kondensatorrohre geben, bis es gelungen sein wird, dieses Übel ganz und gar auszurotten, denn es gibt nur wenige technische Fragen, die so vielen Bedingungen gleichzeitig unterworfen sind wie gerade Kondensationsanlagen. Herr Direktor Hirsch hat uns in seinem Vortrage über die Fortschritte berichtet, die von seinem Werke hinsichtlich der Baustoffe und der Herstellungsverfahren gemacht worden sind. Meine Ausführungen sollten eine Ergänzung dazu sein und zeigen, wie es auch möglich ist, unter anderen Gesichtspunkten dem Problem näher zu kommen. Nur wenn alle beteiligten Stellen freimütig und restlos ihre Erfahrungen zur Verfügung stellen, wird es allmählich gelingen, über dieses Problem volle Klarheit zu schaffen. (Lebhafter Beifall.)

Herr Direktor Dr. Goos, Hamburg:

Meine Herren! Das Kondensatorrohr-Problem hat auch vor dem Kriege schon und nach dem Kriege erst recht den Reedereien sehr viel Kopfzerbrechen und schlaflose Nächte gemacht, denn meistens waren es die Reedereien, die nicht schlafen konnten und nicht die Hersteller der Rohre (Heiterkeit); diese gaben meistens gar keine Garantie für die Rohre, sondern sie lieferten nur und freuten sich, wenn sie zerfressen waren und neue geliefert werden konnten. (Heiterkeit.) Darum haben sich die Reedereien nach dem Kriege zusammengetan und den Korrosions-Ausschuß gegründet, der den Ursachen dieser Erscheinungen nachgehen sollte. Ich habe bereits vor vier Jahren im Reichsausschuß für Metallschutz über die gemachten Erfahrungen berichtet<sup>1</sup>. Wir hatten damals schon — ich muß zugeben — nach Kenntnis der Arbeiten von Dr. Bengough und dem englischen Corrosion-Comitee, das hier tatsächlich, mit Hilfe der großen Mittel, die ihm zur Verfügung standen, bahnbrechend vorgegangen ist, auch schon festgestellt, daß meistens die Anfressungen — bei der Hamburg-Amerika-Linie lief das ganze Material von sämtlichen deutschen Reedereien zusammen — am Wassereintritt der Rohre stattgefunden haben. Das stimmte auch, wie wir sahen, mit den englischen Erfahrungen überein. Wir sind daher schon, nachdem wir die beiden ersten Schiffe der Albert Ballin-Klasse gebaut hatten, dazu übergegangen, die Kondensatoren für die nächsten beiden Schiffe „Hamburg“ und „New York“, anders zu bauen, in dem Fall nicht gegen den Widerstand

<sup>1</sup> Siehe Zeitschr. Korrosion und Metallschutz 1926, Heft 5.

der Konstrukteure, aber in einem anderen Fall gegen deren ausgesprochenen Willen. Wir ließen das Wasser nur einmal mit höchstens 0,8 m Geschwindigkeit durch die Rohre gehen, während die Konstrukteure von ihrer Anschauung vom Wärmedurchgangskoeffizienten, der von der Wassergeschwindigkeit abhängig ist, befangen, mehrmaligen Wasserdurchtritt haben wollten. Kurz und gut, dies und große Wasserkammern haben wir damals schon gemacht, und wir glauben, damit eine wesentliche Verbesserung der Kondensator-konstruktion herbeigeführt zu haben. Auch diese hat noch nicht die Korrosionserscheinungen radikal beseitigt, bis dann in England die ersten Kupfernickerohre erschienen; und da sind wir schon vor vier Jahren sofort dazu übergegangen, die Kondensatoren der hochwertigen Schiffe der „Ballin“-Klasse mit diesen Rohren auszurüsten. Wir wußten zunächst noch nicht, ob wir 15prozentige oder mehrprozentige Rohre nehmen sollten. Aber da der Prozentsatz an Nickel den Preis bedingt, so haben wir uns gesagt, da überhaupt noch gar keine Erfahrungen vorliegen, wir nehmen erst einmal 15prozentige Rohre, das sind die billigsten. Ich muß sagen, auch diese 15prozentigen Kupfernickerohre haben bei uns bis jetzt gehalten, und es ist bis jetzt noch kein Fall vorgekommen, daß von den 15prozentigen Kupfernickerohren eins durchkorriert ist. Wir sind dann nachher allerdings dem englischen Beispiel gefolgt und sind auf 20prozentige Rohre gegangen. Aber höher möchten wir nun nicht gehen, trotzdem die Canadian Pacific und andere große Reedereien bei ihren ganz hochwertigen Dampfmaschinen dazu übergegangen sind, 30prozentige oder noch hochwertigere Kupfernickerohre zu nehmen. Wir haben auch für die neuen Kondensatoren, die für die neuen Maschinenanlagen der Schiffe der „Albert Ballin“-Klasse eingebaut werden, 20prozentige Kupfernickerohre genommen, obgleich von der Werft damals die Admiralslegierung vorgesehen war. Aber wir haben die 10000 M., die wir für die Kupfernickerohre jeden Kondensators aufwenden mußten, nicht gescheut, weil wir absolut sicher sein wollten, soweit man überhaupt von einem absoluten Sichersein sprechen kann, daß wir für dieses Schiff, auf dem wir Wasserröhrenkesselbetrieb mit 28 Atmosphären Druck bekommen, nach Möglichkeit Schäden an Kondensatorrohren ausschließen wollten.

In England selbst ist man ja auch schon zum Teil wieder zu einer neueren Legierung, zu einer billigeren, übergegangen. Ich habe kürzlich gehört, daß es gelungen sein soll, eine Aluminiumlegierung auf den Markt zu bringen, die schon seit einigen Jahren auch in Turbinenkondensatoren, die also meistens noch eine relativ hohe Wassergeschwindigkeit haben, eingebaut sind und gehalten haben sollen. Diese Legierung hat die Zusammensetzung: 70% Kupfer, 28% Zink und 2% Aluminium. Sie ist wesentlich billiger, außerdem sehr hart, sie hat eine Festigkeit von 60 kg. Ich werde jetzt einen Turbinenkondensator versuchsweise mit diesen Rohren ausrüsten, ich kann Herrn Direktor Hirsch da nicht helfen, wir sind nicht so reich, daß wir soviel Geld ausgeben können für Kupfernickerohre. Wenn diese Aluminiumlegierung auch hält, dann würden wir die nehmen, denn sie kostet nur unwesentlich mehr als Messingrohre. Es ist ja leider bei solchen Versuchen so, daß man nicht von heute auf morgen ein Urteil abgeben kann. Es wird sich ja vielleicht erst in zwei Jahren herausstellen oder vielleicht auch früher, wenn die Rohre nicht halten (Heiterkeit), wie sich diese Legierung macht. (Lebhafter Beifall.)

Herr Dr. Paul H. Müller, Hannover:

Meine Herren! Seewasser ist eine Lauge, und die Erfahrungen, die man mit stärkeren Laugen in Vorwärmern und Kondensatoren gemacht hat, können vielleicht benutzt werden, um auch Rückschlüsse auf die Erfahrungen zu ziehen, die man mit Seewasser gemacht hat.

In der Kailindustrie handelt es sich um konzentrierte Laugen; und mit diesen konzentrierten Laugen hat man schon lange die Erfahrung gemacht, daß Zinklegierungen vollkommen unbrauchbar sind. Man hat deswegen Rohre genommen, die im wesentlichen aus Kupfer bestanden, und hat eigentlich wohl nur der Härte wegen  $1\frac{1}{2}\%$  Zinn zugesetzt. Die Haltbarkeit dieser Kupferzinnrohre war immerhin viel besser als die der Messingrohre, denn Messingrohre halten nur einige Tage; dann ist das ganze Material vollkommen schwammartig aufgelöst. Das Zink wird herausgelöst aus der Legierung, und es bleibt ein schwammartiges Gefüge, das schnell zerfällt, übrig. Bei den Kupferzinnlegierungen waren aber einige Werke, z. B. das Kaliwerk Königshall-Hindenburg, doch noch sehr schlecht daran, denn die Lebensdauer dieser Rohre war bei 2— $2\frac{1}{2}$  mm Wandstärke — also bei wesentlich größerer Wandstärke als bei den Seewasser-Kondensatorrohren, — nur ein Monat bis zwei Monate; dann mußten die Vorwärmer neu behohrt werden. Dieses Werk hatte daher natürlich ein sehr großes Interesse daran, den Verhältnissen auf den Grund zu gehen. Es sind zwei Wege eingeschlagen worden. Einerseits sind unter meiner Mitwirkung Versuche mit verschiedenen Metallegierungen gemacht worden, also rein empirisch, und andererseits hat man auf wissenschaftlichem Wege erforscht, woran es lag, daß diese starken Anfrassungen zu verzeichnen waren. Diese wissenschaftliche Forschungsarbeit ist von dem Direktor des Werkes, Herrn Dr. Banthien und Herrn Professor Jander in Göttingen ausgeführt worden. Das Ergebnis der ersten Versuche, die auch zuerst ausgeführt wurden, war, daß man gegen das ursprüngliche Urteil des Chemikers ein ganz glänzendes Resultat erzielte mit einer Kupferaluminiumlegierung, und zwar mit einer Kupferaluminiumlegierung, die kein Zink enthielt. Man hat dann solche Vorwärmer und Kondensatoren mit solchen Kupferaluminiumrohren ausgeführt. Diese sind jetzt bereits drei Jahre im Betrieb, und es sind Auswechselungen noch nicht nötig gewesen. Das würde also, verglichen mit den ursprünglichen Ergebnissen, die man auf Königshall-Hindenburg hatte, heißen, daß die Lebensdauer gegenüber den Kupferzinnrohren bei den Kupferaluminiumrohren auf das 18- bis 36fache gestiegen ist und voraussichtlich noch weiter steigen wird. Mit diesem Ergebnis ist man außerordentlich zufrieden.

Die zweite Forschungsarbeit hat einen recht interessanten Aufschluß gegeben. Man hat gefunden, daß die Ursache der Anfrassungen darin zu suchen ist, daß die Lauge vor dem Eintritt in den Vorwärmer oder Kondensator immer, wenn auch in sehr kleinen Mengen, dreiwertiges Eisen enthält. Dieses dreiwertige Eisen dient als Sauerstoffüberträger, gibt in dem Apparat seinen Sauerstoff ab, wird zu zweiwertigem Eisen, nimmt dann aber Sauerstoff aus der Luft, die unter Umständen auch der Flüssigkeit beigemischt sein kann, auf, wodurch es wieder zum dreiwertigen Eisen wird usw. So spielt sich ein dauernder Wechselvorgang gewissermaßen katalytisch ab.



Das Ergebnis der Materialerprobung ist so gewesen, daß heute in der Kaliindustrie weder für Rohre noch für Rohrböden eine andere Legierung mehr verwandt wird als die Kupferaluminiumlegierung. Ich selbst habe die Legierung in allergrößtem Maßstabe bereits verwandt und zwar stets mit dem allerbesten Erfolge.

Ich möchte nun den Herrn Vortragenden bitten, vielleicht in seinem Schlußwort zu sagen, ob vergleichende Versuche, die jedenfalls doch bei Seewasserkondensatoren vorgenommen worden sein werden, auch darauf ausgedehnt wurden, daß man Kupferaluminiumrohre in den Kreis der Betrachtung gezogen hat. (Lebhafter Beifall.)

Herr S. Hirsch, Berlin (Schlußwort):

Die sehr interessanten Ausführungen des Herrn Vorredners haben auch schon bei uns oft Gelegenheit zum Nachdenken gegeben, und es sind auch schon Werkversuche mit Aluminiumbronzerohren gemacht worden. Aber vergleichende Resultate für Kondensatorrohre liegen unseres Wissens heute bei den Reedereien nicht vor. Es sind solche Versuche noch nicht gemacht worden. Herr Direktor Goos ist leider schon gegangen; sonst hätte ich ihn gern gebeten, diese Frage zu beantworten, ob er etwas darüber weiß. Auch von England aus ist mir nichts bekannt. Aber jedenfalls ist es keine Frage, daß auch auf diesem Gebiete weiter geforscht werden muß und weiter praktische Resultate möglichst bald gezeigt werden sollten.

Herr Direktor Goos sprach davon, daß man den Weg des kleineren Übels, von der Geldseite aus gesehen, bei den Kupfernickelrohren gegangen ist, daß man von 90/10 zu 85/15 kam und schließlich bei 80/20 aus diesem Grunde Halt machte. Auch Herr Dr. Kraft sprach davon — aus dem Lichtbilde ging es hervor —, daß schlechtere Resultate bei Kupfernickelrohren von 80/20 gemacht worden sind. Wir glauben nach dem, was wir nunmehr alles gehört haben, als Kondensatorrohr bauende Firma, daß doch der Legierung 70/30 wahrscheinlich eine große Zukunft bevorsteht. Gerade die Tatsache, daß die englische Admiralität auf diese Legierung übergegangen ist, daß in so großem Maßstabe jetzt in England gerade 70/30 hergestellt wird — so glauben wir —, wird das mit sich bringen.

Die Kostenfrage muß hier etwas anders angesehen werden. Ein Kupfernickelrohr 80/20 auch und bestimmt 70/30 wird nach vieljähriger Dauer ein metallisch so klares Rohr noch sein, daß man einen Verlust in bezug auf die Legierung geldmäßig nicht erleiden wird. Wir glauben einmal, daß die Rohre vielleicht sogar die Lebensdauer des Schiffes überdauern können und dann, wenn sie entsprechend gereinigt sind, vielleicht sogar noch als Rohre weiter Verwendung finden können, zum mindesten aber in der Legierung oder als Legierungszusatz sicherlich in Gebrauch genommen werden können. Das würde im letzteren Falle heißen, daß man zwar die Zinsen auf die Mehrinvestierung die entsprechenden Jahre des Funktionierens zu tragen hat, daß man aber, falls sie als Rohre weiter Verwendung gefunden haben, sogar die Verarbeitungssumme nur zinsmäßig als Belastung zu empfinden braucht. Geht die Bearbeitungssumme verloren, so würde man darauf allerdings Verzinsung und Amortisation verloren haben.

Wie Messingrohre aussehen, wenn sie aus solchem Schiff ausgebaut sind, weiß man. Sie wieder legierungsmäßig für die gleichwertigen Fabrikate zu verwenden, ist ausgeschlossen. Es findet also da eine Metallentwertung statt, die ganz außerordentlich ins Geld geht.

Wenn wir eines der neuesten größten deutschen repräsentativen Schiffe nehmen wie die „Bremen“, und wir machen uns klar, daß dort — hoffentlich irre ich mich nicht in der Ziffer, die ich jetzt angebe — ca. 80 t Kondensatorrohre sind, und man würde selbst sagen, die Kupfernickelrohre sollten 200 RM. die 100 Kilo mehr kosten, so würden das 160000 RM. sein. Wenn man selbst 10% Zinsen rechnen würde, so würde man jedes Jahr 16000 RM. für den Zinsendienst ausgeben. Sollte das, was ich hier sage, Wahrheit sein, daß man nicht nur die Legierung eines Tages voll wieder zur Verfügung hat, sondern vielleicht auch das Rohr nach entsprechender, nicht zu teurer Bearbeitung bzw. Reinigung, so sollte ich meinen, daß 15—16000 RM. Mehrausgaben für den Zinsendienst im Jahre gegen die dafür eingetauschte große Sicherheit (gerade bei diesen Schiffen, bei denen man dann Stillstand, der ja auch immer bei Messingrohren vorkommen kann, vielleicht sogar schon einmal vorgekommen ist, vermeiden kann) — daß das diese Geldausgabe wert sein sollte. Ich glaube, diesen Punkt haben sich die Benutzer der Rohre vielleicht noch nicht genügend klarmachen können, weil eben in Deutschland heute die Erfahrungen noch relativ kurz sind. Aber in England liegen sie vor. Sie sind: die Kondensatorrohre laufen 6 Jahre, 80/20; 70/30 auch jetzt bald 6 Jahre; und man konstatiert immer wieder, daß die Rohre völlig tadellos einwandfrei sind und ihren Zweck genau so erfüllen wie am ersten Tage, eventuell sogar also zu dem gleichen Zweck an anderer Stelle nach Ausbau wieder benutzt werden können.

Ich möchte besonders für die Anregung des Herrn Vorredners bezüglich der Aluminiumbronze danken. Wir werden uns das ganz gehörig hinter die Ohren schreiben. Ich hatte heute mit meinem Mitarbeiter Schimmel, dem ich für seine Mitarbeit bei diesem Vortrag zu außerordentlichem Danke verpflichtet bin, darüber gestritten, ob man so apodiktische Urteile abgeben kann, wie ich sie hier zum Teil gegeben habe. Die Worte des Herrn Vorredners sollen mich etwas zaghafter machen zum Schluß. Wir wollen selbstverständlich auch im Vollbesitz einer 80/20er oder 70/30er Kupfernickellegierung nicht schlafen, wenn auch Herr Direktor Goos meinte, daß die Kondensatorfabrikanten besser schlafen könnten als die bestellenden Reedereien. Wir wollen selbstverständlich an dem Fortschritt gerade auch in bezug auf die Legierungen fest weiter mitarbeiten. (Lebhafter Beifall.)

Vorsitzender Herr Ministerialdirektor Dr.-Ing. e. h. Presze:

Meine Herren! Die lebhaft erörterte Frage, die der Vortrag von Herrn Direktor Hirsch hervorgerufen hat, zeigt uns erneut die Wichtigkeit der seit Jahrzehnten umstrittenen Frage des richtigen Materials für die Kondensatorrohre. Wenn die Kupfernickelrohre, die die Firma Hirsch jetzt herstellt, tatsächlich derartig große Vorteile bieten, wie sie Herr Direktor Hirsch uns eben dargestellt hat, dann haben wir zweifellos einen wichtigen Fortschritt weiter auf diesem Wege gemacht. Und wenn sich dieser Fortschritt dann noch erweitern läßt in bezug auf finanzielle Wirkung durch Verwendung billigerer Materialien als Nickel, dann ist das nur zu begrüßen. Ich danke Herrn Direktor Hirsch im Namen der Versammlung für die außerordentlich interessanten Ausführungen in seinem Vortrage.

## **XIII. Die Elbeschifffahrt unter dem Einfluß ihrer Umschlagstechnik.**

Von Dr.-Ing. E. Foerster, Hamburg.

Die Erörterung umschlagstechnischer Fragen im Rahmen einer Schiffbautechnischen Gesellschaft könnte man als ein Übergreifen auf das hafentechnische Zuständigkeitsgebiet kritisieren.

Grundsätzlich aber rechtfertigt sich innerhalb jedes für die Schifffahrt arbeitenden technischen Gremiums die Behandlung auch solcher vitaler Interessen des Schifffahrtsbetriebes, die mit den dafür geschaffenen Einrichtungen in Häfen zusammenhängen.

Gewiß ist es notwendig, daß bei der Untersuchung und Verbesserung der verhängnisvoll schlechten wirtschaftlichen Verhältnisse der Binnenschifffahrt vor allem im Rahmen der Schiffbautechnik alles geschieht, um die Schiffsgefäße selbst nach Konstruktion und Kraftbedarf so wirtschaftlich wie möglich zu gestalten, und in dieser Beziehung ist in den letzten zwei Jahren, wie allgemein bekannt, ein großer Schritt getan. Es mußte zugegeben werden, daß über 70% des Schiffsmaterials auf den mitteldeutschen Strömen und Kanälen auf Grund ungünstiger Schiffsformen einen Kraftbedarf besitzt, der bis zu 30% größer ist als derjenige einer guten praktischen Form gleicher Abmessungen und Völligkeit, welche letztere dargeboten und von der Schiffbauindustrie anerkannt wurde.

Wenn hiernach ein Teil der wirtschaftlichen Not der Binnenschifffahrt auf schiffbautechnische Ursachen zurückführt, so liegen weitere Gründe besonders mit Bezug auf den Elbe- und Oderstrom in der mangelhaften Stromregulierung, welche nicht nur allgemein einen den Schleppkraftbedarf und die Geschwindigkeit stark beeinträchtigende (für den vollbeladenen 700-t-Kahn nur allzuoft zu geringe) Fahrtiefe bedingt, sondern auch für lange Perioden des Betriebsjahres eine nur bruchteilweise Ausnutzung des Schiffsmaterials bedingt.

Die Erneuerung und damit Verbesserung des Schiffsparks im Sinne der wirtschaftlicheren Formen wird einen Zeitraum von sicher nicht unter 15 bis 20 Jahren bedingen.

Es ist kaum anzunehmen, daß in kürzerer Frist Wesentliches für die Stromregulierung geschehen sein wird. Der dritte Faktor aber, der die Binnenschifffahrt beeinträchtigt und bedroht, ist das Umschlagswesen für die Güter in den Binnenhäfen.

Diese Verhältnisse könnten mit relativ geringen Mitteln von heute auf morgen grundlegend gebessert werden, und es bestehen gegen solche Maßnahmen auch keine triftigen Gründe, sondern nur die der Binnenschifffahrt entgegengesetzten Interessen.

Niemand wird bestreiten wollen, daß der nach dem Kriege noch verschärfte Wettbewerb der Reichsbahn mit der Binnenschifffahrt wesentlich zu der heutigen bedenklichen Lage der Binnenschifffahrt und zu einer unverkennbaren Abwanderung mancher Güter, die aufs Wasser gehören, zur Eisenbahn geführt hat.

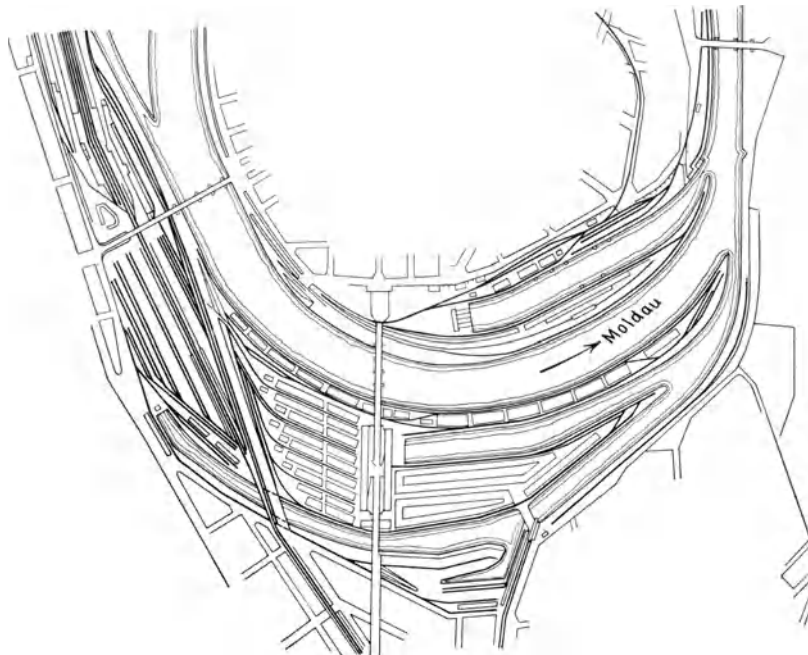


Abb. 1. Prag-Holeschowitz, ausgeführt bisher nur das Becken links der Moldau.

Unter solchen Gesichtspunkten ist die Betriebsverwaltung der Binnenhäfen durch die Reichsbahn mit all ihren selbstverständlichen Folgen als unnatürlich zu bewerten.

Gewiß ist grundsätzlich schon beschlossen, die Binnenhäfen in die Hände der Landesverwaltungen übergehen zu lassen, doch ziehen sich die Verhandlungen zur Verwirklichung des neuen Zustandes schon seit Jahren hin und versprechen auch zur Zeit beispielsweise in den sächsischen Elbehäfen, die von der größten Bedeutung für die Elbeschifffahrt als Ganzes sind, noch keinen klaren und schnellen Abschluß.

Inzwischen sind die für die Transportwirtschaft wertvollsten und wichtigsten Häfen ohne die für die Binnenschifffahrt mindest erforderliche Betreuung geblieben, und es sind z. B. im Elbegebiet deutsche und tschechoslowakische Häfen mit Bezug auf neue Umschlagsanlagen so vernachlässigt worden bzw. hinter dem unstrittigen Bedarf so zurückgeblieben, daß sich dadurch das Bild der wirklichen Leistungsfähigkeit und der möglichen Wirtschaftlichkeit der Schifffahrt in trügerischer Weise verschoben hat.

Hierzu gehört unmittelbar auch die absolute Höhe der erzielten Leistungsziffern im Vergleich zur Kailänge. Diese sind durch das technische Versagen der Häfen und durch entsprechende Abwanderung vieler industrieller und Massengüter künstlich verringert.

Nächst dem Rhein ist für die Binnenschifffahrt zur Zeit gewiß der Elbestrom die wichtigste europäische Wasserstraße, die auch gerade ein typisches Beispiel für die Folgen einer zurückgebliebenen Umschlagstechnik darstellt.

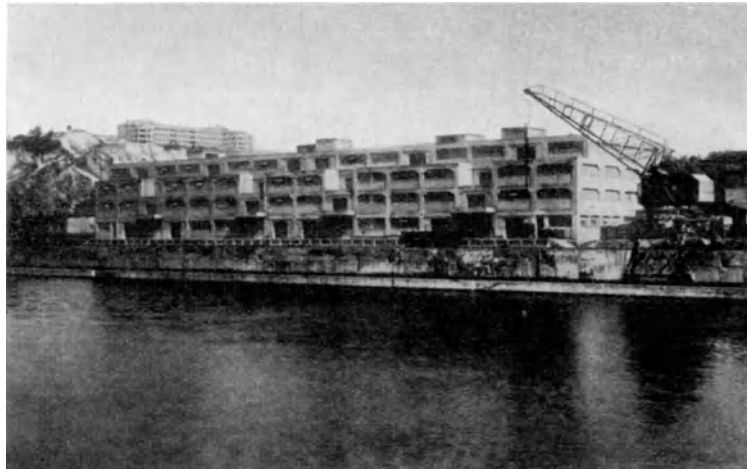


Abb. 2. Der moderne Eisenbeton-Kaispeicher in Prag-Holeschowitz.

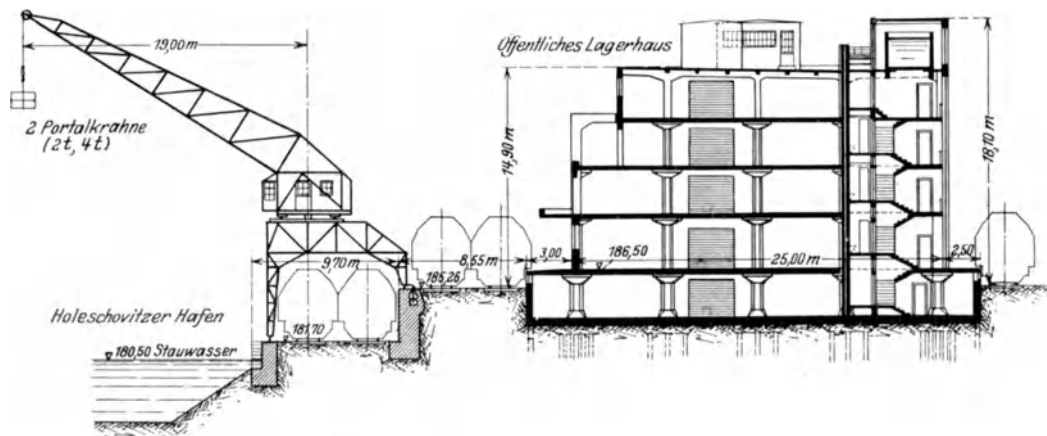


Abb. 3. Kai- und Umschlagseinrichtung des Holeschovitzer Speichers.

Die Elbe hat ihre Hauptbedeutung in dem durchgehenden Berg- und Talverkehr zwischen Hamburg, Riesa, Dresden, Aussig, Laube-Tetschen und — wenn auch mengenmäßig erst in zweiter Linie — unter Einbeziehung der obersten Elbestrecke und kanalisierten Moldau bis nach Prag hinauf.

Seit dem Kriege ist die Geschichte der Elbeschifffahrt ununterbrochen erfüllt von Handelskammer-Gutachten, von Petitionen, von kollektiven und Einzelklagen bei Ministerien und Verwaltungen und von Äußerungen der Tagespresse, die sich der wichtigen umschlagstechnischen Interessen besonders der Häfen Aussig, Laube-Tetschen, Dresden und Riesa angenommen hat.

Der Erfolg ist allen Bemühungen fast ganz versagt geblieben, im wesentlichen wohl deshalb, weil in Deutschland die Reichsbahn keinerlei wirtschaftliches Interesse an der Prosperität der Binnenschiffahrt bzw. der in ihren Händen befindlichen Häfen hatte, während in der Tschechoslowakei neben dem Gesichtspunkt des Eisenbahnwettbewerbs wohl auch gewisse Tendenzen und Wünsche maßgebend waren, zentraler gelegene Häfen wie Prag und das neue Melnik zu entwickeln und große Mittel hierauf zu verwenden.

Im vergangenen Jahre beauftragte die Neue Norddeutsche und Vereinigte Elbeschiffahrts-A.G. mich mit einem kritischen Studium dieser Verhältnisse, die bis dahin vom Standpunkt der leidtragenden Schiffahrt aus in einer zusammenfassenden Form noch nicht behandelt worden waren.

Die Kopfstation der ganzelbischen Schiffahrt ist Prag mit dem Hafen von Holeschowitz (Abb. 1), dessen Einrichtungen kürzlich durch einen modernen Eisenbetonspeicher (Abb. 2 u. 3) verbessert wurden. Der dreigeschossige Bau



Abb. 4. Holzverladebrücke in Prag-Smichov.

ist nach der Kaifront zu so gegliedert, daß über der Parterrerampe balkonartige Teilrampen im ersten Stock vorgebaut sind. Eingebaute loggiaartige Rampen sind im zweiten Stockwerk vorgesehen. Die Dächer der Vorbauten des zweiten Stocks bilden die Rampen für den dritten Lagerboden.

Die Kaianlage (Abb. 3) ist insofern eigenartig, als sie sich terrassenförmig in zwei Höhen vor dem Speicher entwickelt.

Die Drehkräne sind vollportalartig ausgestaltet und laufen mit den oberen Beinpaaren auf dem oberen Kaiteil und mit den wasserfrontseitigen Beinen auf dem niederen Kaiteil. Nur der erstere ist hochwasserfrei, so daß auch dort die Stromzuführung angeordnet ist. Dies ist die einzige moderne Anlage in Prag, während im übrigen an massiv ausgebautem Kai nur 2 alte Laufkräne für 5 Schiffslagen verfügbar sind.

Im Falle einer richtigen Beanspruchung des Hafens würde diese Ausrüstung erhebliche Wartezeiten bedingen. Doch scheint der Bedarf für eine nennenswert größere Kranausrüstung zur Zeit nicht vorzuliegen.

Oberhalb Prags befindet sich noch der Holzhafen von Smichov mit einer kleinen Verladebrücke (Abb. 4).

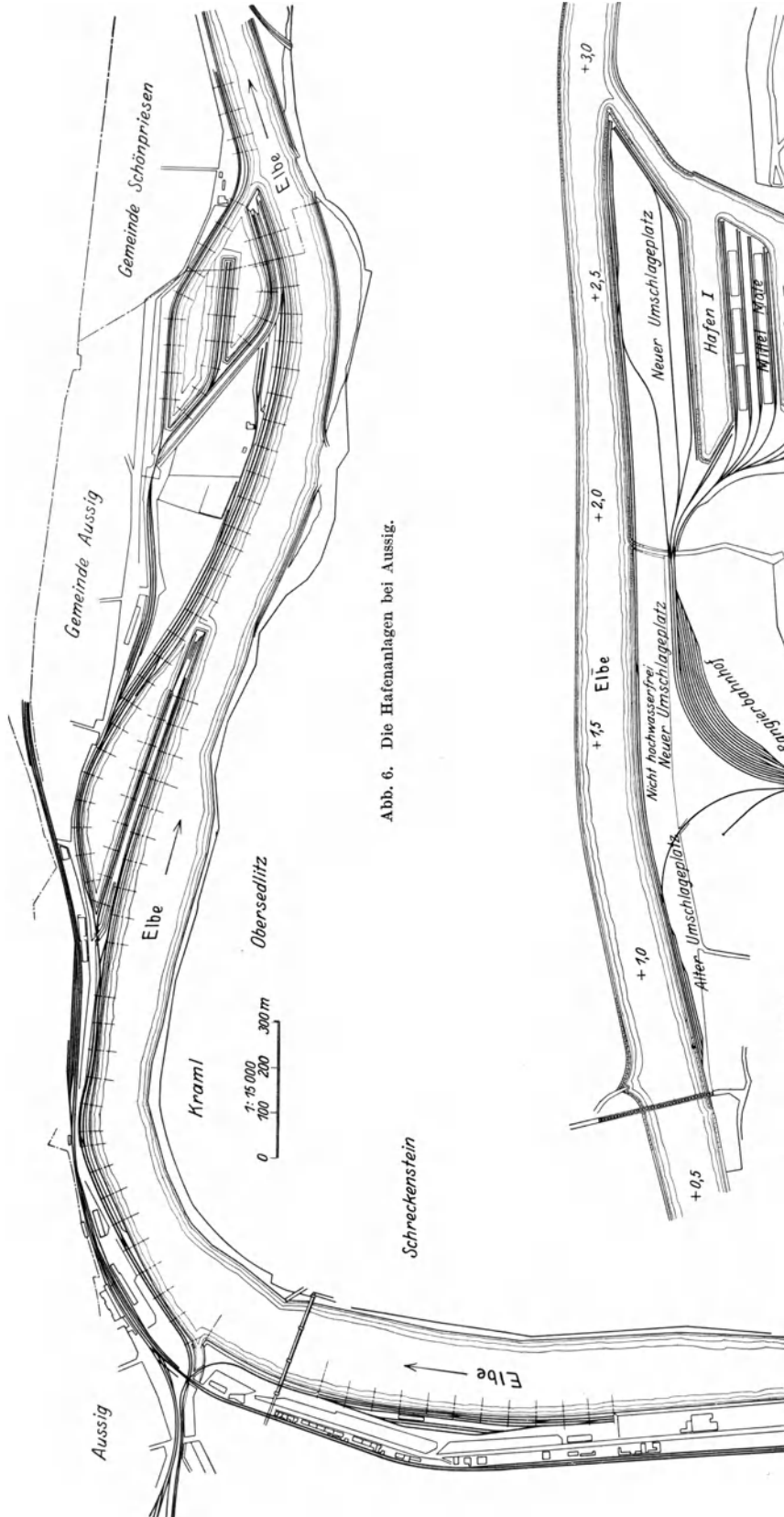


Abb. 6. Die Hafenanlagen bei Aussig.

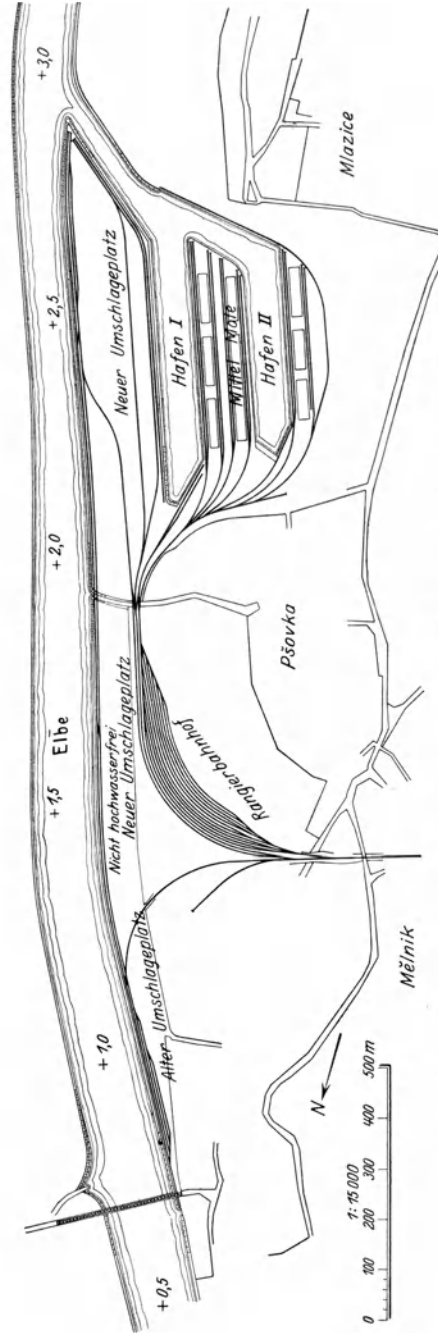


Abb. 5. Hafen von Melnik. (Ausgeführt Hafen I und alle Aufbühnungen im Gelände, sowie der Rangierbahnhof.)

In der Tschechoslowakei ist neuerdings ein großer künstlicher Hafen im Herzen des Landes bei Melnik im Werden, der dort zwar ursprünglich als Winterschutzhafen gedacht gewesen sein soll, nun aber, wie die Abb. 5 zeigt, als ein planmäßig zu einem Umschlagshafen ersten Ranges von größerer Leistungsfähigkeit als z. B. Dresden, veranlagtes Unternehmen erscheint. Sein Bau bzw. Eisenbahnanschluß hat mit gewaltigen Terrainbewegungen bereits derartige Aufwendungen bedingt, daß ein kleiner Bruchteil davon genügt hätte, um die Häfen von Aussig und Laube-Tetschen mit erstklassigen Kranausrüstungen zu versehen. Die ausgebaute Kailänge von Melnik wird nach entsprechender Ausrüstung mit Kränen 25 Schiffslagen Platz geben, also die Kailänge des Dresdner Alberthafens haben.

In diesem Hafenbau kann man wohl einen Teil der Ursachen, ja sogar eine wirtschaftliche Erklärung für die stiefmütterliche Behandlung der nördlichen



Abb. 7. Oberster Teil des Hafens von Aussig, oberhalb der Eisenbahnbrücke.

tschechoslowakischen Häfen von Laube, Tetschen und Aussig erblicken. Allerdings wird die verkehrsmäßige Bedeutung der Aussiger und Laube-Tetschener Häfen durch Melnik auch nach dessen Fertigstellung nur bruchteilweise beeinträchtigt. Es verbleibt auch in Zukunft eine unverändert große Aufgabe für jene Plätze in der Bedienung des ganzen tschechoslowakischen Nordens mit seiner reichen und für die Tschechoslowakei als Staatsganzem wertvollen Industrie.

Die mangelhaften Einrichtungen von Aussig, Laube und Tetschen sind seit vielen Jahren Gegenstand ununterbrochener Klagen und Petitionen der Schifffahrt, der Spedition und der Einzelinteressenten im Zusammenwirken mit den Handelskammern und den Berufsvertretungen.

Die gemeinschaftlichen Elbeschifffahrtsinteressen Deutschlands und der Tschechoslowakei gehen hier Hand in Hand. Bis zu einem gewissen Grade ist es auch in der Tschechoslowakei die Staatsbahn, welche mit ihren Hafenverwaltungsrechten und Interessen ein Hindernis gegen die Aufrechterhaltung leistungsfähiger Hafenbetriebe bildet.

Die bautechnisch gut angelegten Häfen von Aussig (Abb. 6 bis 11) geben 80 Schiffslagen Platz. Der größte Teil dieser vorzüglichen Anlagen liegt heute brach. Gewiß hat früher die heute fast verschwundene Kohlenausfuhr aus diesem



Abb. 8. Kranveteranen bei Aussig.

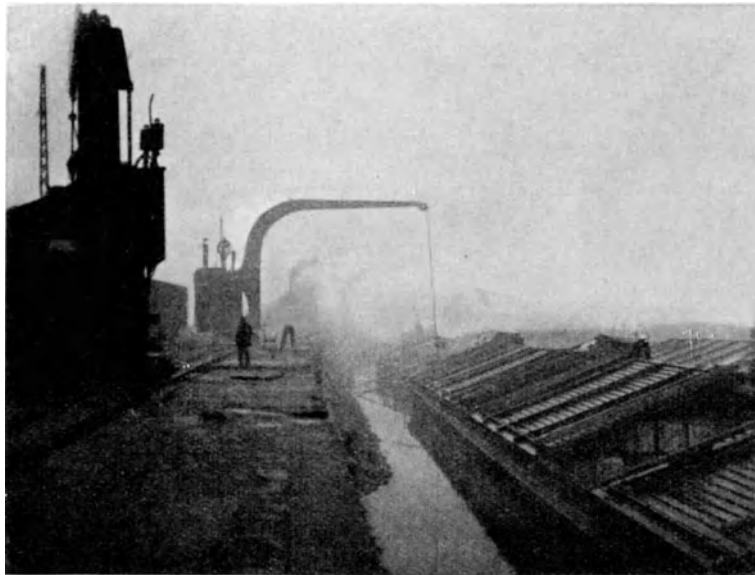


Abb. 9. Kräne, die ihn nicht erreichen, im Hafen von Aussig.

Hafen eine bedeutende Rolle gespielt. Aber der Umfang der Hafenanlagen ergab sich doch auch früher wesentlich mit aus dem allgemeinen Umschlagsbedarf. Heute würde der Bedarf Aussigs für Güter außer Kohle durch etwa 20 Schiffslagen mit modernen leistungsfähigen Umschlagseinrichtungen gedeckt sein.



Die Vernachlässigung der Hafenanlagen, welche nach dem Kriege immer stärker hervortrat, führt in neuester Zeit naturgemäß vielfach zu dem Trugschluß eines Bedarfsrückganges, der bei besserer Bedienung der Schifffahrt durch moderne Umschlagsanlagen lange nicht in dem Maße zutage getreten wäre.

Heute spielt sich der Umschlagsverkehr Aussigs fast ausschließlich im Bereiche des Hafenteils oberhalb der Eisenbahnbrücke (Abb. 7 bis 9) ab, wo 700 m ausgebaute Kaistrecke für etwa 10 Schiffslagen mit 12 alten Uferdrehkränen mit Eisenbahnanschluß verfügbar sind.

Hierdurch wird der heutige Bedarf, besonders in Zeiten niederen Wassers, wo es auf schnellste Entlöschung der beladenen Kähne ankommt, nicht entfernt erfüllt. Die hier zur Verfügung stehenden Kräne selbst sind zum Teil fast ein halbes Jahrhundert alt, sind schwere, mit Braunkohle geheizte Dampfaufräne von einer bei den heutigen Schiffsbreiten nicht mehr genügenden Ausladung



Abb. 10. Aussig, stromaufwärts schauend, von der Gegend der künstlichen Häfen aus.

und nehmen dem Bahnbetrieb — da sie auf dem kaiseitigen Eisenbahngleis laufen — den besten Gleisstrang weg.

Infolge der ungenügenden Ausladung dieser Kräne ist schon bei mittlerem Niederwasser, wo die Kähne nicht hart am Kai liegen können, weil die Kaisohle in eine geschüttete Steinböschung ausläuft, der Umschlag mit starker Trimmarbeit innerhalb der Schiffe verbunden. Die Lasthaken reichen bei Niederwasser zum Teil nur bis an die dem Kai zugewandte Schiffsseite. (Abb. 9 betr. 8, Kräne.)

Erhebliche Wartezeiten ergeben sich für das abzufertigende Schiffsmaterial zu allen Zeiten angenähert normaler Elbeschifffahrt und am meisten natürlich bei Niederwasser. Zur Zeit der Untersuchung lagen die auf 1,10 m abgeladenen Kähne wegen der schrägen Böschung unter dem Kai mit ihren inneren Bordseiten 6,9 bis 7 m von der oberen Kaikante entfernt. Bei dieser Niederwasserlage konnten die Ausleger von 10 der 12 Kräne nicht einmal die innere Bordseite der nahestmöglich herangelegten Kähne erreichen.

Der wahre Bedarf an dieser Kaistrecke ist dadurch gekennzeichnet, daß die Ausladung der 10 Typkräne über Kaikante statt 6,70 mindestens 14 m betragen muß, d. h. 18 m von der Drehachse aus, wenn man Vollportalkräne von etwa 3,20 m Spurweite annimmt, deren äußeres Gleis 2,50 m von der Kaikante entfernt ist. Für 9 Schiffslagen benötigen sich mindestens 15 moderne Portalkräne, die 2,5 t auf 18 m Ausladung, d. h. 14 m über Kaikante tragen.

Bezüglich der Heranziehung und Ausrüstung weiterer massiv ausgebauter Kaistrecken Aussigs sind die jahrelangen Bemühungen der Interessenten im großen und ganzen an den von der Bahnverwaltung erhobenen Schwierigkeiten gescheitert. Die Bahnverwaltung hat selbst dem Handumschlag auf den weiter stromab gelegenen Strecken erfolgreichen Widerstand entgegengesetzt.



Abb. 11. Der unterste Hafen Aussigs stromabwärts schauend.

Die heute lahmgelegten wertvoll ausgebauten und mit Eisenbahnanschluß versehenen Hafenteile Aussigs im unteren Teil der Stadt, welche die Bezeichnung „alter und neuer Hafen“ führen (Abb. 11), wären durch Ausrüstung mit einigen modernen Kränen vorzüglich geeignet, die Leistungsfähigkeit Aussigs mehr auf das dem Bedarf entsprechende Maß zu heben. Der sog. alte Hafen, ein künstliches Becken an der linken Seite des Stromes, wäre mit 9 Vollportalkränen von 1,5 t Tragfähigkeit auf 18 m Ausladung auf Hochleistung zu bringen.

Die gesamten Kosten der für Aussig, einschließlich der Gleisarbeiten, elektrischen Zuführung und Montagen, notwendigen Verbesserungen sind auf rund eine Million Goldmark zu schätzen. Die Leistungsfähigkeit des Platzes würde dadurch im Vergleich zur bisherigen Kранаusrüstung mindestens verdreifacht werden. Die unfruchtbaren Wartezeiten der Kähne würden bei mittlerer Frequenz wegfallen, bei stärkerer verringert werden.

Wenige Kilometer unterhalb Aussigs befindet sich bei dem Ort Schönriesen noch eine ausgebaute Kaistrecke von 700 m Länge, wovon 400 m senkrechter

massiv ausgebauter Kai und 300 m befestigte Böschung sind. Schönpriesen gibt 8 Schifflagen Platz. Es ist bezeichnend, daß dieser Ladeplatz, der früher mit 4 Drehkränen versehen war, die seit langer Zeit nach Aussig überführt sind, und zu den dortigen 12 Veteranen zählen, doch fast dauernd voll besetzt ist. Hier wird mit Handumschlag und mit Sputen ohne krantechnische Hilfe gearbeitet.

Neben Aussig gibt es gewiß im gesamten Bereich der Elbe und Moldau keinen Umschlagsplatz, bei dem das Mißverhältnis zwischen dem Bedarf der Schifffahrt und den von der Verwaltung dargebotenen Umschlagsmitteln ein so auffallendes wäre, und keinen, welcher derartige Wartezeiten der Kähne bedingt, wie Laube-Tetschen (Abb. 12 bis 16).

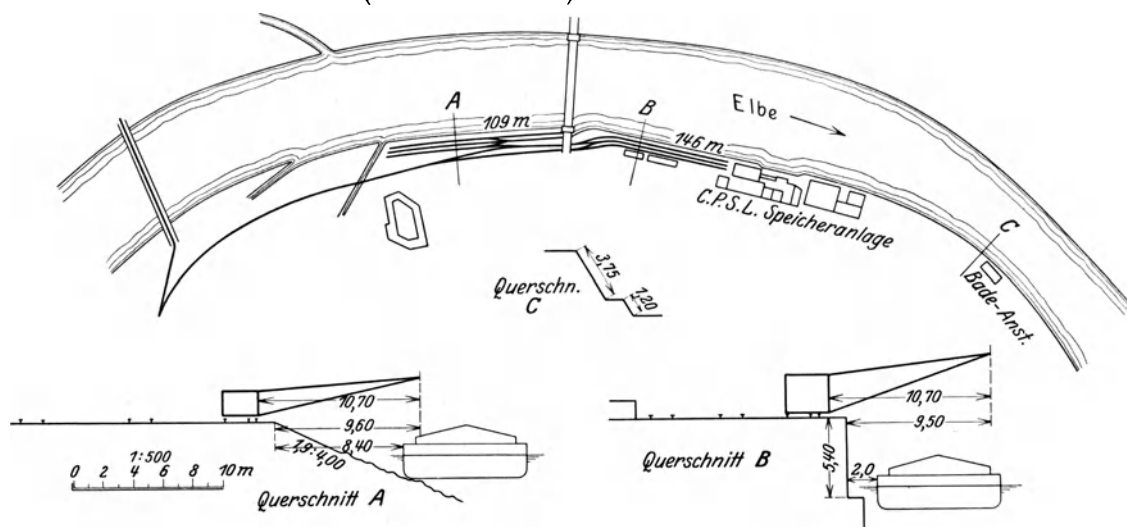


Abb. 12. Das Ladeufer bei Tetschen.

Die Vernachlässigung dieser Umschlagsplätze trägt mindestens so viel zur Abdrosselung der Binnenschifffahrt bei, wie die Unterlassung der Niederwasserregulierung, nur daß es sich im letzteren Falle technisch und wirtschaftlich bis zu einem gewissen Grade um Unmöglichkeiten handelt, während im ersten Falle eine allmähliche, aber unaufhaltsame Abkehr von der Schifffahrt zur Eisenbahn unter dem Einfluß einer sogleich befriedigend abstellbaren Mangelhaftigkeit handelt. Auch wirkt das Niederwasser im allgemeinen nur zu gewissen Jahreszeiten und nicht immer so ausgedehnt, wie in den beiden letzten Jahren, während eine mangelhafte Umschlagstechnik sich durch das ganze Betriebsleben und die Rentabilität der Schifffahrt hindurchzieht.

Der Umschlagsplatz Laube-Tetschen müßte für den Import und Export der Tschechoslowakei auch von der tschechoslowakischen Staatsbahn als der willkommenste Umschlagsplatz betrachtet werden. Denn er gewährt dieser Bahn den relativ längsten Transport, da die Ware dem Schiff schon beim Überschreiten der Grenze abgenommen wird. Die nordböhmische Industrie ist die Hauptabnehmerin des Imports, und ebenso ist der gleiche Platz für den Export dieser Gebiete am günstigsten gelegen. Erst die weiter südlich und südöstlich gelegenen

Bezirke werden künftig den neuen Hafen von Melnik als günstigsten Umschlagsplatz ansehen.

Die gesamten Umschlagsufer von Laube und Tetschen weisen keinen einzigen modernen Kran auf. Es herrscht allein der das beste Gleis wegnehmende Laufdrehkran mit Dampftrieb. Hier sind die Wartezeiten die höchsten aller Elbehäfen. Oft werden bis zu 80 Kähne gezählt, die zum Teil wochenlang auf ihre Bearbeitung gewartet haben. Im Jahre 1918 hat sich eine durchschnittliche Wartezeit von 3,7 Tagen für die Bearbeitung der Kähne ergeben.

Von ihren Verlusten durch das Warten der Kähne können die Reedereien bei den Empfängern der Waren nur einen Bruchteil in Form der sog. Überliegegelder einwerben, welche von diesen widerwillig oder gar nicht bezahlt werden, und ein ständiges Streitobjekt zwischen Transporteuren und Warenempfängern bilden. So wirken diese Überliegegelder als ein starker Faktor gegen den Wassertransport für den Bahntransport, — ein Faktor, der nachweislich schon oft zum Übergehen der Durchtransporte auf den Bahnweg geführt hat und geeignet ist, aus der sinkenden Frequenz der Binnenhäfen Trugschlüsse auf den wirklichen Bedarf an Hafeneinrichtungen zu ziehen.

Für die Bahnverwaltungen besteht im Grunde ein unmittelbares starkes Interesse daran, den heute ungenügenden Zustand der Umschlagseinrichtungen bestehen zu lassen und sich mit der Binnenschiffahrt überhaupt nicht abgeben zu müssen. Es ist daher ausgesprochen widersinnig, Umschlagsplätze der Binnenschiffahrt unter die Exekutive von Eisenbahnverwaltungen zu bringen.

Die Umschlagsufer von Laube und Tetschen sind auch in aller Zukunft als derart wichtig für die deutsche und tschechoslowakische Elbeschiffahrt zu bewerten, daß es zweckmäßig erscheint, sich auch hier im Interesse der Schiffahrt eingehender damit zu befassen.

Tetschen (Abb. 12 bei A) verfügt oberhalb der Straßenbrücke nach Bodenbach über zwei nicht hochwasserfreie Umschlagsplätze von zusammen knapp 3 Schiffslagen. Hier findet sich nur ein Kran, dessen Ausladung so gering ist, daß der Lasthaken des Krans bei Niederwasser über der inneren Bordseite des Schleppkahns steht. Bei normalem Wasserstand und den jetzt vorhandenen Böschungsprofilen werden die Verhältnisse nur um 1,20 m günstiger.

Dieser Umschlagsplatz ist so gut wie wertlos. Der unterhalb der Straßenbrücke befindliche hochwasserfreie Teil (Abb. 12 bei B) hat einen senkrechten massiven Kai. Hier befinden sich insgesamt 3 Dampfkräne, ganz veralteten Typs (Abb. 13). Beide Plätze haben Bahnanschluß, so daß eine Ausrüstung für die 3 hochwasserfreien Schiffslagen mit 3 Vollportalkränen von 1,5 t Tragfähigkeit auf 18 m Ausladung zweckmäßig erschiene.

Zwischen Tetschen und Laube befindet sich ein Uferteil mit böschungartigem Kai für etwa 5 Schiffslagen ohne weitere Umschlagsmittel und ohne Bahnanschluß (Abb. 14).

Das stärkste Bedürfnis der Schiffahrt konzentriert sich aber auf den Umschlagsplatz von Laube (Abb. 15), der mit 1900 m gut 25 Schiffslagen Platz gibt, in dieser Hinsicht also dem größten Elbehafen (Dresden) gleichwertig ist.

Dieser Umschlagsplatz besitzt neben Dresden und Riesa den stärksten Umschlagsbetrieb der Moldau und Elbe. Die Umschlagseinrichtungen stehen dazu in einem grotesken Mißverhältnis. Insgesamt sind 21 Uferdrehkräne alten Typs



Abb. 13. Tetschen: Kaistrecke B unterhalb der Straßenbrücke, siehe Abb. 12.

(Abb. 16) vorhanden, die fast alle aus dem vorigen Jahrhundert stammen und teilweise auf Baujahre wie 1873 und 1890 zurückführen. Die fast durchweg viel



Abb. 14. Ladeufer unterhalb Tetschen.

zu geringe Ausladung dieser alten Kräne wird in ihrer Wirkung noch dadurch verschärft, daß das Profil des gesamten Ladeufers bei niederen Wasserständen zu Schiffslagen zwingt, die eine Bedienung mit den vorhandenen Kränen schwierig

und langsam, daher kostspielig gestalten. Diesbezügliche Aufmessungen konnten naturgemäß nur zu angenäherten Feststellungen führen, da genaue Pläne entweder nicht vorliegen oder nicht herausgegeben werden.

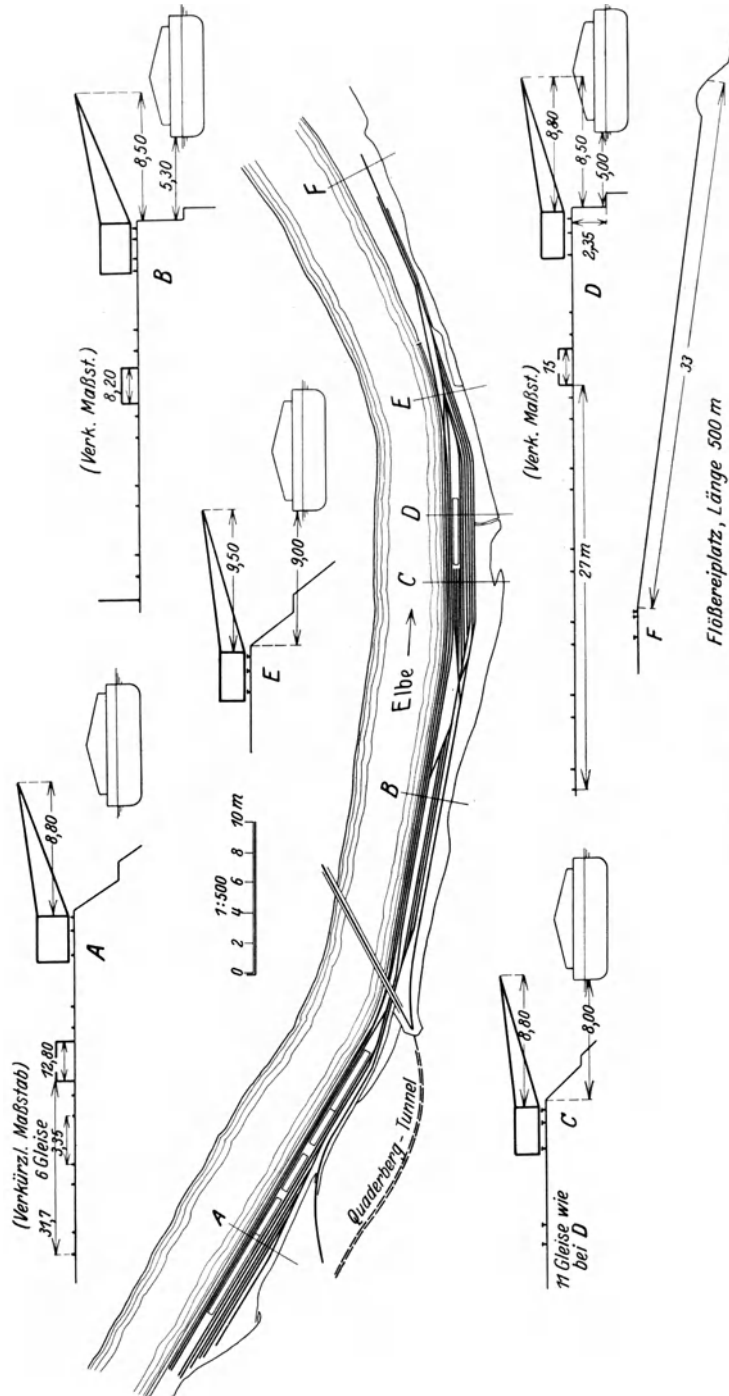


Abb. 15. Das Ladeufer bei Laube.

Alles in allem kann man diesen so überaus wichtigen Hafen nur als einen Umschlagsplatz gegen die Schifffahrt bezeichnen. Die eisenbahntechnische Leistung des Hafens wäre durch eine richtige Kranausrüstung zu vervielfachen.

Der Bedarf an sich ist durch die Wartezeiten schon bei jetziger Frequenz erwiesen, und zwar in dem Maße, daß trotz der mangelhaften Umschlagstechnik doch schon seit Jahren um eine weitere Verlängerung des Umschlaggeländes für 7 weitere Schiffslagen stromabwärts der bisherigen Anlage petitioniert wird.

Die notwendige Ausrüstung des Umschlagsplatzes Laube bestünde in 50 Vollportalkränen von 1,5 t Tragfähigkeit bei 18 m Ausladung und 3 t Tragfähigkeit bei 9 m Ausladung. Es wäre dann möglich, die jeweils wartenden Kähne als zweite Kahnreihe neben der am Kai liegenden anzuordnen und durch die größere Kranausladung dem Mangel an Ladeplatz teilweise abzuhelpfen. Man würde bei einer solchen Anlage also zweckmäßig jeden dritten, also insgesamt 16 Kräne, statt mit 1,5 t Tragfähigkeit auf 18 m Ausladung und 3 t auf 9 m



Abb. 16. Kranveteranen am Ladeufer bei Laube.

besser mit 2,5 t und 5 t Tragfähigkeit ausführen, damit außen liegende Kähne in hinreichender Anzahl mit 2,5 t Tragfähigkeit bearbeitet werden können.

Der Gesamtbedarf für Laube und Tetschen würde einschließlich der Stromführung, der neuen Kranschiene und der Gelände- und Montagearbeiten auf rund 2,6 Millionen Goldmark zu veranschlagen sein.

Eine weitere Verbesserung für diesen Umschlagsplatz wäre eine einfache Holzverladebrücke und ein Getreidesaugelevator, der im Hintergrund des Umschlagsplatzes hochwasserfrei und ortsfest anzuordnen wäre.

Die bautechnisch vollkommenste und größte Hafenanlage im Elbegebiet wird durch den König Albert-Hafen in Dresden (Abb. 17 bis 21) dargestellt, welcher auf den ersten Blick mit seinen Halbportalkränen und einem neuen großen Vollportalkran namhafter Ausladung den Eindruck eines modern ausgerüsteten Hafens macht. Erst die nähere Befassung mit diesem Hafen zeigt die Mangelhaftigkeit seiner Umschlagseinrichtungen nach Art und Zahl.

Berücksichtigt man den Verlust an unbenutzbarer Kailänge in der Nähe der Einfahrt (Abb. 17), so ergibt sich für den Südkai eine ausnutzbare Kailänge von 960 m, für den Nordkai von 1010 m. Diese Nutzlängen können zum Schaden der Schifffahrt aber bei weitem nicht ausgenutzt werden, weil es an hinreichender Ausrüstung der Kais mit Umschlagsmitteln gebricht. An Kaiplatz hat es bei der durchschnittlichen Frequenz fast nie gefehlt. Fast immer aber liegen am tadellos ausgebauten Kai mit einwandfreiem Eisenbahnanschluß lade- und löschbereite Kähne, ohne daß Umschlagsmittel für sie verfügbar sind.

Die nutzbare Kailänge reicht praktisch für 25 Schiffslagen aus. Diesen stehen heute insgesamt nur 22 Umschlagseinheiten zur Verfügung, wovon 4 noch Spezialeinrichtungen für Getreide sind, während 4 davon vollkommen minderwertige kleine Niveaudrehkräne von 0,75 t Tragfähigkeit mit ganz geringer Ausladung sind, die man ihrer Leistung nach nur paarweise als eine Einheit anerkennen kann, so daß in Wirklichkeit nur 16 universelle Umschlagseinheiten mit hinreichender Ausladung dem allgemeinen Schifffahrtsbetrieb zur Verfügung stehen. Diese haben zum Teil bedingten Wert, da sie trotz richtiger Ausbildung mit Laufrollen und Schienen wegen Fehlens entsprechender Motoren nicht längsbeweglich am Kai sind. Die Ausladung der vorhandenen Vollportal- und Halbportalkräne ist mit Ausnahme eines einzigen nicht genügend, um einen außen angelegten zweiten Kahn gut erreichen zu können, wie dies in Zeiten hoher Frequenz erwünscht ist. Die Unbeweglichkeit von Kai Kränen in der Längsrichtung für den normalen Dauerbetrieb ist in einem modernen Hafen unmöglich.

Unter den Kränen des König Albert-Hafens blockiert ein Vollportalkran mit nur 5 t Tragfähigkeit (Abb. 18) sogar einen ganzen Kaiteil auf Hunderte von Metern Länge.

Jahrbuch 1930.

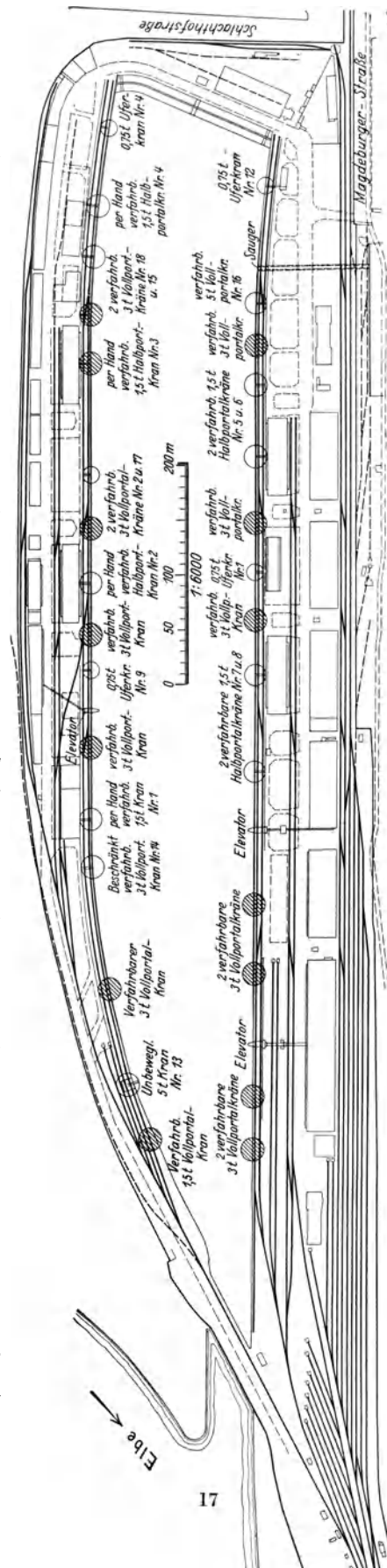


Abb. 17. Der Albert-Hafen von Dresden.



Die Forderungen, welche sich im König Albert-Hafen für einen normalen leistungsfähigen Betrieb ergeben, bedingen für den Nordkai (Abb. 17 bis 19)



Abb. 18. Der feste 5 t Vollportalkran am Nordkai des Albert-Hafens.

die Bestückung mit 15 Einheiten (außer den beiden vorhandenen Kleinkränen) bei 13 Schiffslagen. Eine solche Kranausrüstung würde einschließlich der Fahrbarmachung jetzt unbeweglicher Ladekräne auf rund 400 000 M. zu veranschlagen



Abb. 19. Östlicher Teil des Nordkais des Albert-Hafens.

sein. Die Bedienung des Nordkais würde dadurch von vergleichsweise 0,9 Umschlagseinheiten auf rund  $1\frac{1}{4}$  Umschlagseinheiten pro Schiffslage erhöht werden bzw. es wären für jedes vierte Schiff je zwei Kräne verfügbar. Da die Mehrheit der bisherigen Kräne nicht längsbeweglich ist, so steht zur Zeit auch die Ziffer 0,9 nur auf dem Papier und gilt praktisch nicht bei voller Besetzung des Kais.

Der Südkai (Abb. 17, 20 u. 21) würde für einen normalen Betrieb statt bisheriger 8 Kraneinheiten und zweier Kleinkräne in Zukunft 15 Kraneinheiten und

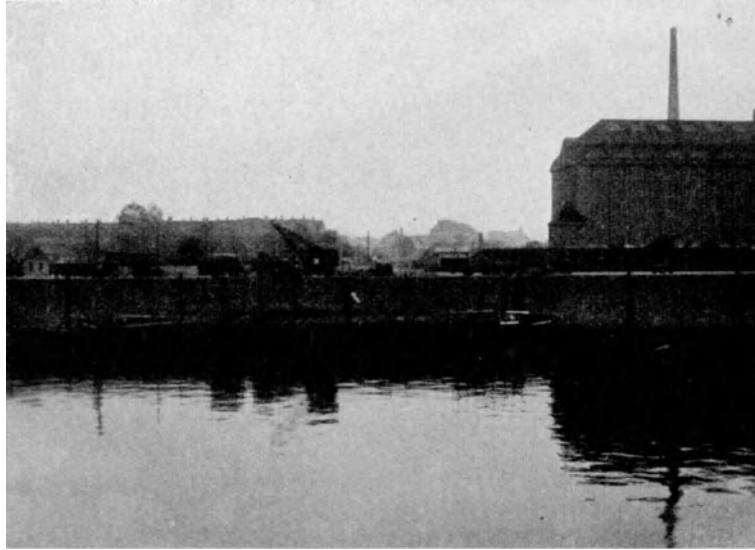


Abb. 20. Östlicher Teil des Südkais des Albert-Hafens.

2 Kleinkräne für 12 Schiffslagen haben müssen. Die Gesamtkosten für den Südkai würden rund 500 000 M. betragen.

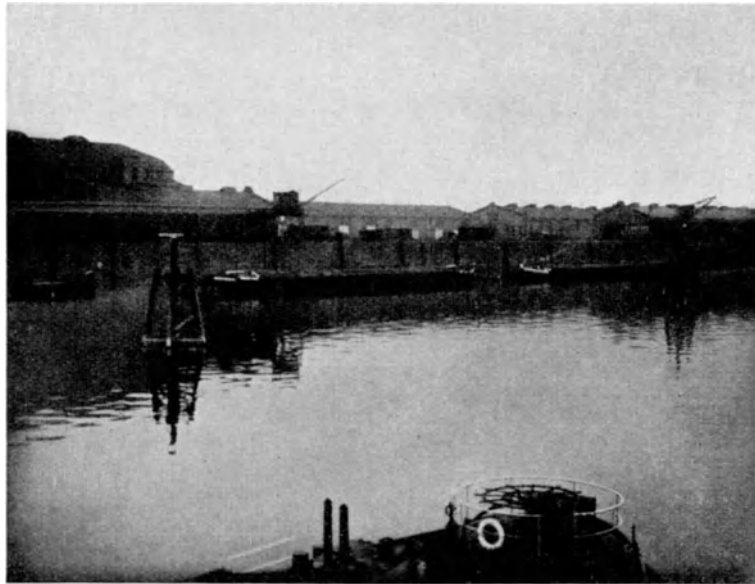


Abb. 21. Westlicher Teil des Südkais des Albert-Hafens.

Durch solche Maßnahmen würde der Nordkai in seiner Leistung um mindestens 45 %, mit Rücksicht auf die künftige Längsbeweglichkeit der bisher feststehenden Kräne aber um mindestens 70 % zu steigern sein.

Der Südkai würde um 78 % gesteigert, d. h. bei Fahrbarmachung der unbeweglichen Halbportalkräne um über 100 %.

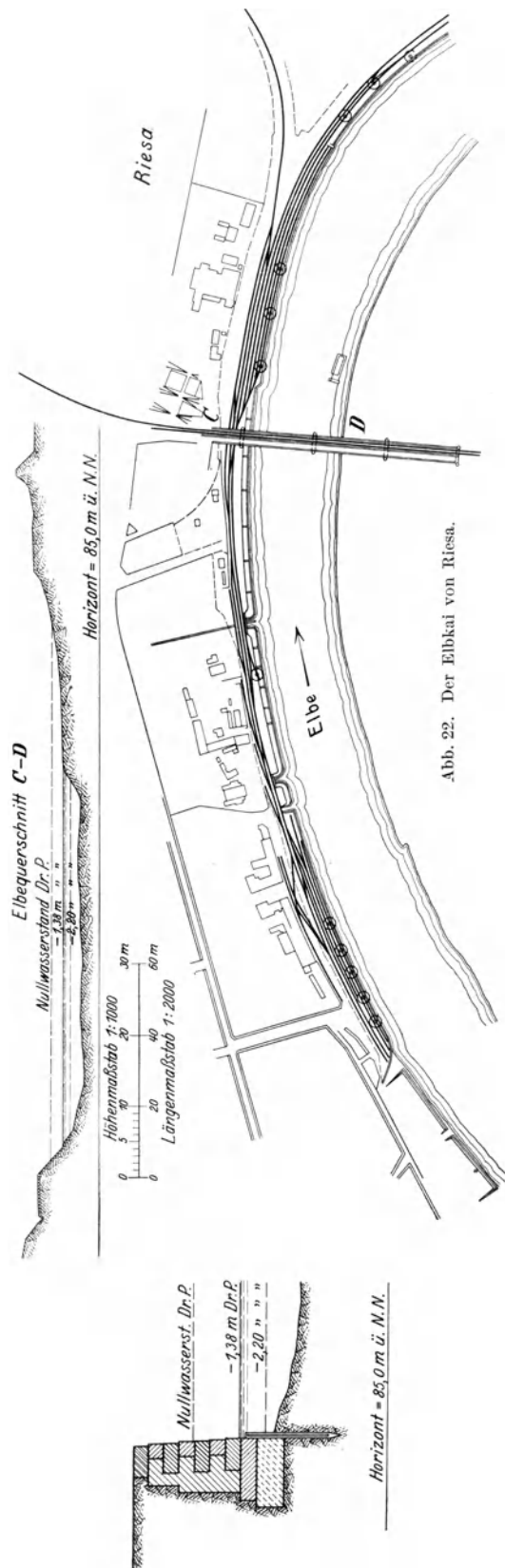


Abb. 22. Der Elbkai von Riesa.

Da nun nach allgemeiner Erfahrung der Schifffahrt keine wirtschaftlichen und betrieblichen Bedenken dagegen, sondern alle Erwägungen und Interessen nur dafür sprechen, möglichst jeden der zu entlöschenden oder zu beladenden Kähne mit je zwei Kränen zu bearbeiten, so wäre die hier empfohlene Kranbestückung für eine volle Besetzung des Hafens als noch immer nicht genügend anzusprechen. Genügend ist sie abwärts der gleichzeitigen Beladung und Entlöschung von nur 16 Kähnen bei 25 vorhandenen Liegeplätzen, — eine Frequenz, die überaus häufig vorkommt.

Zur Bedürfnisfrage wäre noch zu bemerken, daß nach den Statistiken z. B. der Vereinigten Elbeschiffahrts-Gesellschaften im Jahre 1927 u. a. 123 gezeitete einzelne Schiffsentlöschungen von insgesamt 25000 t 874 Tage für Warten und Bearbeitung gebraucht haben, so daß also nur Tagesleistungen von 28,5 t im Durchschnitt erzielt wurden! — Bei einer normalen Kранаusrüstung der Häfen sind aber Tagesleistungen von 120 t, also das Vierfache, leicht erzielbar. Gleichviel, welche Berechnungsweisen man auf dem schwankenden Boden verschiedener Betriebsannahmen anwenden mag, um sich die Auswirkung verbesserten Umschlages vorzustellen, — immer stößt man auf die Tatsache, daß die Leistung der Umschlagseinrichtungen einen Angelpunkt der ganzen Betriebswirtschaftlichkeit darstellt, und daß die Aufwendungen dafür in keinem Verhältnis zum Gewinn stehen. Nur sind es bei den fiskalischen Häfen andere Stellen, die die Aufwendungen, andere, die den Gewinn machen, und daran scheidet so mancher Fortschritt.

Dresden verfügt neben dem Albert-Hafen noch über zwei weitere Umschlagsplätze, die minderwertig und ohne Bedeutung sind. Stromab ist dann das Umschlagsufer bei Meißen zu nennen, das ohne Bahnanschluß von nur geringer lokaler Bedeutung ist. Sehr wichtig ist aber der dann folgende Umschlagsplatz Riesa. Hier bildete ursprünglich nur der konkave Strombogen neben der Stadt den Hafen (Abb. 22 und 23). Der Jahresumschlag übertrifft den nach der Größe der Hafenanlagen überlegenen Platz Dresden beträchtlich. Überhaupt hat sich Riesa in den letzten 50 Jahren auf das Zehnfache seines Umschlagsverkehrs gehoben, und die vorkriegliche Rekordziffer von 679 000 t wurde bereits im Jahre 1927 mit 721 000 t wieder übertroffen.

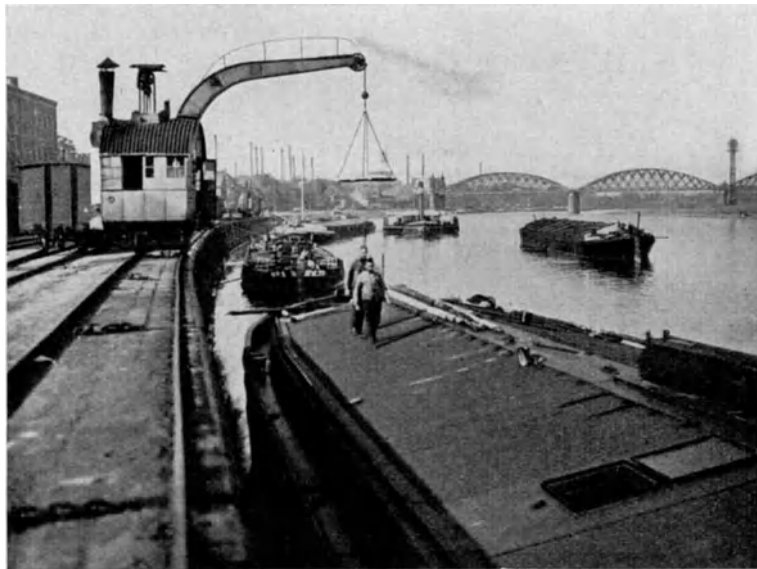


Abb. 23. Der Elbkai von Riesa.

Die Ausrüstung des Riesaer Hafens mit Kränen ist derjenigen Dresdens gewiß relativ überlegen. Der stärkeren Frequenz dieses Hafens entsprechend ist aber auch hier mit häufigen Wartezeiten zu rechnen, und der Umschlagsbetrieb wäre beim Vorhandensein einer richtig bemessenen Ausrüstung mit Kränen und Reichweiten bedeutend zu steigern.

Die nicht hochwasserfreien Elbekaianlagen bieten an der „unteren“ Uferstrecke, d. h. dem Teil unterhalb der Eisenbahnbrücke, für 4 Schiffslagen Raum. Hier stehen 3 Kräne zur Verfügung, deren Ausladung zwischen  $4\frac{1}{2}$  und 6 m über Kaikante beträgt. Dies sind Dampfrehkräne lange vergangenen Typs mit hohen Kohlenverbräuchen und schwerfälliger Bewegung. An Stelle dieser drei Museumsstücke bedürfte der hochwertige Kai 6 Vollportalkräne mit 14 m Ausladung über Kaikante. Die obere Uferstrecke gewährt 6 Schiffslagen Platz. Hier dienen insgesamt 4 solche alten Kräne, deren nutzbare Ausladung zwischen 5 und 6 m beträgt.

Da nun nach der Bauart des Kais die Kähne mit ihren inneren Seiten mindestens 0,9 m von der Linie der oberen Kaikante entfernt sind, so ergibt

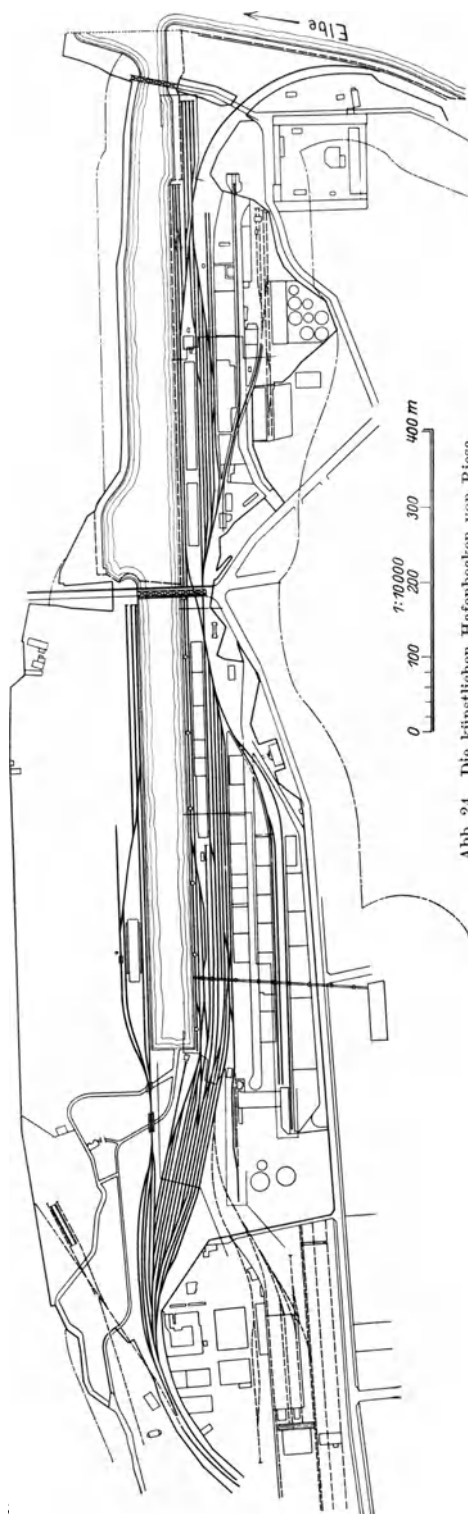


Abb. 24. Die künstlichen Hafenbecken von Riesa.

sich, daß die Kräne nur knapp 4 m in die Schiffe hineinragen. Das sind weniger als 3 m vom Scherstock der Luke ab gemessen.

Die 6 Schiffslagen an der oberen Uferstrecke bedürfen wenigstens 9 Vollportalkräne. Man hat dann bei der durchschnittlichen Frequenz 2 Kräne pro Schiff zur Verfügung.

Die Gesamtkosten für 15 neue Kräne am Elbekai einschließlich der Nebenarbeiten betragen rund 950 000 M.

Die künstlichen Häfen von Riesa (Abb. 24 und 25) bestehen aus dem äußeren alten und dem inneren neuen Becken, deren Teilung durch eine hohe Straßenbrücke gekennzeichnet ist. Der Südkai ist auf ganze Länge beider Becken die Hauptarbeitsseite, während beim inneren Hafenteil auch die Nordseite infolge ihrer hinreichend bequemen Eisenbahnverbindung gleichwertig heranziehbar ist.

Der Südkai des äußeren und inneren Beckens hat insgesamt eine Nutzlänge von 1130 m, während der Nordkai des inneren Hafenbeckens eine solche von 600 m hat. Diese 1730 m ergeben zusammen 21 Schiffslagen. Während der Hauptbetriebszeiten befindet sich stets eine größere Zahl wartender Kähne im Hafen. Beispielsweise lagen am 26. Oktober 1928 41 Schleppkähne in diesem Hafen, wovon etwa 25 auf Bearbeitung warteten.

Für die am Kai liegenden 21 standen folgende Umschlagsmittel zur Verfügung (wovon damals 16 bearbeitet wurden):

Am Südkai des äußeren Beckens ein neuer stationärer Greiferkran von 10 t Tragfähigkeit und 16,1 m Ausladung über Kaikante; ein veralteter kleiner Dampfkran von 1,5 t mit 4,95 m Ausladung und 5 veralteter 5 t mit der ungenügenden Ausladung von 4,95 m über Kaikante, zusammen also 7 Kräne, worunter nur ein einziger moderner Kran ist.

Am Südkai des inneren Beckens stehen 3 Halbportalkräne von 13,75 m Ausladung über Kaikante, sowie 1 Halbportalkran von 12,20 m Ausladung und 1 Halbportalkran von 9,75 m Ausladung; außerdem 4 veraltete elektrische Uferdrehkräne von 4,75 m Ausladung über Kaikante, zusammen 9 Einheiten.

An der Nordseite des neuen inneren Hafens stehen 3 Halbportalkräne von 1,5 t Tragfähigkeit mit 9,20 m Ausladung.

Das sind zusammen für 21 Schiffslagen 19 Kräne, wovon 9 kleine, die in ihrer Ausladung minderwertig sind, nicht als voll gelten können.

Die häufige Überfüllung des Hafens mit wartenden Kähnen ist auch hier ein Beweis, daß die Zahl der Umschlagsmittel gesteigert werden sollte. Mit Rücksicht auf die große Verkehrsdichte sollten die 9 kleinen Kräne von 4,95 m



Abb. 25. Der Innenteil des Hafens von Riesa.

Ausladung entfernt und durch 9 Halbportalkräne von 14 m Ausladung über Kaikante ersetzt werden. Außerdem müßten zweckmäßig weitere 5 Halbportalkräne von 14 m Ausladung über Kaikante hinzugefügt werden.

Wie stiefmütterlich dieser Hafen behandelt wird, geht u. a. daraus hervor, daß der Nordkai des inneren Beckens auf eine Länge von 2 Schiffslagen schon vor  $6\frac{1}{2}$  Jahren zusammengebrochen und nicht wieder repariert worden ist. Die Reparatur soll rund 450 000 M. kosten. Der Schaden, welcher der Schifffahrt durch die Unterlassung der Reparatur zugefügt wird, ist aber weit größer als die durch eine den Betrieb sichernde provisorische Brauchbarmachung dieser Uferstrecke bedingten Kosten in Höhe einer einmaligen Aufwendung von heute etwa 250 000 M. Der dem Verkehr wiedergewonnene Nordkai würde dann durch 8 zusätzliche Vollportalkräne zu einem hochleistungsfähigen Umschlagskai gemacht werden, während jetzt jeder Kailängsverkehr durch die Bruchstelle unterbunden wird.

Für die beiden künstlichen Hafenbecken von Riesa kämen einschließlich der letztgenannten 8 Einheiten im ganzen 22 neue Kräne in Betracht, deren Kosten einschließlich der gleisbaulichen und elektrotechnischen Nebenarbeiten auf rund 990 000 M. zu veranschlagen sind. 21 Schiffslagen werden dann nach Ausscheiden der minderwertigen Kräne durch 32 Kräne bedient, d. h. rund 1,5 Kran per Schiff.

Eine provisorische Reparatur des Nordkais ist, wenn zweckmäßig ausgeführt, für ein halbes Jahrhundert hinreichend, — im übrigen zweifellos möglich.

Zwischen Riesa und Magdeburg befinden sich einige Privathäfen von Bedeutung wie Torgau, Wallwitzhafen, Aken und Schönebeck, von denen die Krananlage in Wallwitzhafen (Abb. 26) das Bild einer schnell arbeitenden Hochleistungsanlage bietet.

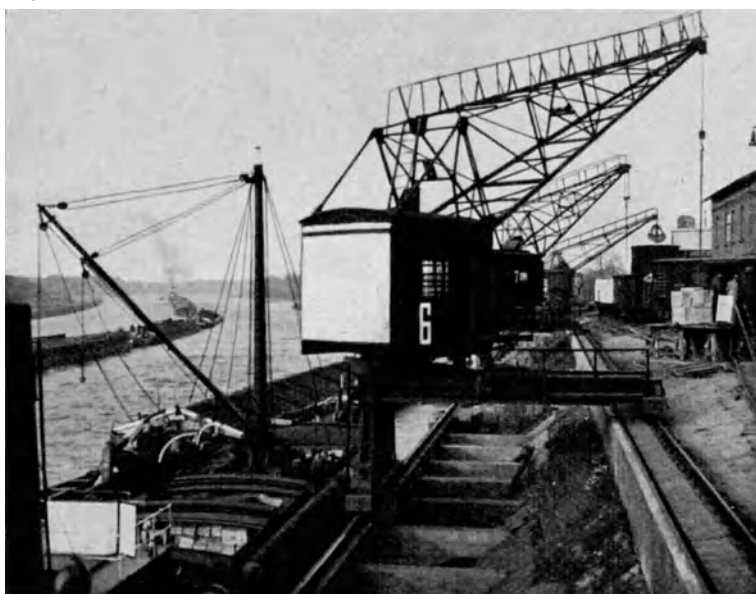


Abb. 26. Privathafenanlage zu Wallwitzhafen.

Auf der Stromstrecke zwischen hier und Magdeburg ist auch noch der fiskalische Hafen von Barby zu erwähnen, der im wesentlichen der Maizenfabrik dient. Hier findet man eine der im Elbestromgebiet so seltenen Förderanlagen, die der Maizenagesellschaft gehört. Im übrigen verfügt der Hafen nur über eine kurze ausgebaute Kaistrecke mit mangelhaftem Umschlagsgerät.

Die eigenartigsten Eindrücke bietet in umschlagstechnischer Hinsicht der Hafen von Magdeburg. Überall sonst handelt es sich vor allem um den quantitativen Mangel an Umschlagsgerät. In dem nach seiner ausgebauten Kailänge größten Umschlagsplatz der Elbe, Magdeburg, liegen die Verhältnisse umgekehrt.

Magdeburg verfügt heute über Hafenanlagen und Umschlagseinrichtungen, die den Bedarf übersteigen, so daß die in den anderen Häfen dringliche Frage hier höchstens mit Bezug auf die Qualität des Umschlagsmaterials von Interesse ist.

In dieser Hinsicht allerdings gibt es auch in Magdeburg sehr viel zu verbessern; tatsächlich findet man in keinem anderen Elbehafen eine derartig bunte

Versammlung von Kränen verschiedensten Typs und Alters. Gewiß sind auch neuere Kräne vorhanden, und zwar sowohl Vollportalkräne (Abb. 27) als auch Halbportalkräne, alle Typen der fiskalischen Kräne aber mit relativ geringer Ausladung. Der Schwerlastkran von 20 t (Abb. 28) ist ein hydraulischer Veteran,

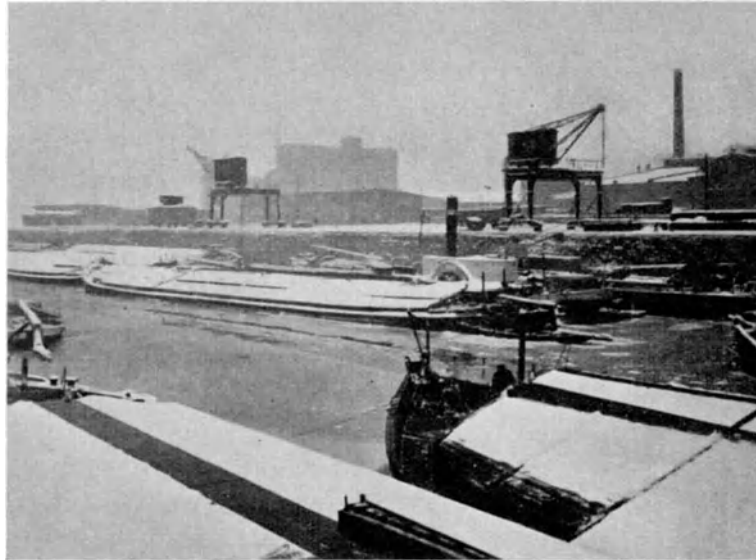


Abb. 27. Vollportalkräne in Magdeburg.



Abb. 28. Hydraulischer Schwerlastkran in Magdeburg. (Genietete Blechträger im Hintergrund der Aufnahme.)

und an dem fiskalischen Umschlagsgelände am „Elbebahnhof“ wird mit uralten hydraulischen Kränen von ganz ungenügender Ausladung gearbeitet (Abb. 29).

Ob die Regeneration der größeren Teils nicht mehr zeitgemäßen Umschlagsmittel Magdeburgs gegenwärtig einen Einfluß auf eine höhere Frequenz haben würde, erscheint zweifelhaft. Ein dringendes Bedürfnis scheint nicht vorzuliegen.



Als Tatsache muß betrachtet werden, daß in Magdeburg nennenswerte Wartezeiten für die Kahnbearbeitung nicht vorkommen; wohl aber wäre jede Bearbeitungszeit durch moderne technische Mittel wesentlich zu verringern. Als ein Beispiel sei noch in Abb. 30 gezeigt, mit was für überalterten Mitteln der Wasserumschlag des größten Magdeburger Kaispeichers geschieht.



Abb. 29. Hydraulischer Uferdrehkran am fiskalischen Umschlagplatz in Magdeburg.

Mit Bezug auf die Ausgestaltung der für die Schifffahrt zweckmäßigsten Krantypen muß meiner Überzeugung nach vor allem das Wippkranprinzip (Abb. 31) beachtet werden, da hier nicht mehr wie beim normalen Drehkran eine Kreislinie, sondern eine Ringfläche mit einem nur kleinen nicht bedienbaren Kernkreis erzielt wird. Nicht nur die Beweglichkeit, sondern auch das Arbeitstempo des Wippkrans kann um 20 bis 30 % je nach Art der Güter

erhöht werden, und schließlich wird die Bearbeitung eines 60 bis 70 m langen Kahnes durch 2 Kräne, wie das überall die Norm bilden sollte, durch das Wipp-

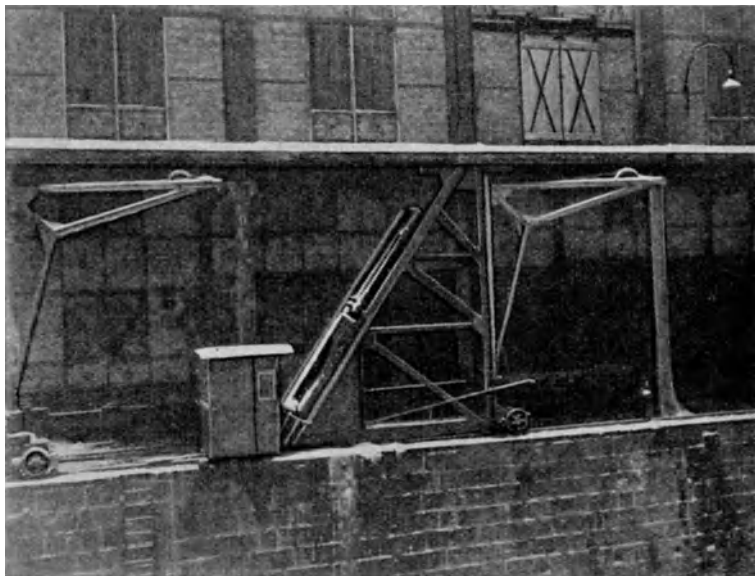


Abb. 30. Kranbedienung eines großen vierstöckigen Kaispeichers in Magdeburg.

kranprinzip erst betriebssicher ermöglicht, weil die beiden Kräne viel näher nebeneinander arbeiten können als mit starren Auslegern. Ferner fällt auch

beim Wippkran das Zu- und Wegtrimmen der Ladung beim Löschen und Laden in weitem Maße fort, da die Kranrolle nunmehr ganze Flächen des Kahnes bedienen kann.

Im gesamten Gebiet des Elbe- und Moldaustromes findet sich meines Wissens zur Zeit noch kein Umschlagsgerät vom Wippkranprinzip, welches gerade für den Flußschiffsbetrieb eine noch erheblichere Bedeutung besitzt als bei der Bearbeitung von Seeschiffen.

Die Vorzüge dieses Krantyps, der heute in allen europäischen Ländern entwickelt und eingeführt wird, sind derart in die Augen fallend, daß keine moderne Hafenverwaltung mehr daran vorbeigeht, das künftige Kranmaterial in diesem Sinne auszugestalten und, soweit es möglich und angebracht ist, vorhandene geeignete Kräne von der Schwerfälligkeit rundlaufender Ausleger zu befreien. Die Hamburger und Bremer Hafenverwaltungen haben aus solchen Erwägungen schon die weitestgehenden praktischen Schlußfolgerungen gezogen.

Um sich ein Bild von den unmittelbaren wirtschaftlichen Auswirkungen der für Aussig, Laube, Tetschen, Dresden und Riesa mindestens erforderlichen Verbesserungen zu machen, ist es nötig, Kostenbedarf und Vorteil einander gegenüber zu stellen.

Die Gesamtkosten der zusätzlichen Umschlagseinrichtungen der genannten oberelbischen Häfen einschließlich der Reparatur der eingestürzten Kaistrecke in Riesa und aller Nebenarbeiten für die neuen Einheiten betragen etwas unter 6,7 Millionen Goldmark, bedingen also jährlich für 5% Amortisation, 6% Verzinsung, Versicherung, Stromkosten, Betriebs- und Verwaltungskostenanteil eine Belastung mit rund 950 000 M.

Der Versuch einer konkreten ziffernmäßigen Feststellung der für die Schifffahrt erzielbaren Vorteile muß auf dem schwankenden Boden der ewig wechselnden Betriebsziffern und Konjunkturen stattfinden, führt aber — das sei vorweg bemerkt — selbst bei den allerungünstigsten Annahmen zu Schlußfolgerungen, welche die ungesäumte Verwirklichung namhafter Verbesserungen nahelegen.

Festzustellen ist, wie sich die Gesamtheit der zusätzlichen Umschlagseinrichtungen mit dem Fortfall bestimmter Wartezeiten und den Verkürzungen



Abb. 31. Moderne Wippkräne (Typ Kampnagel) im Hamburger Hafen.

der Bearbeitung im Betriebe des in Frage kommenden Teiles der Elbe-Kahnflotte wirtschaftlich auswirkt.

Für das Schiffsmaterial des nach oben durchgehenden Verkehrs kann man im Durchschnitt mit 6 Rundreisen während der Betriebsperiode des Jahres rechnen. Durch die Bearbeitung des Kahnes mit 2 Kränen anstatt mit einem werden sowohl beim Entlöschern wie beim Beladen erfahrungsgemäß beim 700-t-Kahn 5 Tage, beim 1000-t-Kahn  $7\frac{1}{2}$  Tage gespart. Auf Grund der Statistik kann für Berg- und für Talfahrt im Generaldurchschnitt mit einer Ladung von je 330 t (entsprechend 1,15 m Tiefgang) gerechnet werden. Es kommen also mindestens 660 t per Rundreise und Schiff zum Umschlag.

Bei der künftigen Kranbestückung und der bekannten Frequenz der Häfen kann angenommen werden, daß rund 70 % der Schiffe mit je 2 Kränen (2 Gängen) bearbeitet werden könnten. Aus diesen auf der Betriebsstatistik fußenden Grundannahmen ergibt sich, daß in den obengenannten Häfen im Durchschnitt  $3\frac{1}{2}$  Tage an Bearbeitungszeit erspart werden.

Von der heute durchschnittlichen Belastung des Betriebes mit Wartezeiten vor den Bearbeitungen können bei vorsichtiger Wertung unter den neuen Verhältnissen im Durchschnitt der 4 Häfen gut 3 Tage weggerechnet werden. (Hierbei ist noch nicht einmal in Betracht gezogen, daß mehr als 50 % der Kähne wegen Teilentlöschung oder -beladung in Zwischenhäfen mehrere Wartezeiten haben).

Es würden sich also  $6\frac{1}{2}$  Tage per Rundreise bzw. für jeden Kahn im Durchschnitt eine Rundreise mehr per Betriebsjahr ergeben.

Für die Feststellung der hierfür in Betracht kommenden Kahnanzahl hat man als Unterlage zunächst die Statistik der Schiffahrtsgesellschaften des ganzelbischen Verkehrs. Das sind: Neue Norddeutsche und Vereinigte Elbeschiffahrt, Neue Deutsch-Böhmische, Tschechoslowakische Elbeschiffahrt und die Privatschiffahrt, welche zusammen 1300 bis 1400 Kähne besitzen.

Die Jahresfrequenz der oberelbischen Häfen schwankt zwischen 3000 und 3500 Kähnen.

Hiernach kann man mit aller Vorsicht die Schlußfolgerung ziehen, daß durch die Verbesserungen mindestens bei 600 Kähnen die Auswirkung einer zusätzlichen Rundreise eintreten wird, und zwar mit durchschnittlich 330 t Frachtbeförderung je in der Berg- und der Talstrecke.

Die Brutto-Frachteinnahme hieraus wird nach dem Durchschnitt der letzten Jahre mit 3,20 Millionen M. anzunehmen sein, wovon an Betriebsunkosten nur der Schlepplohn und die Lohnkosten für den zweiten Arbeitsgang auf 7 Rundreisen für jeden Kahn abzusetzen sind, was zusammen nicht über 560000 M. ausmachen wird. Die verbleibende zusätzliche Einnahme beträgt danach pro Betriebsjahr 2,64 Millionen M. gegen 0,95 Millionen M. jährlichen Kostenbedarf.

Diese Ziffern sind ihrer Errechnung entsprechend keineswegs optimistisch.

Hierzu wird von Reedereiseite darauf hingewiesen, daß die Vermehrung des jährlichen Umlaufes um eine Rundreise praktisch gleichbedeutend sei mit einem Zuwachs an Kahnraum von rund 18 % mit der automatischen Folge der Verringerung der erzielbaren Frachtraten. Allerdings steigere sich gleichzeitig

die Wettbewerbsfähigkeit der Binnenschiffahrt gegen die Eisenbahn, so daß bestimmt damit zu rechnen sei, daß viele von der Schiffahrt neuerdings an die Eisenbahn verlorenen Transporte dann wieder der Schiffahrt zufallen.

Wenn nach diesen Ausführungen noch eine Rechtfertigung dafür notwendig erschiene, einen schiffahrtstechnischen Tendenz- und Zweckvortrag vor diesem Gremium gehalten zu haben, so wird gewiß darauf hingewiesen werden dürfen, daß diese für die Zukunft eines der wichtigsten Strombetriebe so schwerwiegenden Nöte der Schiffahrt ein Recht geben, innerhalb ihrer eigenen technischen Organisationen auf Behinderungen hinzuweisen, denen gegenüber kein noch so weitgehender schiffbautechnischer Fortschritt einen Ausgleich schaffen könnte.

### Erörterung.

Herr Oberingenieur Pogatschnig (Dessau):

Meine sehr geehrten Herren! Wir stehen wohl alle unter dem Eindruck der eben gehörten Ausführungen, in denen uns in überzeugender Weise der Niedergang und die Verödung der Elbeschiffahrt dargelegt worden ist. Es ist allerdings wohl anzunehmen, daß durch die sich allmählich durchsetzende Verreichlichung der Wasserstraßen diesem Zustande in den sächsischen Häfen ein Ende gemacht wird. Eine Änderung und Besserung der Verhältnisse der nordböhmisches Häfen ist aber kaum zu erwarten, denn die nordböhmisches Häfen sind ursprünglich eingerichtet und sind immer angewiesen gewesen auf den Umschlag der Kohle. Die Kohle, die früher ein wesentliches und direkt ausschlaggebendes Ladungsgut für die ganze Elbeschiffahrt gewesen ist, macht heute nur noch einen ganz geringen Teil des Gesamtumschlags aus. Hieraus dürfte es zu erklären sein, daß die Häfen in den früheren Hauptkohlenplätzen an der Elbe heute ohne die entsprechenden Umschlagsmittel geblieben sind und wohl auf absehbare Zeit hinaus kaum bessere Anlagen erhalten werden. Um so mehr müssen die interessierten Fachkreise sich bemühen, an ihrem Teil alles zu tun, was dazu beitragen kann, den Elbeschiffahrtsverkehr zu erleichtern, die Häfen an der Elbe wieder konkurrenzfähig zu machen und so gleichzeitig auch dem Schiffbau neue Arbeitsgebiete zu eröffnen. Das Schiffsmaterial der Elbe ist, wie Sie alle wissen, zum großen Teil überaltert und wird nur ganz allmählich, besonders von den großen Reedereien, erneuert; immerhin ist in den letzten Jahren doch schon ein bedeutender Zuwachs von Fahrzeugen eingetreten, der sich — das ist typisch für die heutige Elbeschiffahrt — hauptsächlich in der Gestalt von Motorfahrzeugen präsentiert. Der heutige Verkehr auf der Elbe ist in der Hauptsache ein Eilgut- und Stückgutverkehr; Massengüter fehlen, und deshalb hat der Motorkahn, das Motoreilschiff oder der Eildampfer immer mehr an Boden gewonnen. Das Motorschiff verfügt in der Regel über eine starke, eigene Kranausrüstung; die Motorschiffe und Eildampfer haben durchweg Ladegeschirre mit einer Hebefähigkeit von 1 bis 2 t mit entsprechenden Motor- bzw. Dampfwinden. So ist die Elbeschiffahrt (für diese Schiffe) in der Lage, in allen Häfen, die mit diesen Schiffen keine ausreichenden Krananlagen haben, besonders in den kleineren Häfen sich einigermaßen selbst zu helfen. Mit derartigen Hilfsmitteln ist aber das motorlose Fahrzeug, der Kahn, nicht ausgerüstet. Die Kähne der Elbeschiffahrt haben nun eine typische Einrichtung, die auf den modernen Kähnen der westdeutschen Gewässer nicht bekannt ist; sie haben zum großen Teil losnehmbare Lukensülle. Diese Einrichtung ist geschaffen mit Rücksicht auf die unzureichenden Krananlagen. Die Lukensülle werden weggenommen, damit die Güter, vor allem die Sackgüter, die von Hand gelöscht werden, nicht mehr als notwendig gehoben zu werden brauchen. Tatsächlich werden die Güter an vielen Hafenplätzen heute noch mit der Hand umgeladen; daß auf die Weise keine großen Mengen umgeschlagen werden können, dürfte einleuchten. Meiner Meinung dürfte an größeren Hafenplätzen neben dem Drehkran, auch dem Wippkran, die Förderbrücke wahrscheinlich ein sehr geeignetes Umschlagsmittel speziell für gleichartige Güter, die auf einem bestimmten Stapelplatz niedergesetzt werden, sein; für kleine Häfen und Nebenplätze dürfte daneben unter Umständen der fahrbare Stapelförderer etwa in der Stotzschens oder ähnlichen Ausführung ein ganz geeignetes Gerät sein.

Mit einer baldigen Verbesserung des Kahnmaterials ist auf der Elbe trotz aller wirtschaftlichen Bedenken und trotz der drohenden Konkurrenz des westdeutschen Schiffsmaterials nicht zu rechnen. Die Lebensdauer der Kähne ist nicht, wie der Herr Vortragende bemerkt hat, 15 Jahre, sondern, was auch vom Standpunkte der schwer ringenden Werftindustrie zu bedauern ist, 30 bis 40 Jahre. Erst eine wesentliche Kapitalstärkung wird die Elbeschiffahrt in den Stand setzen, sich durch Neubauten ihren Anteil an der „technischen Kultur“ zu sichern. Der vollständige Übergang zu den Schiffstypen der westdeutschen Stromgebiete wird freilich erst möglich sein nach vollständiger Durchführung der Niedrigwasser-Regulierung.

Ich hoffe, damit einen Hinweis gegeben zu haben, der Sie interessieren wird. (Lebhafter Beifall.)

Herr Werftbesitzer Theodor Hitzler, Hamburg:

Meine Herren! Die Elbeschiffahrt und auch die Flußschiffbau haben alle Ursache dem Herrn Vortragenden dankbar zu sein, daß er es unternommen hat, Schäden der Binnenschiffahrt einmal gründlich in diesem großen technischen Kreis behandelt zu haben.

Bei den Gesamtkosten eines Wassertransportes spielen die Umschlagskosten eine große Rolle. Vielfach ist der versintflutliche Umschlag die Ursache gewesen, daß große Transporte vom Wasserweg abgewandert sind.

Hierdurch wird die Binnenschiffahrt und auch der Flußschiffbau erheblich geschädigt. Wie der Herr Vortragende ausgeführt hat, ist gerade die Reichsbahn, besonders in der heutigen Gestalt, bestrebt, diese Abwanderung im großen Maßstab künstlich herbeizuführen.

Wir Techniker müssen uns natürlich klar sein, daß diese Abwanderung nicht aufzuhalten wäre, wenn der Bahntransport tatsächlich billiger durchgeführt werden könnte.

Die mit der Binnenschiffahrt vertrauten Techniker sind aber der festen Überzeugung, daß der Wasserweg auf alle Fälle billiger ist.

Es bedarf natürlich der planmäßigen Zusammenarbeit außerordentlich vieler Faktoren, wenn jeder nur mögliche technische Vorteil für den Wasserweg mit Erfolg durchgeführt werden soll.

Der Vortrag hat deutlich gezeigt, daß wir an der Elbe und Oder hiervon noch sehr weit entfernt sind.

Meine Herren! Ich möchte ergänzend darauf hinweisen, daß die Umschlagstechnik einen großen Einfluß auf die schiffbauliche Gestaltung der Transportkähne hat und möchte dies durch einige Skizzen kurz erläutern.

Erläuterungen zu den Skizzen:

Es wird zunächst dargestellt, die alte Bauart der Kähne I, gebaut vor 40 Jahren. Eiserne Bordwand mit einfachem Winkel — Besatz außenliegend, darauf stehend das Seitenverschlagbrett und das lose,

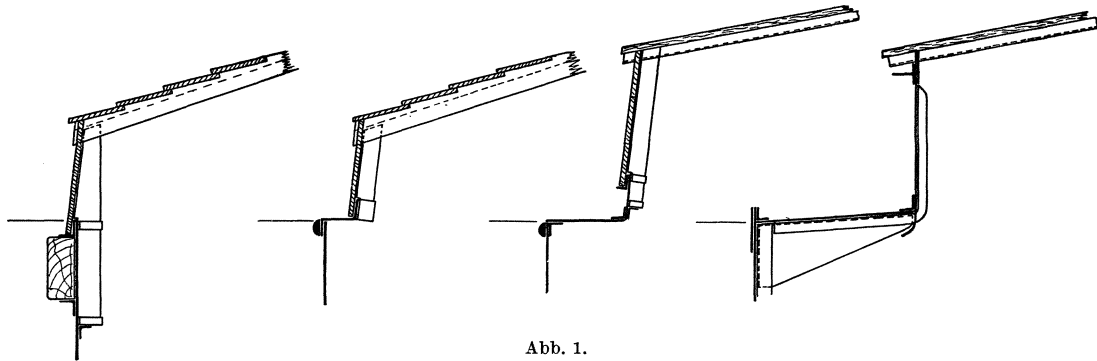


Abb. 1.

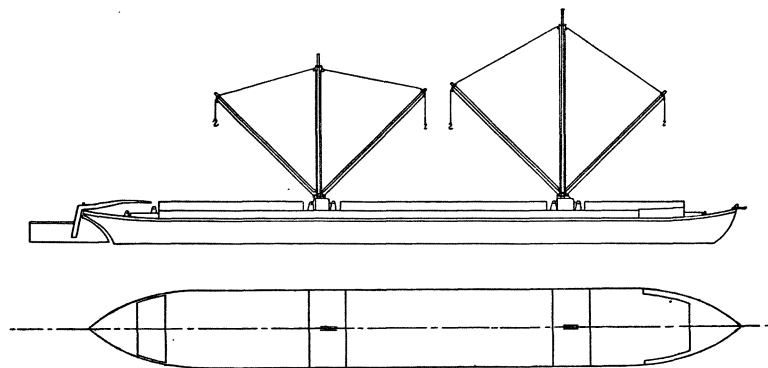


Abb. 2.

hölzerne Bretterverdeck, dachartig übereinander gelegt. Durch Abnahme des Seitenverschlages und des gesamten Decks konnte der Kahn freigelegt werden zur Ent- und Beladung von Hand. Die Kohlen wurden ausgekarrt, Sackladungen Zucker usw. werden über Bord gegeben, Schüttladungen, wie Getreide, Salz usw. werden mit der Schaufel bearbeitet.

Eine weitere Skizze zeigt die heute als endgültig zu betrachtende Bauart IV, 700 mm breite Gangbord mit Winkelverstärkungen, die gleichzeitig als Decksstringer dienen, festes, hohes, eisernes Luksüll, gleichfalls zum Längsverband rechnend, auf dem festen Luksüll das holländische Tafeldeck liegend. Letztere Bauart läßt den Handumschlag nicht mehr zu und bedingt das Ein- und Ausladen mittels Krananlage. Diese endgültige Ausführung ist übrigens die gleiche, wie auf den westdeutschen Kanälen und dem Rhein allgemein üblich. Diese Angleichungen der Bauart ist wichtig und unbedingt erforderlich, da der Mittellandkanal in etwa 7 Jahren an die Elbe angeschlossen sein wird. Alsdann müssen auch unsere Elbe- und Oderkähne nach dem Westen fahren können und hier den schon längst eingeführten scharfen Kranbetrieben gewachsen sein.

Zwischen diesen beiden Ausführungen liegen einige Zwischenstufen, II und III, die ebenfalls durch Skizzen erläutert werden.

Es hat nicht an Bestrebungen gefehlt, besonders der Schiffahrtsgesellschaften, die an Land fehlenden Umschlagseinrichtungen durch eigenes Ladegerüst auf Kähnen und Dampfern zu ersetzen.

Es wird eine Skizze gezeigt, die 2 Lademasten und 4 Ladebäume zeigt. Es wird ausgeführt, daß einige hundert Kähne, die mit solchem eigenen Ladegerüst ausgerüstet waren, wieder umgebaut wurden, und sind hierdurch sehr große Kosten unnützlich aufgewandt worden.

Eigenes Ladegeschirr haben jetzt nur noch die Eildampfer und Eilmotorschiffe. Auch diese Einrichtung sollte man möglichst zu beseitigen suchen, da die Umschlagseinrichtungen an Land viel wirtschaftlicher sind als das Ladegeschirr an Bord der Schiffe, durch welches der Schiffsbetrieb sehr erheblich behindert wird.

Bei der Bauart der Kähne ist heute besonders darauf zu achten, daß diese den Beanspruchungen durch die großen Greiferkörbe angepaßt werden. Es müssen die Bodenwrangen, der Bodenbelag und die Wegerung verstärkt werden. Ferner verlangt der Betrieb mit diesen schweren Einrichtungen große, freie Öffnungen. Alle Balken quer und längs, die den Betrieb hindern, sind wegnehmbar zu machen.

Wir Schiffbauer müssen uns den modernen Umschlagseinrichtungen und -erfordernissen im Bau der Kähne unbedingt anpassen.

Meine Herren! Die hier aufgezeigten konstruktiven Einzelheiten sind gewiß nicht erschütternd und man könnte annehmen, daß sie unwichtig sind. Man muß aber bedenken, daß es sich nicht um Einzelausführungen handelt, sondern um Ausführungen, die in die Hunderte gehen.

Ferner muß bedacht werden, daß die Lebensdauer eines solchen Kähnes 40—50 Jahre beträgt, wenigstens müssen unsere Schiffahrtstreibenden solange damit fahren. Alle Fehler in der Konstruktion der Fahrzeuge müssen sich daher in katastrophaler Weise auswirken.

Meine Herren! Der Herr Vortragende hat sich sehr eingehend mit den festen Landanlagen des Umschlags beschäftigt.

Ich möchte darauf hinweisen, daß es vielleicht möglich wäre, die fehlenden Einrichtungen an Land, die sich nicht so schnell werden beschaffen lassen, zunächst durch schwimmende Kranobjekte zu ergänzen.

Im Hamburger Hafen schwimmen eine große Anzahl Greiferkräne, die übrigens zum größten Teil privaten Unternehmern gehören, die überall dort einspringen, wo ein Umschlag im freien Strom von Schiff zu Schiff stattfinden muß.

Diese schwimmenden Krananlagen sind außerordentlich beweglich und kommen den Erfordernissen für einen schnellen Umschlag sehr gut nach.

Diese Einrichtungen wären auch imstande, den Umschlag an den oberen Flußhäfen vom Schiff zum Waggon und umgekehrt zu bewerkstelligen, mindestens aushilfsweise.

Der Rhein hat übrigens solche schwimmende Umladestationen in ausgedehntem Maße zum Ableichtern der Transportkähne, bei abfallendem Wasser, im Betrieb.

Der Flußschiffbau wäre sehr dankbar, wenn möglichst viele solche schwimmende Objekte gebaut würden, er hat es gerade augenblicklich besonders nötig.

Meine Herren! Ich sprach eingangs von dem Erfordernis einer umfassenden Zusammenarbeit.

Der Herr Vortragende hat bereits den Zentralverein für Deutsche Binnenschiffahrt genannt und wäre es außerordentlich zu begrüßen, wenn dieser alle in Frage kommenden Instanzen und Mitarbeiter zu gemeinsamer Tätigkeit zusammenführen würde.

Zum Schluß möchte ich noch den bescheidenen Wunsch aussprechen, daß die Schiffbautechnische Gesellschaft, vielleicht alle paar Jahre einmal, sich auch mit der Flußschiffahrt und dem Flußschiffbau beschäftigen möchte.

Herr Syndikus Dr. Pegel:

Meine sehr geehrten Herren! Ich denke, die Ausführungen des Herrn Dr. Foerster haben Ihnen klar und überzeugend gezeigt, unter wie außerordentlich schwierigen technischen Verhältnissen die Elbeschiffahrt ihrer Aufgabe, dem Verkehr zu dienen, gerecht werden muß. Es war wirklich notwendig, diese Dinge einmal in aller Öffentlichkeit zu erörtern, und ich glaube in meiner Eigenschaft als Geschäftsführer der Arbeitsgemeinschaft der Elbeschiffahrt sagen zu können, daß die an der Elbeschiffahrt beteiligten Kreise es freudig und dankbar begrüßen, daß dies heute hier geschehen ist. Die Ausführungen des Herrn Dr. Foerster werden von den beteiligten Kreisen deshalb als besonders wertvoll geschätzt, weil sie zum ersten Male in zusammenfassender Weise das ganze Elend der technischen Umschlagsverhältnisse an der Oberelbe dargestellt haben. Die kritischen Ausführungen, die Herr Dr. Foerster im einzelnen über die Umschlagsanlagen gemacht hat, werden von allen Schiffahrtstreibenden in vollstem Umfange bestätigt werden können. Die Vorschläge, die Herr Dr. Foerster zur Abhilfe gemacht hat, halten sich ganz gewiß in den Grenzen des praktisch Erreichbaren und verdienen daher die größte Beachtung. Wir hoffen, daß die heutige Versammlung den Erfolg haben wird, vor allen Dingen auch den für die jetzigen Zustände verantwortlichen Stellen diese Überzeugung beizubringen. Herr Dr. Foerster hat uns, andeutungsweise wenigstens, die Notlage der Elbeschiffahrt geschildert. Ich kann diese Ausführungen nur doppelt und dreifach unterstreichen, und ich füge hinzu: diese Notlage der Elbeschiffahrt resultiert zu einem nicht geringen Teile aus den völlig unzureichenden Umschlagsanlagen der Oberelbe, und, wenn der Elbeschiffahrt geholfen werden soll, so muß es bald geschehen. Die Ausführungen des Herrn Dr. Foerster haben Ihnen gezeigt, daß Abhilfe mit einem verhältnismäßig geringen Kostenaufwand erzielt werden kann. Wenn der heutige Vortrag dazu beitragen sollte, hier Wandel zu schaffen, so würde die Schiffbautechnische Gesellschaft und würde der Herr Vortragende sich große und bleibende Verdienste um die gesamte Elbeschiffahrt erworben haben. (Lebhafter Beifall.)

Herr Oberregierungsbaurat Ilgenstein:

Meine Herren! Ich glaube, es ist geradezu ein Zeichen der Zeit, daß Herr Dr. Foerster Anlaß genommen hat, diese Fragen im Interesse der Binnenschiffahrt hier anzuschneiden. Ein kritisches Wort aus seinen Ausführungen gibt, m. E., ganz besonders zu denken, das ist die Bemerkung, daß die Güte der Binnenschiffahrtseinrichtungen, der Verladeeinrichtungen usw. in den Binnenschiffahrtsstraßen vom Westen nach dem Osten zu abnimmt. Das ist leider nur zu wahr, es ist aber auch begründet durch die natürlichen Verhältnisse. Die Binnenschiffahrt auf dem Rhein kennt nicht solche lange Zeiten des Stillliegens im Winter, wie sie leider auf den Stromgebieten im Osten an der Tagesordnung sind — ein Zustand,

der immer schlimmer wird, je weiter man vom Westen nach dem Osten kommt. Noch schädlicher ist ein zweiter Übelstand, der eine große Behinderung der Binnenschiffahrt auf den Wasserstraßen im Osten darstellt, das sind die Zeiten und das Ausmaß des niedrigen Wassers im Sommer. Ich kann mich des Eindrucks nicht erwehren, daß diese etwas altertümlichen Verladeeinrichtungen, wie wir sie eben in den Bildern haben sehen können, bis zu einem gewissen Grade auch mit diesen naturbedingten Verhältnissen zusammenhängen. Je weniger lohnend die Binnenschiffahrt, desto schwerer entschließen sich die Gemeinden und Hafenerwartungen zur Erneuerung veralteter Umschlagseinrichtungen. Dazu kommt endlich noch ein Drittes, was Herr Dr. Foerster auch schon erwähnt hat, das ist die schwere Auflage, die uns durch das Diktat von Versailles aufgebürdet ist, und die unsere Eisenbahnen zwingt, enorme Summen für die Tribute aus ihrem Betrieb herauszuwirtschaften; durch diese außerordentlichen und unnatürlichen Belastungen sieht sich die Eisenbahnverwaltung oft zu Maßnahmen gezwungen, die einen weiteren Hemmschuh für eine natürliche Weiterentwicklung der Binnenschiffahrt darstellen. So ist es verständlich, daß die Binnenschiffahrt unter dem weiteren Faktor schwer zu leiden hat, gegen den die Technik leider nichts ausrichten kann, weil er auf einem ganz anderen Gebiete liegt — das ist die ungünstige Beeinflussung der gesamten Tarif- und Abgabepolitik, wie sie sich in der Erhöhung der Schleusenabgaben und sonstiger Abgaben bemerkbar macht, die in dem Augenblick zu erfolgen pflegt, wo die Binnenschiffahrt anfängt, sich aufwärts zu entwickeln und so der Eisenbahn eine fühlbare Konkurrenz zu machen. So stellt sich in höchst unerfreulicher und vor allem auch unnatürlicher Weise dieser Hemmschuh einer gesunden und natürlichen Entwicklung der Binnenschiffahrt entgegen, und so spüren wir überall die Stacheln und die Dornen, mit dem man uns durch das Diktat von Versailles umschnürt hat. Auch die Internationalisierung der deutschen Ströme mit ihrer Begünstigung der ausländischen Binnenschiffahrt wirkt sich für uns ungünstig aus.

Meine Herren! Wenn die Dinge so liegen, haben wir um so mehr Anlaß, uns kräftig zu regen, und da, glaube ich, wäre es sehr verdienstlich, wenn die Schiffbautechnische Gesellschaft sich vielleicht etwas energischer als bisher mit dem Schiffbau der Binnenschiffahrt beschäftigt. Wir wollen doch ehrlich sein: wenn wir uns den heutigen Seeschiffbau ansehen, so können wir sagen, er ist vorbildlich, er arbeitet dauernd mit allen Errungenschaften der Neuzeit. Wenn wir demgegenüber uns aber den Binnenschiffbau ansehen — meine Herren, da klafft ein Unterschied, der eigentlich erschreckend ist, da herrscht ein Zustand, der der deutschen Technik der Gegenwart kaum würdig ist. Ich scheue mich nicht, es offen auszusprechen, daß der Binnenschiffbau so, wie er heute ist, im Verhältnis zu dem, was die heutige Technik zu bieten vermag, im großen und ganzen doch immer noch reichlich rückständig ist, und deshalb glaube ich, wäre es doppelt wünschenswert, wenn die Schiffbautechnische Gesellschaft sich mehr als bisher um diesen Zweig unseres Verkehrs wesens kümmern wollte. (Lebhafter Beifall.)

Herr Marinebaurat Krause:

Meine Herren! Herr Dr. Foerster hat sich in dankenswerter Weise der Aufgabe unterzogen, die Umschlagstechnik der Elbschiffe zu untersuchen, und er kommt dabei zu Ergebnissen, die vom technischen Standpunkt aus sehr viel Interessantes bieten, und deren Umsetzung in die Praxis fraglos eine günstige Förderung der Elbeschiffahrt bedeuten würde. Ich möchte meinerseits die Frage jetzt einmal vom Standpunkte der reinen Wirtschaftlichkeit aus betrachten, und da komme ich allerdings zu meinem Bedauern zu einem ganz anderen Resultat. An der katastrophalen Lage der Elbeschiffahrt trägt meiner Auffassung nach die mangelhafte Umschlagstechnik eigentlich die geringste Schuld. Sie ist eigentlich unschuldig daran. Denn, meine Herren, was nützen schließlich die besten Uferkrananlagen, wenn sie nicht an einem schiffbaren Wasser liegen? Denken Sie, bitte, doch mal an das Jahr 1928 zurück. Das Jahr 1928 brachte der Elbeschiffahrt über 5 Monate Niedrigwasser — die Oder konnte sogar nur an 143 Tagen mit 1,50 m Ladetiefgang befahren werden; im Jahre 1929 vollends war auf der Elbe eine andauernde Eisperiode bis zum 20. März, dann seit Mitte Juni Niedrigwasser — also, in den bis jetzt abgelaufenen 11 Monaten dieses Jahres ist die Elbe kaum drei Monate schiffbar gewesen, und es ist gar nicht damit zu rechnen, daß etwa in dem letzten Monate bis zum Jahresende das Bild sich noch günstiger gestalten könnte. Hier ist also meines Erachtens die Wurzel der wirtschaftlichen Katastrophe der Elbeschiffahrt zu suchen, und ich möchte eigentlich den Satz aufstellen, daß jeder Pfennig, der statt für die Niedrigwasserregulierung in die Umschlagstechnik hineingesteckt wird, direkt eine Verschwendung von Kapital bedeutet; erst muß in jedem Falle die Niedrigwasserregulierung kommen.

Ich komme zu einem zweiten wichtigen Punkte. Die Binnenwasserstraßen dienen in erster Linie dem Massengütertransport zum Unterschied vom Seeverkehr, der sämtlichen Gütertransporten dient; für die Elbe nenne ich als die wichtigsten Massengüter Erze, Eisen, Kohlen, Holz, Getreide, Zucker, Steinsalz, Benzol, Rohöl und andere. Diese Massengüter machen 85% des gesamten Güterverkehrs der Binnenschiffahrt aus. Dieser Warenumsatz vollzieht sich in der Hauptsache vom Großhandel zum Großhandel oder von der Großindustrie aus, die an allen größeren Umschlags- und Industriepätzen eigene Lös- und Ladeeinrichtungen besitzt. Für diese 85% an Gütermengen sind mithin staatliche oder kommunale Krananlagen eigentlich vollkommen entbehrlich, denn Großhandel und Großindustrie legen sich ihre Anlagen mit eigenem Kapital dort an, wo sie sie brauchen, wo sie sie haben wollen. Es würden also dann nur noch 15% der Gütermengen übrigbleiben, deren Umschlag durch Uferkran- und Uferkrananlagen verbessert werden könnte; es sind das hauptsächlich Stückgüter, die zwischen Seehäfen und Binnenhäfen ausgetauscht werden, Vermittler dieses Umschlages sind die Flußschiffahrtsgesellschaften im eigentlichen Speditionsgeschäft, also ein immerhin beschränkter Wirtschaftskreis, der aus der Verbesserung der Umschlagstechnik den Hauptnutzen ziehen würde. Die breiten Massen der Konsumenten dagegen würden nicht allzu fühlbar belastet werden, wenn diese meist hochwertigen Güter mit der Eisenbahn, anstatt auf dem Wasserwege, verfrachtet würden.

Ich komme nunmehr zu einem dritten wichtigen Punkte, der zu der katastrophalen Lage der Binnenschiffahrt beiträgt — das ist die bewußt gegen die Schiffahrt gerichtete Tarifpolitik der Reichsbahn, die darauf ausgeht, auch den Massengüterverkehr, also die eigentliche Domäne des Wassertransports, an sich

zu reißen. Man muß dabei leider zu dem Schluß kommen, daß es sich für die Eisenbahn bei diesem Kampfe zunächst nur darum handelt, die schwer um ihre Existenz ringende Binnenschifffahrt erst einmal totzukriegen. Man braucht in der Beziehung wohl nur auf die etwa 40 Ausnahmetarife der Eisenbahn hinzuweisen, darunter als krassestes Beispiel der Art die Kohlenfracht von Oberschlesien nach Hamburg, die pro 10 t 19 Pf. pro Kilometer beträgt, während die Eisenbahn für kurze Strecken 91 Pf. berechnet — sie dreht die beiden Ziffern also einfach um. (Heiterkeit.) Vom allgemeinen volkswirtschaftlichen Standpunkt muß eine solche Tarifpolitik aufs schärfste verurteilt werden, weil dabei letzten Endes doch der Konsument derjenige ist, der die Kosten eines solchen Konkurrenzkampfes tragen muß. Gelingt es der Eisenbahn aber, auf die Weise die Binnenschifffahrt totzukriegen und das Verkehrsmonopol zu erringen, dann möchte ich mal die neuen Eisenbahntarife sehen, da werden uns die Augen übergehen.

Es kann wohl nicht dem mindesten Zweifel unterliegen: der wirtschaftlichste Transportweg für alle Massengüter wird immer die Binnenschifffahrt sein. Das kommt zahlenmäßig für die Elbe dadurch zum Ausdruck, daß hier jährlich ca. 17000 t pro 1 km Länge befördert werden, auf der Eisenbahn dagegen 6000 t pro Kilometer, und wie viel mehr würde sich der Wassertransport noch entwickeln, wenn endlich die Niedrigwasserregulierung in Angriff genommen und verbessert würde.

Ich komme also zu dem Schluß, daß zunächst der totkranken Elbeschifffahrt durch die Niederwasserregulierung und durch die Unterbindung dieses unnatürlichen Konkurrenzkampfes seitens der Eisenbahn geholfen werden kann; erst dann wird die wirtschaftliche Zweckmäßigkeit zu bejahen sein, zu ihrer weiteren Förderung im allgemeinen Interesse öffentliche Mittel zur Verbesserung der Umschlagstechnik bereitzustellen. (Beifall.)

Herr Dr.-Ing. E. Foerster, Hamburg (Schlußwort):

Meine sehr geehrten Herren! Die Erörterung hat eigentlich viel mehr als der Vortrag selbst, Zusammenhänge zwischen den von mir vorgetragenen Dingen und der Schiffbautechnik aufgezeigt, und man muß den Herren Erörterungsrednern dafür sehr dankbar sein.

Besonders unterstreichen möchte ich, wenn Herr Hitzler grundsätzlich von einer Anordnung von Lade- und Löscheinrichtungen an Kähnen der Binnenschifffahrt abrät. Mit der Seeschifffahrt ist es in dieser Beziehung ganz anders. In der Binnenschifffahrt, wo jeder halbe Zentimeter Tiefgang große Bedeutung hat, ist es für die Wirtschaftlichkeit zu schädlich, wenn man die Tragfähigkeit noch durch Lade- und Löscheinrichtungen beeinträchtigen müßte. Auch zwingen die Brücken zu wiederholter Arbeit des Auf- und Abtakelns. Bei Eilgüterschiffen sind Lade- und Löscheinrichtungen in neuerer Zeit auch nur aus der Not heraus Mode geworden, weil eben die nötigen Umschlagseinrichtungen in wichtigen Häfen im erforderlichen Ausmaße nicht zur Verfügung stehen, und die Tage so kostspieliger Schiffe zu wertvoll sind, um sich die üblichen Wartezeiten leisten zu können.

Den Ausführungen des Herrn Pogatschnig liegt ein kleines Mißverständnis zugrunde. Eine volle Wiederherstellung der Umschlagseinrichtungen in den Kohlenhäfen, entsprechend einem früher einmal vorhanden gewesenem, jetzt weggefallenen Bedarf steht nicht zur Erörterung! Meine Ergänzungsvorschläge für Umschlagseinrichtungen sind vielmehr strikte auf den augenblicklichen und demnächstigen, aus sorgfältig ausgewerteten Statistiken bestimmten Bedarf zugeschnitten! — Nicht etwa ist akademisch-theoretisch festzustellen gesucht, wieviel Kräne für vorhandene Kailängen oder für bestimmte Anzahlen von Schiffslagen vorhanden sein müßten. Maßgebend waren nur die Ergebnisse eingehenden Studiums der Verhältnisse nebst einer Legion von Eingaben, Gutachten, Beschwerden und Veröffentlichungen der Leidtragenden aus neuester Zeit.

Was die Ausführungen des Herrn Baurat Krause anbetrifft, so ist es unstrittig zwischen uns, daß technische Einrichtungen irgendwelcher Art sich erübrigen, wenn überhaupt nicht gefahren werden kann! — Aber weil und solange die Niederwasserregulierung noch nicht da ist, und das Kahnmaterial den größten Teil seiner Betriebszeit tatsächlich nicht auf den Ladetiefgang von 1,80 m bis 2 m, sondern nur auf 0,90 m bis 1,20 m abladen kann, ist ein beschleunigter Umlauf dann von der größten verkehrsmäßigen und wirtschaftlichen Bedeutung. Denn bei Niederwasser ist der Kahnraumangel am größten. Solange wir also die Niederwasserregulierung noch nicht haben (und bei unseren traurigen wirtschaftlichen und finanziellen Verhältnissen werden wir sie wohl noch lange nicht bekommen), ist es von einstweilen dringendster Wichtigkeit, daß in den Haupthäfen wenigstens Umschlagseinrichtungen in einem Umfang verfügbar sind, wie dies den Mindestanforderungen des durch die Nöte des Wasserstandes und den Wettbewerb der Reichsbahn schwer bedrängten Binnenschifffahrtsverkehrs entspricht. (Lebhafter Beifall.)

Vorsitzender Herr Ministerialdirektor Dr.-Ing. e. h. Presze:

Meine Herren! Ich glaube, die Bedenken, die Herr Dr. Foerster zu Beginn seines Vortrags äußerte, daß nämlich dieser Vortrag vielleicht nicht recht vor das Gremium der Schiffbautechnischen Gesellschaft gehöre, hat er durch seine überaus fesselnden Ausführungen selbst widerlegt. Weiter hat er wohl auch aus der Tatsache, daß sich eine so rege Erörterung an seinen Vortrag angeschlossen hat, ersehen, daß derselbe durchaus in die Schiffbautechnische Gesellschaft hineingehört. Es ist ja auch von mehreren Seiten die Einwirkung der Umschlagstechnik auf die Bauart der Flußschiffe hervorgehoben worden. Die Anregung, die in der Erörterung gegeben wurde, daß die Schiffbautechnische Gesellschaft sich etwas mehr um den Flußschiffbau kümmern möchte, werde ich im Vorstand weiter verfolgen, und ich hoffe, daß wir auf dem Gebiete weiterkommen werden.

Ich sage Herrn Dr. Foerster verbindlichsten Dank für den außerordentlich interessanten Vortrag, den er uns gehalten hat. (Beifall.)



# XIV. Das Allgemeine Ähnlichkeitsprinzip der Physik und sein Zusammenhang mit der Dimensionslehre und der Modellwissenschaft.

Von Professor Dr.-Ing. Moritz Weber, Berlin.

## Inhaltsübersicht.

- I. Allgemeines über Ähnlichkeitsphysik, über Modellwissenschaft, über physikalische Größen, Maßeinheiten und physikalische Gleichungen.
  1. Sinn des Ähnlichkeitsprinzips der Physik.
  2. Geltungsbereich und Voraussetzungen.
  3. Verwandtschaft zwischen der Allgemeinen Ähnlichkeitsphysik und der Modellwissenschaft.
  4. Wesen, Bedeutung und Aufgabe der Modellwissenschaft.
  5. Ältere und neuere Arbeiten über die Grundlagen der Ähnlichkeitsmechanik und Ähnlichkeitsphysik.
  6. Überblick über die vorliegende Abhandlung.
  7. Physikalische Ansatzgleichungen und Erfahrungsgesetze.
  8. Definitionsgleichungen der Physik. Grundgrößen und Definitionsgrößen.
  9. Zahlenwert und Maßeinheit einer physikalischen Größe.
  10. Größengleichungen und Zahlgleichungen.
  11. Die fünf Grundeinheiten des gewählten technischen Maßsystems.
  12. Ableiteinheiten und Abstimmung des Maßsystems.
  13. Vorteil des abgestimmten Maßsystems.
  14. Physikalische Erfahrungsbeiwerte oder Stoffwerte.
  15. Fouriers Satz von der Homogenität aller Gleichungen der Physik.
  16. Potenzproduktform der Einheitengleichungen.
  17. Voraussetzung unveränderlicher Stoffwerte.
  18. Die Wichte als fester reiner Stoffwert und das mit dem Ort veränderliche Einheitsgewicht des Körpers.
  19. Die Körpermasse in den technischen Ähnlichkeitsbetrachtungen.
- II. Die Grundlagen der Ähnlichkeitsphysik.
  20. Aufgabestellung.
  21. Begriff der allgemeinen physikalischen Ähnlichkeit. Grundverhältnisse.
  22. Sonderfälle physikalischer Ähnlichkeit.
  23. Die Übertragungsregel für Definitionsgrößen.
  24. Die erweiterte Übertragungsregel.
  25. Die Übertragungsregel der Erfahrungsbeiwerte und die Abhängigkeit der Grundverhältnisse voneinander.
  26. Newtons allgemeines Ähnlichkeitsgesetz der Dynamik und die Newtonsche Kenngröße.
- III. Die verschiedenen Verfahren zur Herleitung der Modellgesetze.
  27. Erstes Verfahren: Herleitung der Modellgesetze aus dem Vergleich der Kräfte. Die Modellgesetze von Froude und Reynolds bei dynamischen Vorgängen.
  28. Zweites Verfahren: Herleitung der Modellgesetze aus dem Vergleich der Energien. Die Modellgesetze von Froude, Reynolds, Péclet, Fourier, Clausius, Dulong und Stanton sowie die Kenngrößen von Biot und Oberbeck bei Wärmevorgängen in festen, flüssigen und gasförmigen Körpern.

29. Drittes Verfahren: Herleitung der Modellgesetze aus der Identität der Differentialgleichungen oder der sonstigen Problemgleichungen.
  30. Viertes Verfahren: Herleitung der Modellgesetze aus dem Vergleich der Stoffwertquotienten mittels der allgemeinen Übertragungsregel.
  31. Fünftes Verfahren: Herleitung der Modellgesetze aus der Lehre von den Dimensionen.
- IV. Weitere Modellgesetze. Umformung der Kenngrößen. Arten der Kenngrößen.
32. Die Cauchyschen Modellgesetze.
  33. Das Zweidichte-Modellgesetz.
  34. Das Laplacesche Modellgesetz.
  35. Das Thomsonsche Modellgesetz.
  36. Das Kapillar-Modellgesetz.
  37. Das Stefansche Modellgesetz für die graue Wärmestrahlung eines festen Körpers.
  38. Das Lorenzsche, das Kohlrauschsche und das Sommerfeldsche Modellgesetz.
  39. Umformung einer Kenngröße und eines Modellgesetzes durch Wahl neuer Bezugsgrößen.
  40. Potenzierung einer Kenngröße.
  41. Koppelung der Kenngrößen miteinander. Kenngröße und Modellgesetz von Grashof.
  42. Vervielfachung einer Kenngröße mit einer reinen Zahl.
  43. Verwendung eines beliebigen, für  $H$  und  $M$  gleichen Maßsystems bei zahlenmäßiger Berechnung und bei Übertragung der Kenngrößen.
  44. Allgemeine funktionale Erweiterung einer Kenngröße.
  45. Arten der Kenngrößen: Suchkenngrößen und Bestimmungskenngrößen, Modellgesetzkenngrößen und Parameterkenngrößen.
  46. Die Suchkenngröße oder abhängige Kenngröße.
  47. Einfache und erweiterte Parameterkenngrößen. Stoffwertgesetze oder Modellgesetze und Parametergesetze.
- V. Abriß der Lehre von den Dimensionen.
48. Bedeutung der Dimensionslehre und Voraussetzungen.
  49. Dimensionsbefreiung einer kinematischen Maßgröße.
  50. Dimensionsbefreiung einer dynamischen Maßgröße.
  51. Dimensionsbefreiung einer thermischen Maßgröße.
  52. Dimensionsbefreiung einer elektrischen Maßgröße.
  53. Dimensionsbefreiung einer allgemeinen physikalischen Maßgröße.
  54. Ableitung der Newtonschen, der Froudeschen und der Reynoldsschen Kenngröße mittels der Dimensionslehre.
- VI. Das Allgemeine Ähnlichkeitsprinzip der Physik.
55. Wesen und Bedeutung des Allgemeinen Ähnlichkeitsprinzips.
  56. Vorläufige Vereinfachung des Problems.
  57. Die Maßgrößenbeziehung des Sonderproblems.
  58. Allgemeine Form einer physikalischen Gleichung.
  59. Veranschaulichung an dem Problem des Schiffswiderstandes.
  60. Physikalische Summgleichung der dimensionsbehafteten Potenzproduktglieder.
  61. Physikalische Summgleichung der dimensionsfreien Potenzprodukte.
  62. Form der Einheitengleichungen für die dimensionsfreien Potenzprodukte.
  63. Abkürzende Summgleichung der dimensionsfreien Potenzprodukte.
  64. Die dimensionsfreien Potenzprodukte als neue Veränderliche.
  65. Kenngrößen und Kenngrößenbeziehung.
  66. Identität der Kennfunktion für physikalisch ähnliche Vorgänge.
  67. Der Grundsatz der Allgemeinen Ähnlichkeitsphysik.
  68. Der Satz von der Potenzierung und der Satz von der Koppelung der dimensionsfreien Potenzprodukte.
  69. Ermittlung der dimensionsfreien Potenzprodukte aus den Einheitengleichungen.
  70. Die Formen der Kenngrößenbeziehung für das Beispiel: Widerstand eines Schiffs.
  71. Auswahl der unabhängigen Bezugsgrößen.
  72. Die ursprüngliche Maßgrößenbeziehung.
  73. Das Beispiel des Schiffswiderstandes unter Erweiterung durch Einbeziehung von Parameterkenngrößen.
  74. Beschränkung in der Auswahl der Bezugsgrößen, erläutert am Beispiel der Vortriebskraft einer Schiffsschraube.
  75. Überführung der neuen Formen der Kenngrößen in die früheren.
  76. Ausdehnung des Verfahrens auf thermische, thermodynamische, elektromagnetische und allgemeine physikalische Vorgänge.

77. Verfahren zur Aufsuchung der Kenngrößenbeziehung für das allgemeinste physikalische Problem und die allgemeine Kenngrößenbeziehung für das Weltgeschehen in der phänomenologischen Physik.
- VII. Das Allgemeine Ähnlichkeitsprinzip in Anwendung auf die Modellwissenschaft.
78. Festlegung der ursprünglichen Maßgrößenbeziehung  $F = 0$ .
79. Aufsuchung der Kenngrößenbeziehung  $\Psi = 0$ .
80. Potenzierung und Koppelung der Kenngrößen.
81. Aufsuchung des Zahlengesetzes der Kennfunktion durch eine Reihe von Modellversuchen.
82. Übertragung der Meßergebnisse des einzelnen Modellvorganges auf eine Gruppe von physikalisch ähnlichen Vorgängen.
83. Anwendung des Allgemeinen Ähnlichkeitsprinzips auf ein dynamisches Problem: Aufsuchung der Maßgrößen- und der Kenngrößenbeziehung für die Schwingungsdauer eines Pendels bei endlichen Ausschlägen ohne und mit Dämpfung.
84. Anwendung des Allgemeinen Ähnlichkeitsprinzips auf ein weiteres dynamisches Problem: Aufsuchung der Maßgrößen- und der Kenngrößenbeziehung für Vortriebskraft, Drehmoment und Wirkungsgrad der Schiffsschraube.
85. Anwendung des Allgemeinen Ähnlichkeitsprinzips auf ein thermodynamisches Problem. Aufsuchung der Maßgrößen- und der Kenngrößenbeziehung für die Strömung von Gasen in Verbindung mit Wärmeübertragung.

## I. Allgemeines über Ähnlichkeitsphysik, über Modellwissenschaft, über physikalische Größen, Maßeinheiten und physikalische Gleichungen.

**1. Sinn des Ähnlichkeitsprinzips der Physik.** Der Zweck der folgenden Untersuchungen ist die Darlegung eines sehr allgemeinen Satzes, der in dem Gesamtbereich der Physik Geltung hat und der von grundlegender Bedeutung für viele neue Bauformen in der Technik ist. Es sollen sich die Schlüsse, die wir im folgenden ziehen werden, auf eine Forderung stützen, welche „das Allgemeine Ähnlichkeitsprinzip der Physik“ heißt und welche lautet: Die meßbaren physikalischen Geschehnisse sind von der Art, daß sie in einem geometrisch ähnlich vergrößerten oder verkleinerten System unter der Wirkung gleicher physikalischer Ursachen „physikalisch ähnlich“ ablaufen; dies soll heißen: die Vorgänge in den Vergleichssystemen sollen nicht nur den gleichen analytischen Ansatz haben, sondern auch durch die gleiche mathematische Funktion, also durch das gleiche Gesetz zwischen reinen Zahlen, beschrieben werden.

**2. Geltungsbereich und Voraussetzungen.** Das Allgemeine Ähnlichkeitsprinzip und die aus ihm hervorgehenden Folgerungen haben wir in der Modellwissenschaft als praktisch vorzüglich erfüllt anzusehen in all den zahlreichen Fällen, in denen von den Vorgängen in einem Modell auf die Vorgänge in der meist vergrößerten Hauptausführung Schlüsse gezogen werden, deren Zuverlässigkeit durch die Erfahrung bestätigt ist. Bei den technischen und physikalischen Anwendungen dieser Art legen wir der analytischen Behandlung regelmäßig die üblichen phänomenologischen oder statistischen Erfahrungsgesetze zugrunde, die nach den Lehren der Wahrscheinlichkeit auf geeignet gebildeten Mittelwerten einer Vielheit von Individualvorgängen aufgebaut sind, und auf diese phänomenologischen Erscheinungen wollen wir die Anwendung unseres Prinzips beschränken. Da es den Physikern aber gelungen ist, die phänomenologischen Erfahrungssätze innerhalb eines bestimmten Bereichs wohl ausnahmslos in der Form von Potenzprodukten, also in der Form  $q = \varepsilon a^\alpha b^\beta c^\gamma \dots$ ,

darzustellen, wie später erörtert wird, so wollen wir in den Geltungsbereich des Ähnlichkeitsprinzips nur solche Fälle physikalischen Geschehens einbeziehen, für welche in Potenzproduktform aufgebaute Erfahrungsgesetze gelten.

Immer müssen wir uns aber bewußt bleiben, daß die geforderte Ähnlichkeit des physikalischen Geschehens nicht zu erwarten ist bei den wohlbegründeten neueren Bildern der Strukturchemie oder der Atomtheorie oder der Elektronen- und Quantenphysik oder bei allen denjenigen gesetzmäßigen Erscheinungen, bei denen auf Grund unserer Kenntnis von dem individuellen Charakter der kleinsten Einzelteilchen die geometrische Ähnlichkeit des Feingefüges der Materie und damit die allgemeine physikalische Ähnlichkeit von vornherein ausgeschlossen ist. Als unvereinbar mit unseren Ähnlichkeitsbetrachtungen werden wir daher Vorgänge ausschließen, in denen molekulare oder atomare Verschiedenheiten zu untersuchen sind oder in denen kritische Molekularerscheinungen auftreten, wie z. B. die Änderung des Aggregatzustandes strömender tropfbarer Flüssigkeiten im Falle der Hohlraumbildung. Ferner lag mit Rücksicht auf das Vorwiegen technischer Probleme in der Ähnlichkeitspraxis kein Anlaß vor, den Boden der klassischen Mechanik zu verlassen. Trotz dieser einschränkenden Voraussetzungen sprechen wir von einem „Allgemeinen“ Ähnlichkeitsprinzip, da das Prinzip in alle Gebiete der phänomenologischen Physik beherrschend eingreift.

**3. Verwandtschaft zwischen der Allgemeinen Ähnlichkeitsphysik und der Modellwissenschaft.** Die Ergebnisse der Modellwissenschaft sind offenbar verwandt mit den Folgerungen, welche sich aus dem Ähnlichkeitsprinzip ergeben; ja im Teil VI dieser Abhandlung wird gezeigt, daß die vielen Sonderformen der Modellgesetze zwanglos eine einheitliche Zusammenfassung in dem Allgemeinen Ähnlichkeitsprinzip der Physik finden und daß dieses erst den wahren Sinn der physikalischen Ansatzgleichungen aufdeckt, indem dieses Prinzip zugleich von einem erhöhten Standpunkt aus in die Lehre von den physikalisch ähnlichen Erscheinungen und damit in die Modellwissenschaft einführt.

Wenn auch die vorliegende Arbeit in erster Linie die grundlegenden theoretischen Zusammenhänge zwischen Ähnlichkeitsprinzip und Modellehre darlegt, so soll sie doch auch dem praktischen Modellfachmann in gewissem Sinne Richtlinien für die Beurteilung und Ausführung der Modellversuche und vor allem für die Darstellung der Modellergebnisse liefern. Aus diesem Grunde scheint es mir ratsam, hier am Anfang auf das Wesen und die Bedeutung der Lehre von den Modellen kurz einzugehen.

**4. Wesen, Bedeutung und Aufgabe der Modellwissenschaft.** Die zahlenmäßige Lösung von Problemen, die der Physik und vor allem ihrem besonderen Zweig der Mechanik angehören, wird in der Regel entweder auf dem Wege des Versuchs oder unter Heranziehung der Ansatzgleichungen mittels der mathematischen Analysis gewonnen. Oft sind aber beide Wege nicht gangbar, z. B. wenn sich die Versuchseinrichtungen noch im Entwurf befinden und ihre Herstellung wegen des großen Ausmaßes der Anlagen zu hohe Kosten erfordert, oder wenn sich der mathematischen Verfolgung und zahlenmäßigen Auswertung der analytischen Ansätze unüberwindliche Hemmnisse entgegenstellen. In diesen schwierigen

Fällen wendet der Ingenieur seit längerer Zeit zur Lösung wichtiger praktischer Probleme — und neuerdings vielfach auch der Physiker — ein drittes Verfahren an, das Modellverfahren, das sich sowohl auf den Versuch als auch auf die Analysis stützt. Bei diesem besonders von dem Schiffbau, dem Luftfahrzeugbau, der Strömungs- und der Wärmeaustauschwissenschaft gepflegten und benutzten Modellverfahren werden die mechanischen oder allgemeiner die physikalischen Ansatzgleichungen — eben wegen der großen analytischen Schwierigkeiten — nicht auf mathematischem Wege gelöst, sondern die Lösung wird beschafft aus dem natürlichen Ablauf der physikalisch ähnlichen Vorgänge in einem ähnlich gebauten und ähnlich betriebenen, meist verkleinerten Modell, und die aus dem Modellversuch durch Messungen gewonnenen Zahlenergebnisse werden dann mittels bestimmter Übertragungsgesetze auf die zugehörige Hauptausführung umgerechnet.

Es ist für das Verständnis der hier zu erörternden Zusammenhänge wesentlich, daß wir uns der folgenden Erkenntnis immer bewußt bleiben: Die Berechtigung zu dem Vorgehen der Modellehre entspringt dem Umstande, daß man aus der zahlenmäßigen Lösung eines einzelnen bestimmten Problems der phänomenologischen Physik mit einem Schlage zugleich die Lösung einer großen Mannigfaltigkeit verwandter oder, wie wir sagen wollen, physikalisch ähnlicher Probleme gewinnt. Und es erhebt sich sogleich die folgende Grundfrage betreffend die Gleichwertigkeit physikalischer Probleme: Unter welchen Bedingungen sind allgemein zwei Naturvorgänge einander physikalisch ähnlich derart, daß sie nicht nur dieselben analytischen Gleichungen in differentialer oder in bereits integrierter Form haben, sondern auch daß ihre Lösung durch die gleichen reinen Zahlenwerte dargestellt wird? Oder kurz: Unter welchen Bedingungen sind die Ansatzgleichungen identisch?

Beim Aufsuchen der Verwandtschaftsbeziehungen physikalisch ähnlicher Probleme, wie es in der Modellwissenschaft erforderlich ist, werden wir Aufbau und Inhalt der einzelnen Erfahrungsgesetze, welche den Ablauf der betreffenden Naturvorgänge beherrschen, bereits als gegeben hinnehmen und unsere Aufgabe lediglich darin sehen, die an sich unbekannte Abhängigkeit zwischen den einzelnen Größen des in Frage stehenden physikalischen Vorganges auf eine solche Form zu bringen, daß eine Beziehung entsteht, die nicht nur für den betrachteten Einzelfall, sondern zugleich für eine große Mannigfaltigkeit physikalisch ähnlicher Vorgänge Gültigkeit erhält. Im Hinblick auf diese Aufgabestellung dürfen wir also von der Ähnlichkeitsphysik nicht etwa verlangen, daß sie uns eine Einsicht in das Wesen der betreffenden physikalischen Erscheinungen vermittele. Ihre Aufgabe kann vielmehr nur die sein, die formellen Bedingungen aufzusuchen, unter denen zwei oder mehrere physikalische Probleme derart verwandt sind, daß sie nicht nur den gleichen analytischen Ansatz, sondern auch das gleiche funktionelle Zahlengesetz haben. Die theoretischen Betrachtungen dieser Arbeit sollen die grundsätzlich zu erfüllenden Bedingungen für ein vollkommen physikalisch ähnliches Naturgeschehen liefern. Zu prüfen, ob dieses Ziel im Einzelfalle erreichbar ist, oder wie weit etwa

nur und in welcher Weise, das ist die oft sehr schwierige Aufgabe der Forscher auf dem Gebiet des praktischen Modellwesens, deren Lösung wesentlich durch die Fortschritte in allen Teilen der Physik ergänzt wird. Die vollkommene physikalische Ähnlichkeit ist als ein idealer Grenzfall zu bezeichnen, der sich bei vielen Problemen praktisch mit recht guter Annäherung erreichen läßt, dem man sich andererseits aber bei einer großen Zahl technisch sehr wichtiger Aufgaben nur auf recht schwierigen Umwegen nähern kann, ohne bei dem heutigen Stande der Forschung Gewißheit zu haben, daß das ideale Ziel wirklich erreichbar wäre.

Dennoch wird die vorliegende Arbeit dem Fachmann grundlegende Erkenntnisse bringen und seinen theoretischen und experimentellen Forschungen Richtlinien geben, nach denen er mit wenigen Versuchsreihen den gesetzmäßigen Ablauf einer großen Mannigfaltigkeit physikalischer Vorgänge zahlenmäßig in übersichtlicher Weise verfolgen kann. Ebenso, hoffe ich, werden meine Darlegungen über Ähnlichkeitsprobleme den Ingenieur leicht und sicher in den Gegenstand einführen und ihm das Wesen eines Wissensgebietes übermitteln, dessen praktische Wichtigkeit immer mehr wächst. Auch dem Physiker und dem Mathematiker werden die Untersuchungen, in denen das im physikalischen Geschehen verborgene reine Zahlengesetz von dem es überdeckenden dimensional-Beiwerk freigelegt wird, einiges Beachtbare bringen, vornehmlich in dem grundsätzlichen ersten und letzten Teil. Überall war ich bemüht, möglichst klare Vorstellungen und scharfe Begriffe sowie in Weiterführung der in meinen früheren Arbeiten gegebenen Terminologie neue zweckentsprechende Benennungen und Bezeichnungen einzuführen.

**5. Ältere und neuere Arbeiten für die Grundlagen der Ähnlichkeitsmechanik und Ähnlichkeitsphysik.** Seitdem W. Froude 1869 und O. Reynolds 1883 der Ähnlichkeitsmechanik in der Technik Heimatrecht verschafft haben, stützt der Ingenieur in vielen Fällen und in immer wachsendem Maße seine Entwürfe auf die Ergebnisse von Modellversuchen. Von grundlegender Bedeutung sind die aerodynamischen Modellversuche von G. Eiffel, L. Prandtl und seiner zahlreichen Schüler und Mitarbeiter, sowie die Modellversuche auf dem Gebiete der Wärmeübertragung von W. Nusselt, H. Gröber, H. Reiher, F. Merkel u. a. Seit kurzem setzt im Modellwesen eine neue theoretische Entwicklung ein, indem die Ähnlichkeitsfragen der Physik von einem ganz allgemeinen Standpunkte aus in Angriff genommen werden. Von diesen neueren Arbeiten seien genannt: R. C. Tolman<sup>1</sup>, E. Buckingham<sup>2</sup>, T. Ehrenfest-Afanassjewa<sup>3</sup>, F. London<sup>4</sup>, A. H. Gibson<sup>5</sup>, F. Eisner<sup>6</sup>, I. Wallot<sup>7</sup>. Es ist für den Ingenieur nicht

<sup>1</sup> R. C. Tolman, Principle of similitude, Phys. Rev. (2) Bd. 3, S. 244 (1914); ferner Bd. 6, S. 219 (1915) und Bd. 8, S. 8 (1916).

<sup>2</sup> E. Buckingham, On physically similar systems. Phys. Rev. (2) Bd. 4, S. 345 (1914).

<sup>3</sup> T. Ehrenfest-Afanassjewa, Der Dimensionsbegriff und der analytische Bau physikalischer Gleichungen. Math. Ann. Bd. 77, S. 259 (1916).

<sup>4</sup> F. London, Die Bedingungen der Möglichkeit einer Maßbestimmung in einer physikalischen Mannigfaltigkeit und das Prinzip der Ähnlichkeit; Phys. ZS. Bd. 23, S. 262, 289 (1922).

<sup>5</sup> A. H. Gibson, The principle of dynamical similarity, with special reference to model experiments; Engg. Bd. 117, S. 325, 357, 391, 422 (1924).

<sup>6</sup> F. Eisner, Über Ähnlichkeitsmechanik und ihre Anwendung auf Modellversuche. Bericht über die Arbeit von A. H. Gibson; Z. Schiffbau (26) H. 2 vom 28. Jan. 1925, S. 52.

<sup>7</sup> J. Wallot, Dimensionen, Einheiten, Maßsysteme. Handbuch der Physik Bd. II, Kap. 1; Berlin: Julius Springer 1926.

leicht, sich durch die oft abstrakten theoretischen Darstellungen hindurchzufinden und bei Gibson, der sich unter Darlegung vieler wichtiger und lehrreicher Beispiele vornehmlich mit der angewandten Seite des Problems unter Benutzung des physikalischen Maßsystems befaßt, tritt erklärlicherweise das Grundsätzliche und Allgemeine des Ähnlichkeitsprinzips der Physik zurück. So habe ich es in der vorliegenden Abhandlung unternommen, dieses die Physik beherrschende Ähnlichkeitsprinzip für den Ingenieur — teils auf dem Wege über die bekannten mechanischen, teils über neuentwickelte physikalische Modellgesetze — von Grund aus systematisch aufzubauen, mit dem Ziel, zu zeigen, daß Dimensionslehre, Ähnlichkeitsprinzip und Modellwissenschaft ein einheitliches Ganzes sind.

Die theoretischen Abhandlungen über Ähnlichkeitsmechanik sind in dem Schrifttum recht verstreut, so daß der Zugang zu diesem Sondergebiet erschwert ist. Meine früheren Arbeiten, in denen ich das Grundsätzliche<sup>1</sup> über Bedeutung, Aufstellung und Anwendung der Modellgesetze für die Fälle dynamischer Ähnlichkeit dargelegt und ein periodisches System der Modellgesetze<sup>2</sup> aufgestellt habe, sind nicht jedem zugänglich und der für die Hütte<sup>3</sup> von mir bearbeitete Abschnitt über die Ähnlichkeitsmechanik ist für ein tieferes Eindringen in den Gegenstand zu kurz gefaßt. Die Behandlung des Gegenstandes seitens der Forscher, die den schwierigen Problemen der Wärmeübertragung nachgehen, dient in erster Linie den Zwecken dieses Sondergebietes: so kommen die grundlegenden theoretischen und experimentellen Untersuchungen von W. Nusselt<sup>4</sup> und H. Gröber<sup>5</sup> hauptsächlich für die Einführung in die Modellwissenschaft der Wärmeübertragung in Betracht; ebenso die anschließenden Arbeiten von H. Reiher<sup>6</sup>, F. Merkel<sup>7</sup> sowie von A. H. Davis<sup>8</sup> u. a. Das gleiche gilt für das in lebhafter Entwicklung emporblühende wasserbauliche Modellversuchswesen, dessen Eigenart den Bedürfnissen des Wasserbauingenieurs angepaßt ist und seinen wissenschaftlichen Niederschlag in dem Sammelwerk von G. de Thierry und C. Matschoss<sup>9</sup>, sowie in dem erweiterten Werk von J. R. Freeman<sup>10</sup> gefunden hat.

**6. Überblick über die vorliegende Abhandlung.** Aus diesem Grunde habe ich es in der vorliegenden Arbeit — da es sich ja um die Zusammenhänge zwischen

<sup>1</sup> M. Weber, Die Grundlagen der Ähnlichkeitsmechanik und ihre Verwertung bei Modellversuchen. Jahrb. d. Schiffsbau techn. Ges. 1919, S. 355.

<sup>2</sup> M. Weber, Periodisches System der Modellgesetze. Sammelheft 1 des Ausschusses für technische Mechanik des Berliner Bezirksvereins deutscher Ingenieure 1919.

<sup>3</sup> M. Weber, Ähnlichkeitsmechanik oder Theorie der Modelle. „Hütte“, Des Ingenieurs Taschenbuch, 25. Aufl., Bd. 1, Abschn. 2, Kap. 3, S. 309. Berlin: Wilhelm Ernst & Sohn 1925.

<sup>4</sup> W. Nusselt, Gesundhtsing. Bd. 38, S. 477 u. 490 (1915); ferner Bd. 41, S. 13 (1918) und Bd. 45, S. 97 (1922), sowie Z. V. d. I. Bd. 61, S. 685 (1917) und Festschrift zur Jahrhundertfeier d. T. H. Karlsruhe 1925.

<sup>5</sup> H. Gröber, Forsch.-Arb., V. d. I., H. 130 (1912); ferner: Die Grundgesetze der Wärmeleitung und des Wärmeübergangs. Berlin: Julius Springer 1921 und Einführung in die Lehre von der Wärmeübertragung; ebenda 1926. — Gröber hat wohl die in der vorliegenden Abhandlung viel benutzte Bezeichnung „Kenngrößen“ für die dimensionsfreien Potenzprodukte eingeführt.

<sup>6</sup> H. Reiher, Forsch.-Arb., V. d. I., H. 269 (1925) und Z. V. d. I. Bd. 70, S. 47 (1926).

<sup>7</sup> F. Merkel, Die Grundlagen der Wärmeübertragung. Dresden u. Leipzig: Theodor Steinkopff 1927.

<sup>8</sup> A. H. Davis, Phil. Mag. (6) Bd. 40, S. 692 (1920) sowie Bd. 43, S. 329 u. Bd. 44, S. 920 (1922).

<sup>9</sup> G. de Thierry und C. Matschoss, Die Wasserbaulaboratorien Europas. Berlin: V. d. I.-Verlag 1926.

<sup>10</sup> John R. Freeman, Hydraulic Laboratory Practice; veröff. von der Am. Soc. of Mech. Engineers. New York 1929. Enthält auch eine Übersetzung des Werkes der vorigen Fußnote; ferner Ähnlichkeitsbetrachtungen allgemeiner Art von F. Marzolo, K. C. Reynolds und A. C. Chick.

Modellwissenschaft und allgemeinem Ähnlichkeitsprinzip handelt — für zweckmäßig gehalten, in einem besonderen Abschnitt, im Teil II, alles Wesentliche über die Grundlagen der Modelltheorie kurz soweit zu bringen, als es für das Verständnis der Probleme der Allgemeinen Ähnlichkeitsphysik erforderlich ist. Im Anschluß hieran habe ich im Teil III und IV meine früheren Ähnlichkeitsuntersuchungen weitergeführt, so daß neben die bisher fast ausschließlich in der Modellwissenschaft behandelte Dynamik jetzt alle andern Gebiete des physikalischen Geschehens treten. So steht nunmehr neben der älteren dynamischen Ähnlichkeit gleichberechtigt eine statische Ähnlichkeit, eine thermische Ähnlichkeit, eine thermodynamische Ähnlichkeit und eine elektromagnetische Ähnlichkeit. Und für den allgemeinsten physikalischen Vorgang, oder wie man sagen kann, für das Weltgeschehen — aber wohl zu beachten, erfolgend nach phänomenologischen Erfahrungsgesetzen — also für ein Geschehen, welches unter dem gleichzeitigen Einfluß aller physikalischen Ursachen erfolgt, gilt die allgemeine physikalische Ähnlichkeit. Die Teile II—IV können wegen der in ihnen angewandten synthetischen Behandlung des Modellwesens als Vorbereitung auf die späteren Abschnitte angesehen werden. Der Teil V leitet mit der Lehre von den Dimensionen, die den Kern sowohl für die Modelltheorie wie auch für die gesamte Ähnlichkeitsphysik bildet, zum Hauptteil VI über, der das Wesen und die Bedeutung des Allgemeinen Ähnlichkeitsprinzips der Physik darlegt und zugleich von einem höheren Standpunkt aus die vorhergehenden Abschnitte unter einem einheitlichen Blickwinkel zusammenfaßt. Teil VII bringt die Anwendung auf das Modellwesen.

**7. Physikalische Ansatzgleichungen und Erfahrungsgesetze.** Die physikalischen Ansatzgleichungen, zu denen auch die mechanischen gehören, kleiden die aus der Erfahrung entnommenen Zusammenhänge des Naturgeschehens in mathematische Form. Sie sind eine additive Vereinigung der einzelnen für die verschiedenen Sonderfälle geltenden physikalischen Erfahrungsgesetze, von denen jedes für sich der mathematische Ausdruck für die Gleichheit von Ursache und Wirkung bei dem betreffenden physikalischen Vorgang ist. So stehen beispielsweise in der dynamischen Ansatzgleichung für ein beschleunigt bewegtes Flüssigkeitsteilchen die Glieder für die Schwerkraft, für die tangentialen inneren Reibungskräfte und für die normal gerichteten Oberflächenkräfte als Ursache additiv nebeneinander und in ihrer Gesamtheit der Beschleunigungskraft als Wirkung gegenüber.

**8. Definitionsgleichungen der Physik, Grundgrößen und Definitionsgrößen.** Außer den Erfahrungsgesetzen und den aus ihnen gebildeten physikalischen Ansatzgleichungen kennt die Physik Definitionsgleichungen: Nachdem eine Mindestzahl physikalischer Größen als Grundgrößen ausgewählt ist, z. B. Längen, Zeiten und Massen oder Kräfte, entsteht für die Physik die Aufgabe, neue physikalische Größen aus den Grundgrößen durch reine Festsetzung, das heißt ohne Benutzung der Erfahrung, als Definitionsgrößen einzuführen. Zum Beispiel dient die Gleichung  $v = s/t$  oder in Potenzproduktform  $v = st^{-1}$  gemäß Übereinkunft zur Definition der Geschwindigkeit  $v$  eines gleichförmig



bewegten Körpers, wenn  $s$  der von ihm in der Zeit  $t$  zurückgelegte Weg ist. Weg und Zeit sind hier als Grundgrößen gewählt, die Geschwindigkeit ist als reine Definitionsgröße aus ihnen abgeleitet; die Gleichung  $v = s/t$  ist daher eine Definitionsgleichung. In ihr bedeuten die Formelzeichen  $v, s$  und  $t$  physikalische Größen oder Maßgrößen oder kurz Größen.

**9. Zahlenwert und Maßeinheit einer physikalischen Größe.** Eine physikalische Größe messen heißt, sie mit einer gleichartigen Größe, welche die zugehörige Maßeinheit oder Einheit genannt wird, vergleichen; dies geschieht durch Feststellung ihres Verhältnisses zu der angenommenen Einheit. Das gefundene Verhältnis heißt der Zahlenwert der physikalischen Größe. Dementsprechend wird eine physikalische Größe oder Maßgröße als das Produkt aus einem Zahlenwert und der Maßeinheit angesehen und in der mathematischen Form geschrieben: beispielsweise  $v = 15 \text{ m s}^{-1}$ . Unter der Maßeinheit wird also ein fest angenommener Sonderwert derselben physikalischen Größe verstanden, so daß bei einer veränderlichen physikalischen Größe nur deren Zahlenwert veränderlich ist.

Jede physikalische Größe  $q$  läßt sich somit in zwei Faktoren zerlegen, in einen durch eine geschweifte Klammer angedeuteten Zahlenfaktor  $\{q\}$ , welcher quantitatives Merkmal oder Zahlenwert der Größe  $q$  genannt wird, und in den durch eine eckige Klammer angedeuteten Maßfaktor  $[q]$ , welcher qualitatives Merkmal oder Maßeinheit oder kurz Einheit der Größe  $q$  heißt.

**10. Größengleichungen und Zahlengleichungen.** Eine Gleichung  $v = st^{-1}$ , in der die Formelzeichen  $v, s$  und  $t$  nicht Zahlenwerte, sondern physikalische Größen sind, wird eine Größengleichung genannt. Sie unterscheidet sich ihrem Wesen nach von den Gleichungen mit unbenannten Zahlen, den Zahlengleichungen, mit denen es die reine Mathematik zu tun hat.

Bei ungleichförmiger Bewegung wird die Geschwindigkeit  $v$  als physikalische Größe durch den Differentialquotienten  $ds/dt$  bestimmt; auch jetzt hat  $v$  — bei Zugrundelegung von Meter  $m$  und Sekunde  $s$  — die gleiche Maßeinheit  $[\text{m s}^{-1}]$  wie  $s/t$  und der Zahlenwert ist in jedem Augenblick durch die Ableitung des mathematischen Bewegungsgesetzes  $s = f(t)$  bestimmt. Entsprechendes gilt für physikalische Größen, die in Integralform erscheinen. Allgemein lassen sich also auch Differentialquotienten und Integrale von physikalischen Größen auf einfache Weise in einen Zahlenfaktor und in einen Maßfaktor zerlegen.

**11. Die fünf Grundeinheiten des gewählten technischen Maßsystems.** Das technische Maßsystem, welches unseren allgemeinen theoretischen Untersuchungen ausschließlich zugrunde gelegt werden soll, baut sich entsprechend Übereinkunft zunächst auf drei frei gewählten, voneinander unabhängigen mechanischen Grundgrößen auf: auf der Länge  $l$ , der Zeit  $t$  und der Kraft  $P$ , für welche als die drei unabhängigen Grundeinheiten gewählt sind: Das Meter  $[m]$ , die Sekunde  $[s]$  und das Kraftkilogramm  $[kg]$ . Bei Wärmevergängen kommt als vierte unabhängige Grundgröße die Temperatur  $T$  hinzu, für welche der Kelvingrad der absoluten Temperatur  $[gd]$  als Grundeinheit angenommen ist; und in der Lehre vom Elektromagnetismus sei als fünfte unabhängige Grund-

größe die Elektrizitätsmenge  $Q$  gewählt, mit dem aus dem elektrochemischen Äquivalent des Silbers bestimmten Coulomb  $[C]$  als fünfter Grundeinheit. Mit diesen fünf willkürlich angenommenen Grundgrößen kommt man in der gesamten Physik in Anbetracht des gegenwärtigen Standes dieser Wissenschaft aus.

Für die Modellpraxis, soweit sie nicht allgemeine theoretische Betrachtungen anstellt, sondern die Modellversuche nach Zahl und Maß auswertet und auf die Hauptausführung überträgt, entfällt nach Abschnitt Nr. 43 die Einschränkung auf ein abgestimmtes Maßsystem, insofern jede einzelne Maßgröße bei der zahlenmäßigen Auswertung der dimensionsfreien Kenngrößen gleich so benutzt werden kann, wie sie jeweils von den Handbüchern dargeboten wird.

**12. Ableiteinheiten und Abstimmung des Maßsystems.** Außer diesen frei gewählten fünf Grundgrößen werden weitere physikalische Größen wie Geschwindigkeit  $v$ , Beschleunigung  $b$ , Arbeit und Energie  $A$ , Leistung  $N$ , Entropie  $S$ , Stromstärke  $i$  usw. durch Definitionsgleichungen wieder unter Bildung von Potenzprodukten aus den Grundgrößen als reine Definitionsgrößen oder reine Ableitgrößen — rein heißt ohne Hinzufügen eines zusätzlichen Zahlenfaktors — eingeführt, wobei die zugehörigen Maßeinheiten als entsprechende reine Potenzprodukte aus den Grundeinheiten mittels Einheitengleichungen abgeleitet werden. Die Maßeinheit der Geschwindigkeit  $v$  bestimmt sich somit entsprechend der Gleichung  $v = st^{-1}$  aus der Einheitengleichung  $[v] = [ms^{-1}]$  und entsprechend gelten für die anderen reinen Definitionsgrößen die Einheitengleichungen  $[b] = [ms^{-2}]$ ,  $[A] = [mkg]$ ,  $[N] = [ms^{-1}kg]$ ,  $[S] = [mkggd^{-1}]$ ,  $[i] = [s^{-1}C]$  usw. Grundgrößen und Definitionsgrößen sollen beide Festsetzungsgrößen heißen.

Wird es zur Erzielung einer einfachen Form der Ansatzgleichung — man denke an die Energiegleichung — für zweckmäßig gehalten, bei einer Definitionsgröße eine feste Zahl als Zusatzfaktor hinzuzufügen wie bei dem Energieglied der Wucht  $L = \frac{1}{2}mv^2$ , so sprechen wir allgemein von Definitionsgröße, nicht von reiner Definitionsgröße; die Maßeinheit der Wucht ergibt sich aber wieder zu  $[mkg]$ , ist also unabhängig von dem zusätzlichen Zahlenfaktor  $\frac{1}{2}$ . Das Auftreten der Zahl  $\frac{1}{2}$  ist eine logische Folge der Integration der dynamischen Grundgleichung: Kraft ist gleich Masse mal Beschleunigung.

Die auf diese Weise gewonnenen Maßeinheiten der Definitionsgrößen heißen — im Gegensatz zu den Grundeinheiten — Ableiteinheiten, und das durch reine Potenzproduktbildung auf den genannten, frei gewählten fünf Grundeinheiten aufgebaute System der Maßeinheiten aller physikalischen Größen soll unser abgestimmtes technisches Maßsystem genannt werden. In unserem abgestimmten technischen Maßsystem ist kein Platz für verschieden große Maßeinheiten bei physikalischen Größen gleicher Art: die Pferdestärke oder das Kilowatt etwa als Einheit der Leistung benutzen zu wollen, ist hier nicht angängig. Für die Leistung gibt es<sup>f</sup> in unseren Ähnlichkeitsbetrachtungen nur eine Maßeinheit, das ist  $[ms^{-1}kg]$ .<sup>e</sup> Ebenso sind hier Wärmemengen nicht in Kalorien, sondern wie alle Energiegrößen in  $[mkg]$  zu messen.

**13. Vorteil des abgestimmten Maßsystems.** Das angenommene Maßsystem, das natürlich durch ein anderes abgestimmtes ersetzt werden kann, bietet den Vorteil, daß die physikalischen Gleichungen oder Formeln, welche Beziehungen zwischen Maßgrößen ausdrücken, und somit Größengleichungen sind, mit Rücksicht auf den später noch zu erörternden, wohl zuerst von Fourier<sup>1</sup> aufgestellten Satz von der Homogenität der physikalischen Gleichungen zugleich als mathematische Gleichungen zwischen den Zahlenwerten der Größen allein, also als Zahlengleichungen, benutzt werden können, da der allen Gliedern zukommende gemeinsame Faktor der Maßeinheit weggelassen werden kann: Die Formelzeichen bedeuten dann bei Weglassen der Maßeinheiten in unserem abgestimmten System die Zahlenwerte allein.

**14. Physikalische Erfahrungsbeiwerte oder Stoffwerte.** Während aus den Definitionsgleichungen — ohne Benutzung der Erfahrung — die Definitionsgrößen als Potenzprodukte der Grundgrößen entstehen, werden durch die Einzelerfahrungsgesetze auf dem Wege des Versuchs für die einzelnen Stoffe — oder auch für alle Stoffe gemeinsam — feste Erfahrungsgrößen bestimmt, die auch physikalische Beiwerte oder physikalische Konstante oder Stoffbeiwerte oder kurz Stoffwerte genannt werden. So ergibt sich z. B. die Dichte  $\rho$  eines in sich gleichartigen Körpers unter gleichen Zuständen als fester Erfahrungswert oder Stoffwert aus Newtons grundlegendem Erfahrungsgesetz der klassischen Mechanik zu

$$\rho = \frac{P}{bV} = Pb^{-1}V^{-1},$$

wo  $b$  die durch die Kraft  $P$  hervorgerufene Beschleunigung und  $V$  der Rauminhalt des beschleunigten Körpers ist. Die Dichte erweist sich als eine benannte Größe, deren Maßeinheit in unserem abgestimmten technischen Maßsystem wie folgt zu bestimmen ist.

**15. Fouriers Satz von der Homogenität aller Gleichungen der Physik.** Fourier hat den folgenden Satz von der Homogenität aller richtigen Gleichungen der Physik ausgesprochen, also der Definitionsgleichungen, der Einzelerfahrungsgesetze, der Ansatzgleichungen und der zugehörigen Lösungsgleichungen, die letzten drei von uns kurz als physikalische Gleichungen zusammengefaßt; er lautet: Alle Glieder einer richtigen Gleichung der Physik haben die gleiche Dimension.

**16. Potenzproduktform der Einheitengleichungen.** Nach diesem Fourierschen Satz haben bei Zugrundelegung eines abgestimmten Maßsystems alle Glieder nicht nur gleiche Dimensionen, sondern auch gleiche Maßeinheiten. Danach gilt für die Dichte  $\rho$ , wenn man bei den Stoffwarterfahrungsgesetzen wie bei den Definitionsgleichungen verfährt, auf Grund der letzten Gleichung für  $\rho$  die Einheitengleichung  $[\rho] = [m^{-4}s^2kg]$ , da für  $b$  und  $V$  gilt:  $[b] = [ms^{-2}]$  und  $[V] = [m^3]$ . Die Maßeinheit der Dichte ist hiernach  $[m^{-4}s^2kg]$ . Zugleich erkennen wir, daß beide Größen, die Definitionsgrößen und die Stoffwerte, Ableitgrößen sind.

<sup>1</sup> J. Fourier, *Théorie analytique de la chaleur* 1807—1822; deutsch: Breslau 1883.

Offenbar erscheint die Maßeinheit einer physikalischen Größe  $q$  bei Zugrundelegung unseres abgestimmten technischen Maßsystems ganz allgemein in der Potenzproduktform der Einheitengleichung  $[q] = [m^\alpha s^\beta k g^\gamma d^\delta C^\epsilon]$ .

**17. Voraussetzung unveränderlicher Stoffwerte.** Das soeben behandelte Erfahrungsgesetz für  $\rho$  spricht die Tatsache aus, daß man aus ihm für einen bestimmten Stoff, der als homogen und isotrop vorausgesetzt wird, wenn nicht das Gegenteil ausdrücklich ausgesprochen ist, und dessen Eigenschaften sich nicht ändern sollen, aus beliebig vielen Versuchen trotz immer neu gewählter und gemessener Werte von  $P$ ,  $b$  und  $V$  in unserem Maßsystem denselben Zahlenwert für  $\rho$  errechnet. — Ebenso sind als feste Erfahrungsbeiwerte eines Stoffes oder wenigstens innerhalb eines bestimmten Versuchsbereichs während des Einzelvorganges als feste physikalische Beiwerte zu betrachten, sofern sich der Zustand nicht ändert: das spezifische Gewicht  $\gamma$ , ferner der universelle Beiwert  $k$  in Newtons allgemeinem Schweregesetz, die Zähigkeit  $\eta$ , die Elastizitätsmaße  $E$  und  $G$ , die Wärmeleitfähigkeit  $\lambda_w$ , die spezifische Wärme von festen und flüssigen Körpern  $c$ , desgleichen von Gasen  $c_p$  und  $c_v$ , ferner die Gaskonstante  $R$  usw. Immer werde der Stoff als homogen und isotrop angenommen, wenn nicht Abweichungen hiervon ausdrücklich zugelassen sind. Sofern die physikalischen Beiwerte aber größere Veränderungen während des Einzelvorgangs aufweisen, so ist das diese Veränderlichkeit ausdrückende Erfahrungsgesetz, das nun auf einen neuen festen Beiwert führt, in Rechnung zu stellen, wobei jedoch nach den früher genannten Einschränkungen nur Gesetze mit reinem Potenzproduktaufbau für unsere Ähnlichkeitsuntersuchungen in Betracht kommen sollen. Beispielsweise ist bei idealen Gasen die Dichte  $\rho$  für den Fall, daß ihre Veränderlichkeit von wesentlichem Einfluß ist, auf Grund der Zustandsgleichung durch den für das einzelne Gas unveränderlichen Stoffwert der Gaskonstante  $R$  auszudrücken. Verbleiben in den Gleichungen physikalische Beiwerte, die während des Einzelvorganges stark veränderlich sind, so werden die auf ihnen aufgebauten Modellgesetze falsch.

**18. Die Wichte als fester reiner Stoffwert und das mit dem Ort veränderliche Einheitsgewicht des Körpers.** In der klassischen Mechanik hat ein Körper eine unveränderliche Masse  $m$  und bei Voraussetzung homogenen und immer gleichen Zustandes ist auch die Dichte, das ist der Quotient  $m/V = \rho$  ein unveränderlicher Stoffwert. Der zugehörige Wert für das spezifische Gewicht oder die Wichte  $\gamma_n = \rho g_n$  ist offensichtlich aber nur dann unveränderlich, wenn die Fallbeschleunigung  $g_n$  konstant ist. In der technischen Mechanik ist hier für die Fallbeschleunigung  $g_n = 9,80665$  an der Normalstelle in Sèvres bei Paris in Verbindung mit der Wahl der dritten Grundeinheit, des Kraftkilogramms, angenommen worden. Der hieraus zu errechnende Wert der Wichte  $\gamma_n = \rho g_n$  ist daher als fester reiner Stoffwert aufzufassen; denn er ist gleich dem Produkt aus der unveränderlichen Dichte des Körpers und dem unveränderlichen Normalwert  $g_n$ .

Wird jedoch das spezifische Gewicht  $\gamma$  — im übrigen unter denselben Voraussetzungen wie soeben — als Gewicht der Raumeinheit also durch  $\gamma = G/V$

festgelegt und hieraus der Wert  $\gamma$  für den Körper errechnet für eine Stelle, an der die Fallbeschleunigung  $g$  und das Gewicht  $mg$  des Körpers kleiner ist als der Normalwert und das Normalgewicht, so ist  $\gamma = mg/V = m/V \cdot g = \varrho g$  entsprechend dem  $g$  dieser Stelle kleiner als der obige Normalwert  $\gamma_n$ . Dieser Quotient, mit dem Ort veränderliches Gewicht  $G$  des Körpers geteilt durch dessen Rauminhalt  $V$ , heiße — zum Unterschied von dem festen reinen Stoffwert der Wichte — das verhältnisgleich mit der Fallbeschleunigung des Ortes veränderliche Einheitsgewicht des Körpers; es ist kein reiner Stoffwert, sondern entsprechend dem Produkt  $\gamma = \varrho g$  bedingt sowohl durch die Stoffeigenschaften wie auch durch die Stärke des jeweiligen äußeren Schwerfeldes. Für den Fall, daß der Unterschied der beiden verschiedenen Größen  $\gamma$  betont werden muß, ist in dieser Arbeit die erste Größe, die Wichte, durch  $\gamma_n = \varrho g_n$ , die zweite, das veränderliche Einheitsgewicht, durch  $\gamma = \varrho g$  ohne Zeiger gekennzeichnet. Der in dem Stoffwert der Wichte enthaltene Faktor der Fallbeschleunigung der Normalstelle ist der unveränderliche Faktor, welcher das technische Maßsystem vom physikalischen trennt, und so ist die Wichte nur ein anderer in neuem Maß gemessener Ausdruck der unveränderlichen Dichte des Stoffes. Auch der in den Ähnlichkeitsbetrachtungen der Thermodynamik benutzte physikalische Beiwert  $c_p \gamma_n = c_p \varrho g_n$  ist ein reiner Stoffwert, dessen beide Faktoren, die spezifische Wärme bei unveränderlichem Druck  $c_p$  und die Wichte  $\gamma_n = \varrho g_n$  reine Stoffwerte sind, derart, daß  $\gamma_n$  in dem Produkt  $c_p \gamma_n$  sich auf die Normalstelle bezieht. Desgleichen ist die technische Zustandsgleichung für ideale Gase zu schreiben in der Form  $p = \gamma_n R T = \varrho g_n R T$ .

In den späteren Modelluntersuchungen wird beim Wirken der irdischen Schwerkraft oft der Quotient  $\gamma/\varrho = g$  benutzt; es ist klar, daß hier  $g$  die mit dem Ort veränderliche Fallbeschleunigung und  $\gamma$  das durch das jeweilige Schwerfeld bedingte, veränderliche Einheitsgewicht des Körpers ist. In Anlehnung an die übliche Bezeichnung „kinematische Zähigkeit“ für den Quotienten  $\eta/\varrho = \nu$  könnte  $\gamma/\varrho = g$  „kinematisches Einheitsgewicht“ genannt werden; denn in beiden Fällen ist durch die Quotientenbildung das Dynamische herausgefallen.

**19. Die Körpermasse in den technischen Ähnlichkeitsbetrachtungen.** Die Dichte  $\varrho$  kennzeichnet also eine aus der Erfahrung zu bestimmende reine Stoffeigenschaft eines Körpers, ohne daß es nötig wäre, auf dessen geometrische Eigenschaften Rücksicht zu nehmen. Dagegen ist die Masse eines Körpers  $m = \varrho V$  eine physikalische Größe, in der sowohl stoffliche wie geometrische Eigenschaften vertreten sind; die Masse ist eine Eigenschaft des Körpers und nicht des Stoffes. Im technischen Maßsystem ist die Masse keine Grundgröße; sie wird bei den technischen Ähnlichkeitsbetrachtungen, in denen die stofflichen Eigenschaften von wesentlicher Bedeutung sind, regelmäßig durch das Produkt  $\varrho V$  ersetzt.

Aus den vorstehenden Darlegungen ergibt sich, daß die physikalischen Größen eingeteilt werden können: in Grundgrößen, Definitionsgrößen und Erfahrungsgrößen.

## II. Die Grundlagen der Ähnlichkeitsphysik.

**20. Aufgabestellung.** Aufgabe der Ähnlichkeitsphysik ist es, diejenigen statischen, dynamischen, thermischen, thermodynamischen, elektromagnetischen oder allgemeinen physikalischen Probleme der Praxis, bei denen die Analysis wegen der entstehenden großen mathematischen Schwierigkeiten nicht zum Ziele führt, dennoch zur Lösung zu bringen, dadurch, daß der betreffende Vorgang an einem geometrisch ähnlichen, meist verkleinerten Modell unter der Wirkung gleicher Art von Naturkräften, wie sie beim Hauptvorgang auftreten, physikalisch ähnlich nachgeahmt und dann das am Modell durch Messung gefundene Zahlenergebnis mittels eines geeigneten Übertragungsgesetzes auf die Hauptausführung umgerechnet wird. Die Voraussetzungen, unter denen die Lösung des theoretischen Teils dieser Aufgabe hier in den Grundzügen durchgeführt werden soll, sind in Teil I erörtert worden: danach handelt es sich im folgenden nur um solche Vorgänge, die durch die phänomenologischen Erfahrungsgesetze der Physik beschrieben werden, nicht um die Probleme des einzelnen Moleküls, Atoms, Elektrons oder Quants. Ferner wird im folgenden ausschließlich das besprochene abgestimmte technische Maßsystem mit den fünf Grundeinheiten  $m, s, kg, gd, C$  benutzt.

Im Teil VI, der das Allgemeine Ähnlichkeitsprinzip der Physik behandelt, werden wir erkennen, daß die beiden Vergleichsvorgänge von Hauptausführung ( $H$ ) und Modell ( $M$ ) bei Einführung von geeigneten Veränderlichen, sog. dimensionsfreien Kenngrößen, durch die gleiche mathematische Funktion, also durch das gleiche Gesetz zwischen reinen Zahlen, beschrieben werden und daß die dort aufgestellte Beziehung zwischen den Kenngrößen nicht nur für  $H$  und  $M$ , sondern für eine große Mannigfaltigkeit physikalisch ähnlicher Systeme Geltung besitzt.

**21. Begriff der allgemeinen physikalischen Ähnlichkeit. Grundverhältnisse.** Ein allgemeiner physikalischer Vorgang an der Hauptausführung ( $H$ ) und ein entsprechender Vorgang am Modell ( $M$ ), welche beide unter der Wirkung gleichartiger mechanischer, thermischer und elektromagnetischer Einflüsse stehen, heißen physikalisch ähnlich, wenn — entsprechend der Anzahl 5 der Grundeinheiten  $m, s, kg, gd, C$  — folgende 5 Bedingungen für die 5 Grundgrößen der Länge, Zeit, Kraft, Temperatur und Elektrizitätsmenge zugleich erfüllt sind:

1. wenn geometrische Ähnlichkeit besteht, derart, daß für alle entsprechenden linearen Größen von  $H$  und  $M$  gilt:  $l' = l \cdot \lambda$ ;

2. wenn zeitliche Ähnlichkeit besteht, derart, daß für alle entsprechenden Zeiten von  $H$  und  $M$  gilt:  $t' = t \cdot \tau$ ;

3. wenn Kräfteähnlichkeit besteht, derart, daß für alle entsprechenden Kräfte von  $H$  und  $M$  gilt:  $k' = k \cdot \kappa$ ;

4. wenn thermische Ähnlichkeit besteht, derart, daß für alle entsprechenden Temperaturen von  $H$  und  $M$  gilt:  $T' = T \cdot \vartheta$  oder für Fälle, in denen es gleichgültig ist, von welchem Nullpunkt aus die Temperatur gezählt wird, in denen es also nur auf Temperaturunterschiede ankommt:  $\Delta T' = \Delta T \cdot \vartheta$ ;

5. wenn elektrische Ähnlichkeit besteht, derart, daß für alle entsprechenden Elektrizitätsmengen von  $H$  und  $M$  gilt:  $Q' = Q \cdot \beta$ .

$\lambda, \tau, \kappa, \vartheta, \beta$  sind die fünf Grundübertragungsverhältnisse oder kurz Grundverhältnisse, welche für die beiden physikalisch ähnlichen Vergleichsvorgänge allgemeinsten Art fünf feste Zahlenwerte sind. Die gestrichenen Formelzeichen gelten für die Größen der Hauptausführung, die ungestrichenen für die des Modells. Die vorstehenden fünf Gleichungen bilden zugleich die Übertragungsregeln für die fünf Grundgrößen, indem es bei Kenntnis der Grundverhältnisse gelingt, für irgendeine Grundgröße des  $M$  sogleich die entsprechende der  $H$  zu errechnen.

**22. Sonderfälle physikalischer Ähnlichkeit.** Sofern nicht alle fünf Grundverhältnisse in Betracht kommen, liegen Sonderfälle vor: Wir sprechen von kinematischer Ähnlichkeit, wenn nur  $\lambda$  und  $\tau$ , von statischer Ähnlichkeit, wenn nur  $\lambda$  und  $\kappa$ ; von dynamischer Ähnlichkeit, wenn nur  $\lambda, \tau$  und  $\kappa$ ; von thermischer Ähnlichkeit, wenn nur  $\lambda, \tau$  und  $\vartheta$ ; von thermodynamischer Ähnlichkeit, wenn nur  $\lambda, \tau, \kappa$  und  $\vartheta$  und von thermoelektrischer Ähnlichkeit, wenn nur  $\lambda, \tau, \vartheta$  und  $\beta$  zu berücksichtigen sind.

**23. Die Übertragungsregel für Definitionsgrößen.** Die Definitionsgrößen werden nach Teil I in Einheiten gemessen, welche Potenzprodukte der Grundeinheiten sind, z. B. die Geschwindigkeit  $v$  in  $m/s$  oder  $ms^{-1}$ . Da entsprechende Längen von  $M$  und  $H$  im Verhältnis von  $1 : \lambda$  stehen, so entspricht der Grundeinheit  $1m$  beim Modell die Länge  $\lambda m$  bei der Hauptausführung. Ebenso entspricht der Grundeinheit  $1s$  beim  $M$  die Zeit  $\tau s$  bei der  $H$ . Eine Geschwindigkeit von beispielsweise  $v = 2,5 m/s$  am  $M$  entspricht demnach bei dem physikalisch ähnlichen Vorgang der  $H$  eine Geschwindigkeit von  $v = 2,5 \lambda/\tau \cdot m/s$ . Es gilt daher allgemein für entsprechende Geschwindigkeiten  $v'$  und  $v$  von  $H$  und  $M$

$$v' = v \cdot \frac{\lambda}{\tau}.$$

Das Übertragungsverhältnis für entsprechende Geschwindigkeiten von  $H$  und  $M$  ist daher  $v'/v = \lambda/\tau$ . In ähnlicher Beweisführung ergibt sich als Übertragungsverhältnis für entsprechende Beschleunigungen:  $b'/b = \lambda/\tau^2$ .

Ganz allgemein gilt daher die Übertragungsregel: Bei physikalischer Ähnlichkeit ist das Übertragungsverhältnis für zwei entsprechende Definitionsgrößen von  $H$  und  $M$  in der gleichen Weise aus den Grundverhältnissen  $\lambda, \tau, \kappa, \vartheta, \beta$  zu bilden wie die Maßeinheit der betreffenden Größen aus den Grundeinheiten  $m, s, kg, gd, C$ . Nach zahlenmäßiger Festlegung von  $\lambda, \tau, \kappa, \vartheta, \beta$  kann somit aus dem Meßergebnis für eine beliebige Definitionsgröße am Modell die entsprechende Größe der physikalisch ähnlich arbeitenden Hauptausführung nach Zahl und Maß angegeben werden. — Hiernach ist z. B. das Übertragungsverhältnis für zwei entsprechende Leistungen von  $H$  und  $M$ :  $N'/N = \lambda\tau^{-1}\kappa$ , da Leistungen in unserem Maßsystem in  $ms^{-1}kg$  gemessen werden, das Übertragungsverhältnis für zwei entsprechende Entropien von  $H$  und  $M$ :  $S'/S = \lambda\kappa\vartheta^{-1}$ , da die Maßeinheit der Entropien in unserem System  $mkg gd^{-1}$  ist, das Übertragungsverhältnis für zwei entsprechende Stromstärken von  $H$  und  $M$   $i'/i = \tau^{-1}\beta$ , da für Stromstärken hier  $s^{-1}C$  als Maßeinheit in Betracht kommt, und unter Voraussetzung der Ergebnisse von Nr. 25 das Übertragungsverhältnis

für zwei entsprechende Dielektrizitätskonstanten von  $H$  und  $M$ :  $\varepsilon'/\varepsilon = \lambda^{-2}\kappa^{-1}\beta^2$ , da in unserem Maßsystem  $m^{-2}kg^{-1}C^2$  die Einheit dieser Größen ist<sup>1</sup>.

Bezüglich der Einheiten der magnetischen Größen soll in unserem System folgendes gelten: Durch Festsetzung wählen wir das Produkt aus Dielektrizitätskonstante des leeren Raums  $\varepsilon_0$  und Permeabilität des leeren Raumes  $\mu_0$  dimensionslos gleich 1, wie es auch im Gaußschen Maßsystem, in welchem sogar  $\varepsilon_0$  und  $\mu_0$  je dimensionslos gleich 1 gesetzt sind, der Fall ist. Dann erhält  $\mu_0$  die reziproke Maßeinheit wie  $\varepsilon_0$ , also  $m^2kgC^{-2}$ , und die magnetische Masse  $m$  auf Grund der Gleichungen

$$P = \frac{1}{\varepsilon_0} \frac{Q^2}{l^2}, \quad P = \mu_0 \frac{m^2}{l^2}$$

die gleiche Maßeinheit wie die elektrische Masse  $Q$ ;  $m$  wird bei uns also in Coulomb gemessen. Die Übertragungsverhältnisse für zwei entsprechende Permeabilitäten werden also:  $\mu'/\mu = \lambda^2\kappa\beta^{-2}$  und für zwei entsprechende magnetische Massen  $m'/m = \beta$ .

**24. Die erweiterte Übertragungsregel.** Legt man mehrere Längen von  $H$  und  $M$  bei dem Vergleich zugrunde, die durch die Zeiger 1, 2, 3 . . . unterschieden seien, so gilt offenbar für entsprechende Längen, Flächen und Rauminhalte:

$$\begin{aligned} \lambda &= \frac{l_1}{l_1} = \frac{l_2}{l_2} = \frac{l_3}{l_3} = \frac{l_1 + l_2}{l_1 + l_2} = \frac{l_2 - l_1}{l_2 - l_1} = \frac{\Delta l'}{\Delta l} = \frac{dl'}{dl}, \\ \lambda^2 &= \frac{f}{f} = \frac{l_1^2}{l_1^2} = \frac{l_2^2}{l_2^2} = \frac{l_1 l_2}{l_1 l_2} = \frac{l_1(l_1 + l_2)}{l_1(l_1 + l_2)} = \frac{l_1(l_2 - l_1)}{l_1(l_2 - l_1)}, \\ \lambda^3 &= \frac{V'}{V} = \frac{V^3}{V^3} = \frac{l_1 l_2 l_3}{l_1 l_2 l_3}. \end{aligned}$$

In gleicher Weise läßt sich für entsprechende Zeiten schreiben:

$$\tau = \frac{t'}{t} = \frac{t'_1}{t_1} = \frac{t'_2}{t_2} = \frac{t'_2 - t'_1}{t_2 - t_1} = \frac{\Delta t'}{\Delta t} = \frac{dt'}{dt}$$

und weiter für entsprechende Beschleunigungen

$$\frac{b'}{b} = \frac{\lambda}{\tau^2} = \frac{\lambda^2}{\tau^2 \lambda} = \frac{v'^2 l}{v^2 l'} = \frac{v'^2}{v^2} \cdot \frac{v^2}{l'}$$

so daß unter Verallgemeinerung dieser Ergebnisse folgende erweiterte Übertragungsregel gilt: Bei physikalisch ähnlichen Vorgängen von  $H$  und  $M$  läßt sich das Übertragungsverhältnis für zwei entsprechende Größen beliebiger Art ersetzen durch das Verhältnis beliebiger anderer entsprechender Größen, sofern die neuen Größen auf die gleichen Maßeinheiten führen wie die ersten.

**25. Die Übertragungsregel der Erfahrungsbeiwerte und die Abhängigkeit der Grundverhältnisse voneinander.** Die Dichte als Erfahrungsbeiwert des beschleunigten Modells, gemessen in  $m^{-4}s^2kg$ , ist durch Newtons grundlegendes Erfahrungsgesetz der klassischen Mechanik gemäß den Darlegungen des Teils I bestimmt durch

$$\varrho = \frac{k}{bV},$$

<sup>1</sup> Vgl. W. Jaeger, Die elektrischen Maßsysteme und Normalien. Handbuch der Physik Bd. 16, S. 4, Formel 13. Berlin: Julius Springer 1927.



wo  $k$  die Kraft ist, welche die Beschleunigung  $b$  an dem homogenen Körper vom Rauminhalt  $V$  hervorruft. Für die Hauptausführung gilt entsprechend

$$\varrho' = \frac{k'}{b'V'}$$

und daher

$$\frac{\varrho'}{\varrho} = \frac{k'}{b'V'} : \frac{k}{bV} = \frac{\varkappa}{\lambda/\tau^2} \frac{1}{\lambda^3} = \lambda^{-4}\tau^2\varkappa.$$

Dies Ergebnis entspricht vollständig der Übertragungsregel für die Definitionsgrößen. Aber aus der letzten Gleichung entspringt die für die gesamte Modellwissenschaft grundsätzliche Erkenntnis, daß die drei Grundverhältnisse  $\lambda$ ,  $\tau$ ,  $\varkappa$  nicht unabhängig voneinander, also nicht ohne weiteres frei wählbar sind, sondern daß zwischen ihnen auf Grund des Dichteverhältnisses  $\varrho'/\varrho$  der beiden zu beschleunigenden Stoffe die Bedingungsgleichung  $\varrho'/\varrho = \lambda^{-4}\tau^2\varkappa$  besteht.

Kommt für den betreffenden Vorgang noch ein anderer Erfahrungsbeiwert, oder wie wir oft kürzer sagen werden, Stoffwert in Betracht, z. B. die Wichte des Stoffs  $\gamma_n^1$ , so tritt auf Grund des Übertragungsverhältnisses entsprechender Wichten  $\gamma'_n/\gamma_n$  als weitere Abhängigkeit hinzu:

$$\frac{\gamma'_n}{\gamma_n} = \lambda^{-3}\varkappa.$$

Jeder neue Erfahrungs- oder Stoffwert, der einen physikalischen Vorgang beeinflusst, liefert eine neue Bedingungsgleichung, die beim Anstreben physikalischer Ähnlichkeit zwischen  $H$  und  $M$  zu erfüllen ist. Im allgemeinen Falle stehen die fünf Grundverhältnisse  $\lambda$ ,  $\tau$ ,  $\varkappa$ ,  $\vartheta$ ,  $\beta$  der Ähnlichkeitsphysik in einer Abhängigkeit untereinander, wie sie durch die jeweils in dem Problem auftretenden Stoffwerte gefordert wird.

Für die praktische Anwendung wählt man andere, übersichtlichere Formen für die Bedingungsgleichung, welche dann Ähnlichkeits- oder Modellgesetze heißen und in den Teilen III und IV eine besondere Behandlung finden sollen. In den folgenden Zeilen sei nur das aus den beiden Erfahrungsbeiwerten der Dichte von  $H$  und  $M$  abzuleitende Newtonsche Ähnlichkeitsgesetz entwickelt.

**26. Newtons allgemeines Ähnlichkeitsgesetz der Dynamik und die Newtonsche Kenngröße.** Bei allen dynamischen Vorgängen wird Masse beschleunigt entsprechend Newtons Grundgesetz der klassischen Dynamik  $k = mb$ . Der Vergleich entsprechender Trägheitskräfte des Hauptvorganges und des Modellvorganges liefert unter Heranziehung der Übertragungsregeln jene eben genannte Bedingungsgleichung zwischen dem Dichteverhältnis  $\varrho'/\varrho$  und den drei Grundverhältnissen  $\lambda$ ,  $\tau$ ,  $\varkappa$  der Dynamik; denn es ist:

$$\varkappa = \frac{k'}{k} = \frac{m'b'}{mb} = \frac{\varrho'V'b'}{\varrho Vb} = \frac{\varrho'}{\varrho} \lambda^3 \frac{\lambda}{\tau^2},$$

wofür sich auch schreiben läßt:

$$\varkappa = \frac{k'}{k} = \frac{\varrho'}{\varrho} \lambda^2 \frac{\lambda^2}{\tau^2} = \frac{\varrho' l'^2 v'^2}{\varrho l^2 v^2} = \frac{\varrho' f' v'^2}{\varrho f v^2} = \frac{\varrho' l'^4 t'^{-2}}{\varrho l^4 t^{-2}}.$$

<sup>1</sup> Vgl. die Ausführungen über  $\gamma_n$  in Nr. 18.

Da  $\kappa$  für die beiden Vergleichsvorgänge von  $H$  und  $M$  ein fester, für alle einander entsprechenden Kräfte des Problems gleicher Zahlenwert ist, so ergibt sich aus vorstehendem für alle beliebigen, einander entsprechenden Kräfte die folgende als Newtons allgemeines Ähnlichkeitsgesetz bezeichnete Doppelgleichung:

$$k' = \alpha \rho' l'^2 v'^2 \dots \dots k = \alpha \rho l^2 v^2.$$

Dem Newtonschen Ähnlichkeitsgesetz können offenbar auch die folgenden Formen gegeben werden:

$$\begin{aligned} k' &= \alpha_1 \rho' f' v'^2 \dots \dots k = \alpha_1 \rho f v^2, \\ k' &= \alpha_2 \rho' l'^4 t'^{-2} \dots \dots k = \alpha_2 \rho l^4 t^{-2}. \end{aligned}$$

Hierin sind  $\alpha$ ,  $\alpha_1$  und  $\alpha_2$  reine Zahlenwerte, die je aus einem Modellversuch zu bestimmen sind. Die vorletzte Doppelgleichung für  $k'$  und  $k$  enthält Newtons allgemeines Ähnlichkeitsgesetz: Unter der Voraussetzung dynamischer Ähnlichkeit sind entsprechende Trägheitskräfte und wegen des Festwerts von  $\kappa$  auch alle anderen entsprechenden Kräfte von  $H$  und  $M$  verhältnisgleich den Dichten der beschleunigten Stoffe, ferner verhältnisgleich entsprechenden Flächen sowie den Quadraten entsprechender Geschwindigkeiten. Bei dynamischer Ähnlichkeit gilt also für alle entsprechenden Kräfte von  $H$  und  $M$  im Sinne dieser Doppelgleichungen stets das rein quadratische Geschwindigkeitsgesetz.

Sofern bei einem dynamischen Vorgang außer der Dichte  $\rho$  andere Erfahrungsbeiwerte wie z. B.  $\gamma$  oder  $\eta$  nicht zu berücksichtigen sind, besteht keine weitere Bedingungsgleichung außer  $\rho'/\rho = \lambda^{-4} \tau^2 \kappa$ . Man kann dann beispielsweise bei einer Flüssigkeits- oder Luftströmung um einen festen Körper die resultierende Widerstandskraft  $k'$  für die Hauptausführung ermitteln aus  $k' = \alpha \rho' l'^2 v'^2$ , wobei die dimensionsfreie Kenngröße  $\alpha = k : \rho l^2 v^2$ , die wir auch als Newtonsche Kenngröße

$$\mathfrak{N} = \frac{k}{\rho l^2 v^2}$$

bezeichnen können, durch einen Modellversuch mit beliebig gewähltem  $l$ ,  $v$  und  $\rho$  — ohne daß ein besonderes Modellgesetz für  $v$  zu beachten wäre — zu bestimmen ist. Dies gilt aber nur in einem Bereich, in dem Schwerkkräfte oder innere Reibungskräfte, also auch die Erfahrungsbeiwerte  $\gamma$  und  $\eta$  für  $H$  und für  $M$  wirklich ohne nennenswerten Einfluß sind. Ist dies aber nicht der Fall, so sind zur Erzielung physikalischer Ähnlichkeit die in Teil III und IV entwickelten Modellgesetze, welche auf je zwei physikalischen Erfahrungsbeiwerten oder kurz Stoffwerten begründet sind, wohl zu beachten.

Da die geometrische, die zeitliche und die Kräfteähnlichkeit sich auf alle Teile des zu behandelnden Systems nebst zugehörigem dynamischen Vorgang erstreckt, so ist sie z. B. bei den eben betrachteten Strömungsproblemen nicht nur für den festen Körper  $H$ , sondern auch für alle Teilchen der strömenden Flüssigkeit oder Luft zu erfüllen. Sorgfältig ist darauf zu achten, daß geometrische Ähnlichkeit nicht nur für die Hauptgestalt der im Vergleich stehenden festen Körper bestehen muß, sondern auch für die Feingestalt der beiden Oberflächen in allen Teilen, ferner für die Aufhänge- und Halteglieder sowie für die

begrenzenden Kanal- oder Raumwände; namentlich aber für das Laminar- oder Turbulenzgefüge der Strömung selbst. Auch die Ähnlichkeit aller anderen Grenz- und Anfangsbedingungen ist streng einzuhalten.

Sinngemäß gelten diese Ähnlichkeitsbedingungen in entsprechender Erweiterung auch für die allgemeineren Probleme physikalischer Ähnlichkeit.

### III. Die verschiedenen Verfahren zur Herleitung der Modellgesetze.

**27. Erstes Verfahren: Herleitung der Modellgesetze aus dem Vergleich der Kräfte. Die Modellgesetze von Froude und Reynolds bei dynamischen Vorgängen.** Damit zwei Vorgänge, z. B. der an der Hauptausführung ( $H$ ) und der am geometrisch verkleinerten Modell ( $M$ ), dynamisch ähnlich verlaufen, ist es notwendig, daß die drei Grundübertragungsverhältnisse  $\lambda$ ,  $\tau$ ,  $\varkappa$  für alle Paare entsprechender Längen, entsprechender Zeiten und entsprechender Kräfte während des gesamten in Betracht kommenden Ablaufs der beiden Erscheinungen drei feste Zahlenwerte sind.

Wirkt an dem einzelnen beschleunigten Masseteilchen die Schwerkraft, also an der Erdoberfläche das Gewicht des Teilchens, wie z. B. bei den Schwellen an der freien Oberfläche einer Flüssigkeit, so muß der Quotient zweier entsprechender Trägheitskräfte denselben Zahlenwert  $\varkappa$  ergeben wie der Quotient zweier entsprechender Schwerkraften. Demnach besteht zwischen den gestrichenen Größen der Hauptausführung und den ungestrichenen Größen des Modells die Beziehung

$$\varkappa = \frac{m' b'}{m b} = \frac{m' g'}{m g}$$

oder unter Heranziehung der Übertragungsregel für entsprechende Beschleunigungen

$$\frac{b'}{b} = \frac{g'}{g} = \frac{\lambda}{\tau^2},$$

$$\frac{v' t^2}{l t'^2} = \frac{g'}{g}.$$

Hieraus folgt

$$\frac{v'}{t'^2 g'} = \frac{l}{t^2 g},$$

$$\frac{v'}{t'^2 \gamma' / \rho'} = \frac{l}{t^2 \gamma / \rho} = \mathfrak{F}_{lt}.$$

$\mathfrak{F}_{lt}$  ist ein dimensionsfreies Potenzprodukt; wir nennen es die Froudesche Kenngröße<sup>1</sup> bezogen auf Länge und Zeit.

Sollen also zwei Vorgänge unter der beschleunigenden Wirkung der irdischen Schwerkraften dynamisch ähnlich verlaufen, so müssen die beiden Froudeschen Kenngrößen  $\mathfrak{F}_{lt}$  von  $H$  und  $M$ , errechnet aus zwei beliebigen Paaren entsprechender Längen, Zeiten und Fallbeschleunigungen denselben Zahlenwert haben.

<sup>1</sup> William Froude hat als erster im Jahre 1869 den Schiffswiderstand nach dem Ähnlichkeitsverfahren ermittelt und ist hierdurch der Begründer der praktischen Modellwissenschaft geworden.

Erweitern wir die letzte Gleichung links mit  $l'/l'$  und rechts mit  $l/l$ , so ergibt sich -- unter Heranziehung der Übertragungsregel für entsprechende Geschwindigkeiten:  $l'/t' : l/t = \lambda : \tau = v'/v$  — ein anderes dimensionsfreies Potenzprodukt, nämlich

$$\frac{v'^2}{l' \gamma' / \varrho'} = \frac{v^2}{l \gamma / \varrho} = \mathfrak{F}_{lv} = \mathfrak{F},$$

$$\frac{v'^2}{l' g'} = \frac{v^2}{l g} = \mathfrak{F}_{lv} = \mathfrak{F}.$$

Ich habe diese Größe zu Ehren William Froudes in meiner Arbeit über die Grundlagen der Ähnlichkeitsmechanik vom Jahre 1919 — vgl. S. 5, Fußnote 1 — die Froudesche Kenngröße  $\mathfrak{F}_{lv} = \mathfrak{F}$  bezogen auf Länge und Geschwindigkeit genannt. Aus der letzten Gleichung folgt das bekannte Froudesche Modellgesetz in der Form: Sollen zwei Vorgänge z. B. der  $H$  und des  $M$  unter der beschleunigenden Wirkung der Schwere dynamisch ähnlich verlaufen, so muß die Froudesche Kenngröße  $\mathfrak{F} = v^2 : l \gamma / \varrho$  für beide Vorgänge den gleichen reinen Zahlenwert ergeben.

Diese auf einer Länge und einer Geschwindigkeit aufgebaute Bezugsform der Froudeschen Kenngröße wird im Modellversuchsbetrieb vor anderen Formen bevorzugt.

Die Froudesche Kenngröße ist auf dem Quotienten der zwei Stoffwerte  $\gamma$  und  $\varrho$  aufgebaut, ebenso das Froudesche Modellgesetz. Ein auf einem Stoffwertquotienten aufgebautes dimensionsfreies Potenzprodukt soll im folgenden Stoffwertkenngröße oder Modellgesetzkenngröße heißen. Ebenso sind Modellgesetze auf dem Quotienten zweier Stoffwerte aufgebaut.

Notwendige Bedingung für die Übertragbarkeit des Zahlenergebnisses eines unter der Schwerkraft verlaufenden Modellvorgangs ist die Erfüllung des Froudeschen Modellgesetzes, also der Gleichheit des Zahlenwertes der Froudeschen Kenngröße  $\mathfrak{F}$  für  $H$  und  $M$ . Gleichbedeutend hiermit ist bei gegebener Fallbeschleunigung  $\gamma'/\varrho' = g'$  und  $\gamma/\varrho = g$  die Erfüllung des Froudeschen Gesetzes entsprechender Geschwindigkeiten in der Form

$$v' : v = \sqrt{l' \gamma' / \varrho'} : \sqrt{l \gamma / \varrho},$$

$$v' : v = \sqrt{l' g'} : \sqrt{l g}.$$

oder bei Gleichheit von  $g'$  und  $g$

$$v' : v = \sqrt{l'} : \sqrt{l},$$

in Worten: Zwecks Erreichung dynamischer Ähnlichkeit müssen sich beim Wirken beschleunigender Schwerkraft beliebige entsprechende Geschwindigkeiten von  $H$  und  $M$  verhalten wie die Quadratwurzeln aus beliebigen entsprechenden Längen, sofern gleiche Stärke der beiden Schwerefelder vorliegt.

Würde man als Bezugsgrößen  $v$  und  $t$  benutzen, so fände man für beide Vergleichsvorgänge Gleichheit des Zahlenwerts einer neuen Froudeschen Kenngröße

$$\frac{v'}{t' \gamma' / \varrho'} = \frac{v}{t \gamma / \varrho} = \mathfrak{F}_{vt},$$

$$\frac{v'}{t' g'} = \frac{v}{t g} = \mathfrak{F}_{vt}.$$

Und ebenso wäre es angängig, unter Benutzung von  $b'/b = \lambda/\tau^2$  die Froudesche Kenngröße auf der Beschleunigung aufzubauen; man käme dann auf die Form

$$\frac{b'}{\gamma'/\varrho'} = \frac{b}{\gamma/\varrho} = \mathfrak{F}_b,$$

$$\frac{b'}{g'} = \frac{b}{g} = \mathfrak{F}_b.$$

Lediglich Zweckmäßigkeitgründe werden den Modellfachmann bei der Auswahl der Bezugsform der Froudeschen Kenngröße leiten. So wird er z. B. bei modellmäßiger Erforschung eines unter Schwerkraft verlaufenden verwickelten Schwingungsvorganges die auf  $l$  und  $t$  bezogene Form benutzen, wenn die Schwingungsdauer  $t$  gesucht wird.

Bei vielen Ähnlichkeitsbetrachtungen ist die Fallbeschleunigung unveränderlich mit  $g' = g = 9,81 \text{ ms}^{-2}$  anzusetzen. Trotzdem kürzen wir  $g'$  nicht gegen  $g$ ; denn es würde in der Froudeschen Kenngröße die Dimensionsfreiheit verloren gehen. Es ist der Wesenszug der Ähnlichkeitsmechanik und der allgemeinen Ähnlichkeitsphysik, daß sie die physikalischen Größen auf dimensionsfreie Kenngrößen zurückführt und damit alle gesetzlichen Zusammenhänge in den physikalischen Erscheinungen durch Beziehungen zwischen diesen dimensionsfreien Kenngrößen darstellt. — Im übrigen ist es auch ratsam, sich  $g'$  verschieden von  $g$  vorzustellen im Hinblick auf die Fälle, in denen  $H$  und  $M$  in verschieden starken Schwerfeldern arbeiten.

Zu jeder einzelnen physikalischen Ursache, welche auf den betrachteten Vorgang mitbestimmend einwirkt, gehört ein bestimmter physikalischer Beiwert oder Stoffwert. Der Stoffwert für die Trägheitskraft im Sinne der Ähnlichkeitsmechanik ist gemäß der Gleichung  $mb = \varrho Vb$  die Dichte  $\varrho$  des beschleunigten Stoffs; der physikalische Beiwert der Schwerkraft, der Einfachheit wegen auch als Stoffwert bezeichnet, ist gemäß  $mg = \gamma Vb$  das mit der Fallbeschleunigung  $g$  veränderliche Einheitsgewicht  $\gamma$  des beschleunigten Stoffs. Mit Rücksicht auf die weiteren Ursachen, welche auf einen dynamischen Vorgang Einfluß haben können und noch zu erörtern sind, empfiehlt es sich zwecks einheitlicher Darstellung, den Quotienten der beiden maßgebenden physikalischen Beiwerte  $\gamma$  und  $\varrho$  nicht durch die jeweilige Fallbeschleunigung  $g$  zu ersetzen, sondern die übliche Froudesche Kenngröße in der Form

$$\mathfrak{F} = \frac{v^2}{l\gamma/\varrho}$$

zu schreiben.

Tritt als eine den dynamischen Vorgang wesentlich beeinflussende Kraft die innere Reibung flüssiger Körper auf, so geht als neuer Stoffwert die Zähigkeit  $\eta'$  und  $\eta$  von  $H$  und  $M$  in die Ähnlichkeitsbetrachtung ein. Jetzt gilt der Ansatz: die Trägheitskräfte müssen in gleichem Verhältnis stehen wie die inneren Reibungskräfte, also

$$z = \frac{\varrho' V' b'}{\varrho V b} = \frac{\eta' \frac{\partial v'}{\partial n'}}{\eta \frac{\partial v}{\partial n}},$$

wo unter  $f'$  und  $f$  zwei beliebige entsprechende Flächen von  $H$  und  $M$  und unter  $\partial v'/\partial n'$  und  $\partial v/\partial n$  für zwei entsprechende Stellen von  $H$  und  $M$  die Geschwindigkeitsgefälle winkelrecht zur Strömung zu verstehen sind. Unter Heranziehung der Übertragungsregeln für  $V$ ,  $b$ ,  $v$ ,  $n$  entsteht dann

$$\kappa = \frac{\varrho' \lambda^4}{\varrho \tau^2} = \frac{\eta' \lambda^2}{\eta \tau} = \frac{\eta' l' v'}{\eta l v}$$

und daraus

$$\frac{\lambda^2}{\tau} = \frac{\eta'/\varrho'}{\eta/\varrho} \quad \text{oder} \quad \frac{l'^2 t}{l^2 t'} = \frac{\eta'/\varrho'}{\eta/\varrho}.$$

Hieraus folgt

$$\frac{l'^2}{t' \eta'/\varrho'} = \frac{l^2}{t \eta/\varrho} = \Re_{lt},$$

$$\frac{l'^2}{t' v'} = \frac{l^2}{t v} = \Re_{lt},$$

wenn in üblicher Weise  $\eta/\varrho$  durch die kinematische Zähigkeit  $\nu$  ersetzt wird.  $\Re_{lt}$  ist ein dimensionsfreies Potenzprodukt und heiße die Reynoldssche Kenngröße<sup>1</sup> bezogen auf Länge und Zeit; sie muß bei dynamischer Ähnlichkeit der beiden Strömungsvorgänge den gleichen Zahlenwert für  $H$  und  $M$  haben.

In Weiterführung der bei Aufstellung des Froudeschen Modellgesetzes angestellten Betrachtungen entstehen hier beim Wirken innerer Reibungskräfte, wo der Quotient der Stoffwerte Zähigkeit  $\eta$  und Dichte  $\varrho$  der Flüssigkeit in dem Ansatz auftritt, der Reihe nach folgende verschiedenen Bezugsformen der Reynoldsschen Kenngröße

$$\frac{l' v'}{\eta'/\varrho'} = \frac{l v}{\eta/\varrho} = \Re_{lv} = \Re,$$

$$\frac{l'^2 t'^{-1}}{\eta'/\varrho'} = \frac{l^2 t^{-1}}{\eta/\varrho} = \Re_{lt},$$

$$\frac{v'^2 t'}{\eta'/\varrho'} = \frac{v^2 t}{\eta/\varrho} = \Re_{vt},$$

$$\frac{l'^{\frac{3}{2}} b'^{\frac{1}{2}}}{\eta'/\varrho'} = \frac{l^{\frac{3}{2}} b^{\frac{1}{2}}}{\eta/\varrho} = \Re_{lb}.$$

Bevorzugt wird wieder, wenn nicht besondere Gründe dagegen sprechen, die auf  $l$  und  $v$  bezogene Reynoldssche Kenngröße

$$\Re = \frac{l v}{\eta/\varrho}.$$

Das Reynoldssche Modellgesetz lautet daher: Sollen zwei Vorgänge der  $H$  und des  $M$  unter der Wirkung der inneren Flüssigkeitsreibung dynamisch ähnlich verlaufen, so muß die Reynoldssche Kenngröße  $\Re = l v : \eta/\varrho$  für beide Vorgänge den gleichen reinen Zahlenwert ergeben, oder, da hiermit gleichbedeutend ist

$$v' : v = \frac{\eta'/\varrho'}{l'} : \frac{\eta/\varrho}{l},$$

<sup>1</sup> O. Reynolds hat als erster im Jahre 1883 das Ähnlichkeitsverfahren auf die Strömung zäher Flüssigkeiten angewandt.

gilt: Entsprechende Geschwindigkeiten von  $H$  und  $M$  müssen sich zur Erzielung dynamischer Ähnlichkeit verhalten wie die entsprechenden Quotienten aus kinematischer Zähigkeit  $\eta/\rho$  geteilt durch eine beliebig gewählte Länge  $l$ , also bei gleichen Stoffen umgekehrt wie entsprechende Längen.

**28. Zweites Verfahren: Herleitung der Modellgesetze aus dem Vergleich der Energien. Die Modellgesetze von Froude, Reynolds, Pécelet, Fourier, Clausius, Dulong und Stanton sowie die Kenngrößen von Biot und Oberbeck bei Wärm Vorgängen in festen, flüssigen und gasförmigen Körpern.** Aus der Forderung der Identität aller vollständigen Ansatzgleichungen für zwei dynamisch oder allgemein physikalisch ähnliche Vorgänge — gleichgültig ob die Differentialgleichungen unter Einbeziehung der Grenz- und Anfangsbedingungen oder die Integrale für den Ansatz gewählt werden — folgt, daß auch die Energiegleichungen für die beiden Vergleichsvorgänge identisch sein müssen und daß das Verhältnis aller entsprechender Energieglieder  $E'$  und  $E$  von  $H$  und  $M$  auf denselben Zahlenwert, nämlich auf das Übertragungsverhältnis  $E'/E = \lambda \kappa$  führen muß, wobei alle Energien gemäß Voraussetzung in der mechanischen Einheit  $mkg$  gemessen werden.

a) Beim Wirken der Schwerkräfte ergibt sich aus dem Vergleich der entsprechenden Glieder für Bewegungsenergie und für Lageenergie

$$\lambda \kappa = \frac{\frac{1}{2} m' v'^2}{\frac{1}{2} m v^2} = \frac{m' g' l'}{m g l},$$

woraus das Froudesche Modellgesetz

$$\frac{v'^2}{l' \gamma' / \rho'} = \frac{v^2}{l \gamma / \rho} = \mathfrak{F},$$

$$\frac{v'^2}{l' g'} = \frac{v^2}{l g} = \mathfrak{F}$$

entspringt.

b) Sind bei tropfbaren und gasförmigen Flüssigkeiten innere Reibungskräfte wirksam, so folgt aus dem Vergleich der Bewegungsenergien und der Reibungsenergien

$$\lambda \kappa = \frac{\frac{1}{2} m' v'^2}{\frac{1}{2} m v^2} = \frac{\eta' \frac{\partial v'}{\partial n'} f' l'}{\eta \frac{\partial v}{\partial n} f l}$$

das Reynoldssche Modellgesetz

$$\frac{l' v'}{\eta' / \rho'} = \frac{l v}{\eta / \rho} = \mathfrak{R},$$

$$\frac{l' v'}{\nu'} = \frac{l v}{\nu} = \mathfrak{R}.$$

v. Kármán<sup>1</sup> hat der Reynoldsschen Kenngröße durch Einführung der Vorstellungen der kinetischen Gastheorie eine sehr anschauliche und bedeutungsvolle Form gegeben. Nach dieser Theorie ist

$$\eta = \beta \cdot \rho s c,$$

<sup>1</sup> Th. v. Kármán, Gastheoretische Deutung der Reynoldsschen Kennzahl; Abh. a. d. Aerodyn. Inst. a. d. T. H. Aachen. Berlin: Julius Springer 1925.

wo  $s$  die mittlere Molekularweglänge,  $c$  die mittlere Molekulargeschwindigkeit und  $\beta$  ein lediglich durch die Art der Mittelbildung bedingter fester Zahlenwert ist. Mit  $\eta/\varrho = \beta \cdot s c$  geht  $\Re$  über in  $\Re = l v : \beta \cdot s c$ , so daß eine neue Reynoldssche Kenngröße

$$\beta \Re = \mathcal{R} = \frac{l}{s} \cdot \frac{v}{c}$$

entsteht, die sich darstellt als das Produkt der Verhältniszahl zwischen Körperabmessung  $l$  und mittlerer Molekularweglänge  $s$  mit der Verhältniszahl zwischen Strömungsgeschwindigkeit  $v$  und mittlerer Molekulargeschwindigkeit  $c$ .

c) Sind an der Bewegung tropfbarer Flüssigkeiten auch Wärmevorgänge in wesentlichem Maße beteiligt, so trägt zunächst das einzelne Masseilchen seine Wärme mit sich fort: man spricht von Konvektion oder Fortführung der Wärme. Hierüber lagert sich dann ein zweiter Wärmevorgang, die Wärmeleitung, indem Wärme von Teilchen zu Teilchen wandert. Bei den wirklichen zähen Flüssigkeiten treten weiter Reibungserscheinungen auf, die ebenfalls von Wärmevorgängen begleitet sind. Unter der Voraussetzung, daß Strahlungswärme nicht in Betracht kommt, sind für ein Teilchen im Innern einer strömenden tropfbaren Flüssigkeit, in der sich Wärmevorgänge abspielen, folgende verschiedenen Wärmeenergiearten beim Ansetzen der Energiegleichung zu unterscheiden:

Erstens: Die durch Leitung dem Teilchen an dessen Oberfläche im Zeitelement  $dt$  zu- und von ihm abfließende Leitungswärme

$$dQ_\lambda = \lambda_w V^2 T dV dt,$$

wo  $T$  die absolute Temperatur und  $V^2 T$  der Differentialparameter 2. Ordnung

$$V^2 T = \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2}$$

ist und wo  $Q_\lambda$  sowie die Wärmeleitfähigkeit  $\lambda_w$  der Flüssigkeit in Wärmemaß gemessen sind; oder

$$dE_\lambda = \lambda_w V^2 T dV dt,$$

wo  $E_\lambda$  und  $\lambda_w$  entsprechend dem von uns angenommenen abgestimmten technischen Maßsystem in mechanischem Maß zu verstehen sind.

Zweitens: Die in dem Flüssigkeitsteilchen vom Gewicht  $dG$  und der spezifischen Wärme  $c$  während des Zeitelements  $dt$  infolge der Temperaturerhöhung  $dT$  neu aufgespeicherte Wärmeenergie

$$dE_c = c \gamma_n dV dT,$$

wo  $E_c$  und  $c$  wieder in mechanischem Maß zu verstehen sind und  $\gamma_n$  gemäß Nr. 18 die auf die Normalstelle bezogene Wichte der Flüssigkeit ist.

Drittens: Die durch Flüssigkeitsreibung entstehende Wärmeenergie  $dE_\eta$  in mechanischem Maß; dieser Wärmebetrag ist bei tropfbaren Flüssigkeiten in der Regel vernachlässigbar klein und soll daher hier als Wärmeglied außer acht bleiben. Weiter ist es offenbar gleichgültig, ob diese Energien als räumliche und zeitliche Differentialbeträge oder als endliche Größen in Vergleich gestellt werden; es soll daher der Einfachheit wegen mit den endlichen Energiegrößen  $E$  gerechnet werden.



Von dem ersten Wärmebetrag  $E_\lambda$  wird in den Fällen, in denen der Flüssigkeitsstrom an die umgebende Wand Wärme abgibt oder von ihr aufnimmt, dieser Wärmeübergangsanteil  $E_\alpha$  zweckmäßig abgetrennt, so daß für einen abgegrenzten endlichen Flüssigkeitsteil der folgende einfache Ansatz zur Aufsuchung der hier geltenden Ähnlichkeitsgesetze führt:

$$E_\alpha = E_\lambda - E_c,$$

in Worten: Die an die Wand abgegebene Übergangswärme  $E_\alpha$  ist gleich dem Unterschied der durch Leitung an der Flüssigkeitseintritts- und -austrittsstelle zu- und abströmenden Leitungswärme  $E_\lambda$  und der in dem Flüssigkeitsteil neu aufgespeicherten Wärme  $E_c$ . Fließt z. B. eine heiße Flüssigkeit in einem kühleren Metallrohr, so wäre  $E_\alpha$  die auf Grund der Leitfähigkeit der Flüssigkeit quer zu dieser sich bewegende, die benetzte Wandfläche durchsetzende Wärme, welche aus den stofflichen Eigenschaften der Flüssigkeit — nicht der metallischen Wand — und aus der Strömungsform der Flüssigkeit sowie aus den thermischen Grenzbedingungen für die Flüssigkeit und für die Metalloberfläche bestimmt werden kann.  $E_\alpha$  sei in unserem Beispiel die unbekannt gesuchte Größe. Der Vergleich entsprechender Wärmeenergiebeträge führt auf

$$\kappa \lambda = \frac{E'_\alpha}{E_\alpha} = \frac{E'_\lambda}{E_\lambda} = \frac{E'_c}{E_c},$$

$$\frac{E'_\alpha}{E_\alpha} = \frac{\lambda'_w V^2 T' V' t'}{\lambda_w V^2 T V t} = \frac{c' \gamma'_n V' \Delta T'}{c \gamma_n V \Delta T}.$$

Aus dieser dreiteiligen Gleichung ergibt sich mit  $T'/T = \Delta T'/\Delta T = \vartheta$ , wenn unter Heranziehung der Übertragungsregel die Beziehung

$$\frac{V^2 T'}{V^2 T} = \frac{\vartheta}{\lambda^2}$$

benutzt wird, zunächst aus den zwei letzten Gliedern die Gleichung

$$\frac{\lambda'_w}{c' \gamma'_n} = \frac{\lambda_w}{c \gamma_n} \frac{\lambda^2}{\tau} = \frac{\lambda_w}{c \gamma_n} \frac{v' v}{l v}.$$

Daraus folgt

$$\frac{v' v}{\lambda'_w / c' \gamma'_n} = \frac{l v}{\lambda_w / c \gamma_n} = \mathfrak{P}_{lv} = \mathfrak{P},$$

$$\frac{v'^2 t'^{-1}}{\lambda'_w / c' \gamma'_n} = \frac{l^2 t^{-1}}{\lambda_w / c \gamma_n} = \mathfrak{P}_{lt}.$$

$\mathfrak{P}$  ist ein dimensionsfreies Potenzprodukt und heißt die Péclet'sche Kenngröße<sup>1</sup>; sie ergibt bei vollkommener Ähnlichkeit der dynamischen und der thermischen Vergleichsvorgänge für  $H$  und  $M$  denselben reinen Zahlenwert. Entsprechendes gilt für die auf Länge und Zeit bezogene Kenngröße  $\mathfrak{P}_{lt}$ . Führt man den Quotienten  $a = \lambda_w / c \gamma_n$  als Temperaturleitfähigkeit der Flüssigkeit oder, da  $a$  in  $m^2 s^{-1}$  gemessen wird, als kinematische Wärmeleitfähigkeit ein, so nimmt die Péclet'sche Kenngröße die Form

$$\frac{v' v}{a'} = \frac{l v}{a} = \mathfrak{P}$$

<sup>1</sup> Péclet hat als erster die Wärmeleitfähigkeit der Gase durch Versuche bestimmt. *Traité de la Chaleur*, 3. Aufl. Bd. 3, S. 418. 1861.

an. Das Péclet'sche Modellgesetz lautet daher in Worten: Sollen zwei Strömungsvorgänge in tropfbaren Flüssigkeiten thermisch ähnlich verlaufen, so müssen die Péclet'schen Kenngrößen, errechnet je aus beliebigen entsprechenden Längen und Geschwindigkeiten sowie aus den Temperaturleitfähigkeiten, für beide Vorgänge denselben reinen Zahlenwert haben.

Weiter folgt aus den beiden ersten Gliedern der obigen dreiteiligen Gleichung

$$\begin{aligned}\frac{E'_\alpha}{E_\alpha} &= \frac{\lambda'_w V^2 T' V' t'}{\lambda_w V^2 T V t}, \\ \frac{E'_\alpha}{E_\alpha} &= \frac{\lambda'_w \vartheta \lambda^3 \tau}{\lambda_w \lambda^2} = \frac{\lambda'_w l' t' \Delta T'}{\lambda_w l t \Delta T}, \\ \frac{E'_\alpha}{\lambda'_w l' t' \Delta T'} &= \frac{E_\alpha}{\lambda_w l t \Delta T} = \mathfrak{B}.\end{aligned}$$

$\mathfrak{B}$  ist wieder ein dimensionsfreies Potenzprodukt und heißt die Biotsche Kenngröße<sup>1</sup>; in ihr bedeuten für  $H$  und  $M$   $\Delta T'$  und  $\Delta T$  zwei entsprechende Temperaturunterschiede zwischen Flüssigkeit und Wand.

Die Forderung physikalischer Ähnlichkeit der beiden genannten Vergleichsvorgänge hat uns auf die Gleichheit der Biotschen Kenngröße  $\mathfrak{B}$  für  $H$  und  $M$  geführt. Diese Gleichheit begründet aber kein besonderes Modellgesetz. Äußerlich ist dies schon daran erkennbar, daß in der Biotschen Kenngröße nur ein einziger physikalischer Beiwert  $\lambda_w$  vorkommt, während eine ein Modellgesetz begründende Kenngröße, z. B. die Péclet'sche Kenngröße  $\mathfrak{P}$ , den Quotienten zweier Stoffwerte, von  $\lambda_w$  und  $c \gamma_n$ , enthält; dabei wird das Péclet'sche Modellgesetz z. B. dadurch erfüllt, daß bei Auswahl der die Wärme leitenden Flüssigkeit der  $H$  der eine Stoffwert  $\lambda_w$  dem anderen  $c' \gamma'_n$  so angepaßt wird, daß der Quotient  $\alpha' = \lambda_w / c' \gamma'_n$  den durch den Modellversuch gegebenen Zahlenwert  $\mathfrak{P}$  auf Grund der Gleichung  $l' v' / \alpha' = \mathfrak{P}$  liefert.

Die Kenngröße  $\mathfrak{B}$ , von uns auch mit  $\beta$  bezeichnet, aufgebaut als Potenzprodukt auf nur einem Stoffwert  $\lambda_w$ , ist in diesem Sinne vergleichbar der bei den gewöhnlichen Strömungsproblemen des Schiffbaus und der Luftfahrt viel benutzten, in Nr. 26 behandelten Newton'schen Kenngröße  $\mathfrak{N} = \alpha = P : l^2 v^2 \varrho$ , welche ebenfalls nur auf einen Stoffwert, der Dichte  $\varrho$ , aufgebaut ist und daher kein Modellgesetz begründet.

Zur Klarlegung der Sonderstellung der Biotschen Kenngröße  $\mathfrak{B}$  nehmen wir aus dem Teil VI, der das Allgemeine Ähnlichkeitsprinzip darlegt, einiges voraus. Der leitende Gedanke dieses Prinzips ist: Das für einen beliebigen physikalischen Vorgang gefundene Zahlengesetz soll für eine große Mannigfaltigkeit physikalisch ähnlicher Vorgänge unmittelbar nutzbar gemacht werden. Zu diesem Zweck wird die der Lösung dienende ursprüngliche Beziehung zwischen den dimensionsbehafteten Maßgrößen des Problems so umgeformt, daß eine Beziehung zwischen Kenngrößen, d. h. zwischen dimensionsfreien Potenzprodukten der Maßgrößen, entsteht. Schreibt man unter Hinweis auf Teil VI für ein beliebiges physikalisches Problem die jeweilige Beziehung unter den Kenngrößen

$$\Psi(\mathfrak{R}_1, \mathfrak{R}_2, \mathfrak{R}_3, \dots, \mathfrak{R}_r) = 0,$$

<sup>1</sup> Biot hat sich mit Wärmeübergang und Wärmeleitung befaßt. *Traité de phys.* Bd. 4, S. 669. Paris 1816.

so ist eine der  $r$  Kenngrößen, z. B.  $\mathfrak{R}_1 = \mathfrak{B} = \beta$  oder  $\mathfrak{R}_1 = \mathfrak{N} = \alpha$ , als die abhängige Veränderliche anzusehen, die übrigen sind die unabhängigen Veränderlichen, so daß statt  $\Psi = 0$  bei unserem Wärmeproblem zweckmäßig geschrieben wird

$$\mathfrak{R}_1 = \mathfrak{B} = \beta = \Phi(\mathfrak{R}_2, \mathfrak{R}_3, \dots, \mathfrak{R}_r)$$

oder bei den hydro- und aerodynamischen Vorgängen

$$\mathfrak{R}_1 = \mathfrak{N} = \alpha = \Phi(\mathfrak{R}_2, \mathfrak{R}_3, \dots, \mathfrak{R}_r).$$

Sind die  $r - 1$  unabhängigen Kenngrößen zahlenmäßig gegeben, so ist — infolge des natürlichen Ablaufs des Vorgangs oder nach modellmäßiger Ermittlung des Zahlengesetzes — die abhängige Kenngröße  $\mathfrak{R}_1$ , also  $\mathfrak{B}$  oder  $\mathfrak{N}$ , bestimmt. Die zur Erfüllung physikalischer Ähnlichkeit einzuhaltenden Gesetze sind befolgt, wenn die  $r - 1$  unabhängigen veränderlichen Kenngrößen für  $H$  und  $M$  gleiche Zahlenwerte haben.

Für das vorliegende dynamische Strömungsproblem mit Wärmeübertragung an die umgebenden Wände würde nach den Darlegungen im Teil VI über das Allgemeine Ähnlichkeitsprinzip die Kenngrößenbeziehung lauten:  $\Psi(\mathfrak{B}, \mathfrak{F}, \mathfrak{R}, \mathfrak{P}, \mathfrak{R}_\delta) = 0$ , oder, da die Übergangswärme  $E_\alpha$  hier gesucht wurde,  $\mathfrak{B} = \Phi(\mathfrak{F}, \mathfrak{R}, \mathfrak{P}, \mathfrak{R}_\delta)$ , wo  $\mathfrak{B}$  die Biotsche,  $\mathfrak{F}$  die Froudesche,  $\mathfrak{R}$  die Reynoldssche,  $\mathfrak{P}$  die Pécletsche Modellkenngröße und  $\mathfrak{R}_\delta$  eine die relative Rauheit der Oberfläche kennzeichnende, später zu erörternde Parameterkenngröße ist. Die Biotsche Kenngröße  $\mathfrak{B}$  als abhängige Veränderliche ist hiernach bei unserem Wärmeaustauschproblem — nach Bestimmung des Zahlengesetzes  $\Psi = 0$  durch die Modellversuche — festgelegt, wenn für die unabhängigen Veränderlichen  $\mathfrak{F}, \mathfrak{R}, \mathfrak{P}, \mathfrak{R}_\delta$  bestimmte Zahlenwerte gegeben sind. Die abhängige Kenngröße kann auch als Suchkenngröße, die unabhängigen Kenngrößen als Bestimmungskenngrößen bezeichnet werden.

Der Modellfachmann benutzt heute noch gern den schon von Newton eingeführten Wärmeübergangswert  $\alpha$ , dessen Bedeutung aus der Gleichung für die Übergangswärme

$$E_\alpha = \lambda_w l t \Delta T \cdot \mathfrak{B} = \alpha \Delta T l^2 t$$

hervorgeht, so daß der Zusammenhang der Biotschen Kenngröße  $\mathfrak{B}$  mit dem in der Praxis benutzten Wärmeübergangswert  $\alpha$  durch die Gleichung

$$\mathfrak{B} = \frac{E_\alpha}{\lambda_w l t \Delta T} = \frac{\alpha l}{\lambda_w} = \Phi(\mathfrak{F}, \mathfrak{R}, \mathfrak{P}, \mathfrak{R}_\delta)$$

gegeben ist. Der an sich unnötige und oft irreführende Wärmeübergangswert  $\alpha$  ist hiernach bestimmt durch

$$\alpha = \frac{\lambda_w}{l} \mathfrak{B} = \frac{E_\alpha}{l^2 t \Delta T}.$$

Wir erkennen:  $\alpha$  ist weder ein reiner Stoffwert noch ein dimensionsfreies Potenzprodukt, sondern, da die Leitfähigkeit  $\lambda_w$  in unserem abgestimmten technischen Maßsystem in  $kg s^{-1} g d^{-1}$  gemessen wird, eine zusammengesetzte physikalische Größe von der Maßeinheit  $kg m^{-1} s^{-1} g d^{-1}$ . Die dimensionsfreie Kenngröße für die Übergangswärme  $E_\alpha$  im Sinne der Ähnlichkeitsphysik ist vielmehr

$$\mathfrak{B} = \frac{E_\alpha}{\lambda_w l t \Delta T},$$

und der Wärmeübergangswert  $\alpha$  ist bei Ähnlichkeitsbetrachtungen möglichst zu vermeiden.

Sucht man bei diesem Wärmeaustauschproblem andere abhängige Veränderliche  $\mathfrak{R}$ , so gilt in entsprechender Weise wie für  $\mathfrak{B}$  die Beziehung

$$\mathfrak{R} = \Phi(\mathfrak{F}, \mathfrak{R}, \mathfrak{P}, \mathfrak{R}_s).$$

Der Reihe nach können wir daher schreiben: für die Übergangswärme  $E_\alpha$ , für den Temperaturunterschied  $\Delta T_a$  zwischen strömender Flüssigkeit und Wand an der Austrittsstelle im Vergleich zu dem Temperaturunterschied  $\Delta T_e$  zwischen Flüssigkeit und Wand an der Eintrittsstelle der Flüssigkeit, ferner für den Druckverlust  $\Delta p$  oder für eine beliebige Kraft  $P$ , z. B. die Widerstandskraft eines Körpers in dem Flüssigkeitsstrom mit Wärmeübertragung oder für die Dicke  $s$  der Laminargrenzschicht an der Wand:

$$\begin{aligned} E_\alpha &= \lambda_w l t \Delta T \Phi(\mathfrak{F}, \mathfrak{R}, \mathfrak{P}, \mathfrak{R}_s), \\ \Delta T_a &= \Delta T_e \Phi_1(\mathfrak{F}, \mathfrak{R}, \mathfrak{P}, \mathfrak{R}_s), \\ \Delta p &= \rho v^2 \Phi_2(\mathfrak{F}, \mathfrak{R}, \mathfrak{P}, \mathfrak{R}_s), \\ P &= \rho v^2 l^2 \Phi_3(\mathfrak{F}, \mathfrak{R}, \mathfrak{P}, \mathfrak{R}_s), \\ s &= l \Phi_4(\mathfrak{F}, \mathfrak{R}, \mathfrak{P}, \mathfrak{R}_s), \end{aligned}$$

indem der Reihe nach

$$\begin{aligned} \mathfrak{R}_1 &= \mathfrak{B} = E_\alpha : \lambda_w l t \Delta T, \\ \mathfrak{R}_1 &= \mathfrak{R}_{\Delta T} = \Delta T_a : \Delta T_e, \\ \mathfrak{R}_1 &= \mathfrak{R}_{\Delta p} = \Delta p : \rho v^2, \\ \mathfrak{R}_1 &= \mathfrak{R}_P = P : \rho v^2 l^2, \\ \text{und} \quad \mathfrak{R}_1 &= \mathfrak{R}_s = s : l \end{aligned}$$

je als neue Suchkenngröße auftritt, für welche durch die Modellversuche je ein neues Zahlengesetz aufzusuchen ist. Die zuerst beschriebene Form  $\Psi(\mathfrak{B}, \mathfrak{F}, \mathfrak{R}, \mathfrak{P}, \mathfrak{R}_s) = 0$  zeigt, daß alle fünf Kenngrößen insofern gleichberechtigt sind, als jede einzelne als unbekannte oder abhängige Kenngröße aufgefaßt werden kann. Das gilt auch für eine durch zusätzliche Parameterkenngrößen erweiterte Form. Die besonderen Verhältnisse eines Problems können hiernach so liegen, daß eine der Kenngrößen in Abhängigkeit von den übrigen, unter denen sich auch  $\mathfrak{B}$  befinden kann, gesucht wird, man vergleiche Nr. 45 und 46.

Man gibt oft den einzelnen Kenngrößen, ohne grundsätzlich etwas zu ändern, auf Grund folgender Überlegung eine andere Form. Wenn die Kenngröße  $\mathfrak{R}$  von den vier Kenngrößen  $\mathfrak{F}, \mathfrak{R}, \mathfrak{P}, \mathfrak{R}_s$  abhängt, so hängt sie auch ab von  $\mathfrak{F}, \mathfrak{R}, \mathfrak{R}/\mathfrak{P}, \mathfrak{R}_s$ . Für  $\mathfrak{R}/\mathfrak{P}$  ergibt sich die dimensionsfreie Größe

$$\frac{\mathfrak{R}}{\mathfrak{P}} = \frac{\lambda_w}{\eta c g_n} = \mathfrak{St},$$

welche Stanton'sche Kenngröße (vgl. S. 30, Fußnote 1) genannt wird und nur Stoffwerte enthält, also selbst als Stoffwert aufgefaßt werden kann. Z. B. erhält dann die Kenngrößenbeziehung für  $\mathfrak{B}$  die Form

$$\mathfrak{B} = \Phi_5(\mathfrak{F}, \mathfrak{R}, \mathfrak{St}, \mathfrak{R}_s).$$

d) Verlaufen zwei Wärmeporgänge in zwei geometrisch ähnlichen festen Körpern mit geometrisch ähnlicher Oberflächenfeingestalt thermisch ähnlich, so ergibt sich — nach Abzug der Wärmeabgabe infolge Strahlung — auf Grund der Wärmeleitfähigkeiten  $\lambda_w$  und der spezifischen Wärmen  $c$  der beiden festen Körper ein entsprechender Ansatz aus dem Vergleich der zugehörigen Wärmeenergien und damit wieder die Péclet'sche Kenngröße, entweder bezogen auf  $l$  und  $v$ , oder auf  $l$  und  $t$  zu

$$\frac{l'v'}{\lambda_w/c'\gamma'_n} = \frac{lv}{\lambda_w/c\gamma_n} = \mathfrak{B},$$

$$\frac{l'^2 t'^{-1}}{\lambda_w/c'\gamma'_n} = \frac{l^2 t^{-1}}{\lambda_w/c\gamma_n} = \mathfrak{B}_{lt} = \mathfrak{F}_0,$$

wo  $\mathfrak{F}_0$  ein dimensionsloses Potenzprodukt, die Fouriersche Kenngröße<sup>1</sup>, ist. Das Fouriersche Modellgesetz besagt, daß in den geometrisch ähnlichen festen Körpern mit ähnlichen Grenz- und Anfangsbedingungen Ähnlichkeit der Temperaturfelder besteht und daß diese thermische Ähnlichkeit in räumlicher und zeitlicher Hinsicht durch die Gleichheit der Fourierschen Kenngröße  $\mathfrak{F}_0$  für  $H$  und  $M$  bestimmt ist. — Für den Wärmeübergang von dem festen Körper an eine umgebende Flüssigkeit ergibt sich wieder für  $H$  und  $M$  Gleichheit der Biotschen Kenngröße

$$\mathfrak{B} = \frac{E_\alpha}{\lambda_w l t \Delta T} = \frac{\alpha l}{\lambda_w},$$

wobei hier die vier im Nenner stehenden Größen auf die festen Körper von  $H$  und  $M$  zu beziehen sind. — Da bei diesen Wärmeporgängen in festen Körpern weder ein Froudesches noch ein Reynoldssches Modellgesetz zu beachten ist, erhält man unter der Voraussetzung, daß vollkommene Ähnlichkeit aller Grenzbedingungen auch hinsichtlich der Feingestalt der Oberflächen sorgfältig eingehalten wird, eine Beziehung zwischen nur zwei dimensionsfreien Kenngrößen  $\mathfrak{B}$  und  $\mathfrak{F}_0$ :

$$\mathfrak{B} = \Phi(\mathfrak{F}_0).$$

e) Nicht so einfach gestaltet sich die thermodynamische Ähnlichkeit der Vorgänge in zwei strömenden Gasen. Wir werden zwei Fälle unterscheiden: In dem ersten seien die Geschwindigkeiten und die Druckunterschiede  $\Delta p$  klein und die Dichte  $\rho$  werde als unveränderlich angesehen. In dem zweiten Fall sollen größere Geschwindigkeiten und größere Druckunterschiede sowie auch erhebliche Änderungen der Dichte  $\rho$  auftreten.

1. Fall:  $\rho$  sei als unveränderlich zu betrachten. Wenn in zwei strömenden idealen Gasen der  $H$  und des  $M$  sowohl die dynamischen wie die thermischen Vorgänge physikalisch ähnlich verlaufen sollen, ergeben sich aus dem Vergleich der in die Ansatzgleichungen eingehenden Energien die im folgenden entwickelten Modellgesetze. Gemäß der früher aufgestellten Voraussetzung sollen alle hier in Betracht kommenden Stoffwerte  $\rho$ ,  $\gamma$ ,  $\eta$ ,  $\lambda_w$  und die spezifische Wärme bei unveränderlichem Druck  $c_p$  als unveränderlich für den Einzelvorgang bei einer mittleren Temperatur  $T$  gelten.

<sup>1</sup> Vgl. S. 284, Fußnote 1.

Für die Schwerpunktsbewegung eines beschleunigt strömenden Gasteilchens gilt nach dem Energie- oder Arbeitssatz, bezogen auf die Gewichtseinheit<sup>1</sup>

$$\frac{dv^2}{2g} = da_{mg} - \text{vol} dp - da_{ar}.$$

Setzt man die Energiegleichung der Dynamik auf eine abgegrenzte endliche Gasmenge an, so erhält sie die folgende durch Integration der letzten Gleichung entstehende Form:

$$\text{I.} \quad E_L = E_{mg} - E_{dp} - E_{ar}.$$

Hierin bedeutet  $E_L$  die Änderung der Gesamtbewegungsenergie  $L$  des abgegrenzten Teils,  $E_{mg}$  die Arbeit der Schwerkraft, sowie  $-E_{dp}$  und  $-E_{ar}$  die hier in Betracht kommende Arbeit der Normal- und Tangentialkräfte.

Außerdem gilt unter Hinweis auf die eben genannte Quelle für ideale Gase die Wärmeleichung, welche ebenfalls das Glied  $-\text{vol} dp$  enthält und für unser Problem mit Wärmeübergang in der Form geschrieben werden kann:

$$-A \cdot \text{vol} dp = -di + dq_\lambda + dq_{ir} - dq_\alpha.$$

Hierin bedeutet  $i = c_p T + \text{konst.}$  den Wärmeinhalt des betreffenden Gasteilchens,  $dq_\lambda$  die ihm durch Wärmeleitung von den Nachbargasteilchen zugeführte Wärme,  $dq_{ir}$  die durch innere Reibung entstehende Wärme und  $dq_\alpha$  die an eine etwa vorhandene feste Wand abgegebene Übergangswärme. Wird diese Wärmeleichung auf dieselbe endliche Gasmenge und alle Größen auf mechanisches Maß wie in Gl. I bezogen, so kann ihr die Form gegeben werden

$$\text{II.} \quad -E_{dp} = -E_{c_p} + E_\lambda + E_{ir} - E_\alpha.$$

Hierin bedeutet  $-E_{c_p}$  die Änderung der Energie des Wärmeinhalts des abgegrenzten Gasteils,  $-E_{c_p}$  ist die spezifische Wärme des Gases bei unveränderlichem Druck  $—$ ,  $E_\lambda$  die ihr von den Nachbargasteilchen zugeführte Leitungswärme,  $E_{ir}$  ein durch innere Reibung erzeugter Wärmebetrag und  $E_\alpha$  die an eine etwa vorhandene feste Wand abgegebene und als gesucht vorzustellende Übergangswärme. Sämtliche Energieglieder  $E$  sind in mechanischem Maß, also in  $mkg$  zu verstehen.

Aus der Vereinigung der Gl. I und II entsteht die nachstehende Gl. III der Gesamtenergie; in ihr ist jedes einzelne Glied mit dem Zeiger ausgestattet, der dem ihm zukommenden physikalischen Beiwert oder Stoffwert entspricht, und in der  $-E_{ar} + E_{ir}$  zu einem einzigen Energieglied  $E_\eta$  vereinigt wird:

$$\text{III.} \quad E_e = E_\gamma + E_\eta + E_\lambda - E_{c_p} - E_\alpha.$$

Diese Gleichung gilt für den Modellvorgang und mit gestrichenen Zeichen identisch für den Vorgang in der Hauptausführung, derart daß der Quotient je zweier entsprechender Energieglieder von  $H$  und  $M$  immer auf das gleiche Übertragungsverhältnis  $\lambda\kappa$  führt. Wir erhalten daher aus den linken Energiegrößen und aus den ersten Gliedern rechts

$$\lambda\kappa = \frac{E'_e}{E_e} = \frac{E'_\gamma}{E_\gamma}, \quad \lambda\kappa = \frac{\frac{1}{2}m'v'^2}{\frac{1}{2}mv^2} = \frac{m'g'l'}{mgl},$$

<sup>1</sup> Vgl. A. Stodola, Dampf- und Gasturbinen. 5. Aufl. S. 31 u. 32. Berlin: Julius Springer 1922. Die Gl. I und II dieses Abschnittes Nr. 28e entsprechen dem Ansatz Stodolas bis auf das Glied  $E_\alpha$ .

woraus die Froudesche Kenngröße

$$\frac{v'^2}{l'\gamma'/\varrho'} = \frac{v^2}{l\gamma/\varrho} = \mathfrak{F}$$

hervorgeht.  $l'$  und  $l$  sind zwei beliebige entsprechende lineare Größen von  $H$  und  $M$ ; ebenso  $v'$  und  $v$  zwei beliebige entsprechende Geschwindigkeiten.

Würde man weiter der Reihe nach das Glied links mit den anderen Energien rechts in Vergleich setzen, so würden aus den sechs Gliedern die nachstehenden fünf verschiedenen Kenngrößen hervorgehen, wenn man für die Energien die Ausdrücke benutzt

$$\begin{aligned} E_\eta &= \eta \frac{\partial v}{\partial n} fl, \\ E_\lambda &= \lambda_w V^2 T V t, \\ E_{c_p} &= c_p \gamma_n V \Delta T. \end{aligned}$$

Es entstehen so der Reihe nach die Kenngrößen:

$$\begin{aligned} \text{Froudesche Kenngröße} \dots & \frac{l'^{-1} v'^2}{\gamma'/\varrho'} = \frac{l^{-1} v^2}{\gamma/\varrho} = \mathfrak{F} = \mathfrak{R}_2, \\ \text{Reynoldssche Kenngröße} \dots & \frac{l' v'}{\eta'/\varrho'} = \frac{l v}{\eta/\varrho} = \mathfrak{R} = \mathfrak{R}_3, \\ \text{Clausiusche Kenngröße}^1 \dots & \frac{l' v'^3 \Delta T'^{-1}}{\lambda_w'/\varrho'} = \frac{l v^3 \Delta T^{-1}}{\lambda_w/\varrho} = \mathfrak{C} = \mathfrak{R}_4, \\ \text{Dulong'sche Kenngröße}^2 \dots & \frac{v'^2 \Delta T'^{-1}}{c_p' \gamma_n'/\varrho'} = \frac{v^2 \Delta T^{-1}}{c_p \gamma_n/\varrho} = \mathfrak{D} = \mathfrak{R}_5, \\ \text{Oberbecksche Kenngröße}^3 \dots & \frac{l'^3 v'^2}{E_\alpha'/\varrho'} = \frac{l^3 v^2}{E_\alpha/\varrho} = \mathfrak{D} = \mathfrak{R}_1. \end{aligned}$$

Aus diesem Vergleich finden wir somit bei thermodynamischer Ähnlichkeit zweier strömender idealer Gase, unter der Voraussetzung, daß die Parameterkenngröße der Oberflächenrauheit  $\mathfrak{R}_\delta = \delta/l$  einen unveränderlichen, für  $H$  und  $M$  gleichen Zahlenwert besitzt, als Veränderliche also ausscheidet, zunächst die Kenngrößenbeziehungen

$$\begin{aligned} \Psi(\mathfrak{R}_1, \mathfrak{R}_2, \mathfrak{R}_3, \mathfrak{R}_4, \mathfrak{R}_5) &= 0, \\ \mathfrak{R}_1 &= \Phi(\mathfrak{R}_2, \mathfrak{R}_3, \mathfrak{R}_4, \mathfrak{R}_5), \\ \mathfrak{D} &= \Phi(\mathfrak{F}, \mathfrak{R}, \mathfrak{C}, \mathfrak{D}). \end{aligned}$$

Hiernach tritt bei strömenden Gasen die Oberbecksche Kenngröße des Wärmeübergangs in Abhängigkeit von den 4 Kenngrößen nach Froude, Reynolds, Clausius und Dulong auf. Für praktische Zwecke ist es aber vorteilhaft, eine andere Form für die Kenngrößenbeziehung des Wärmeübergangs zu wählen.

<sup>1</sup> R. Clausius hat die Wärmeleitung der Gase theoretisch eingehend untersucht. Pogg. Ann. Bd. 115, S. 1. (1862). Ihm zu Ehren schlage ich die Benennung Clausiusche Kenngröße vor.

<sup>2</sup> Dulong hat 1829 durch akustische Versuche an Pfeifen, welche mit Gasen gefüllt waren, das Verhältnis  $\kappa$  der beiden spezifischen Wärmen  $c_p$  und  $c_v$  aus der Schallgeschwindigkeit ermittelt. Ann. de Chim. et de Phys. Série 1, Bd. 41, S. 113. Ihm zu Ehren schlage ich die Benennung Dulong'sche Kenngröße vor.

<sup>3</sup> A. Oberbeck hat 1879 die Erscheinung des Wärmeübergangs aus der Differentialgleichung der Wärmeleitung und aus den Stokesschen Differentialgleichungen der Strömung zäher Flüssigkeiten zu berechnen versucht. Wied. Ann. Bd. 7, S. 271. (1879). Die Benennung Oberbecksche Kenngröße scheint mir daher gerechtfertigt.

Man kann die Glieder der Gesamtenergiegleichung auch in anderer Weise zu je zweien vergleichen, als es soeben durchgeführt worden ist, und erhält dann je nach Art des Vergleichs beispielsweise die folgenden Formen für die Kenngrößenbeziehung:

$$\begin{aligned}\mathfrak{C}/\mathfrak{D} = \mathfrak{B} &= \Phi_1(\mathfrak{F}, \mathfrak{R}, \mathfrak{C}, \mathfrak{D}), \\ \mathfrak{B} &= \Phi_2(\mathfrak{F}, \mathfrak{R}, \mathfrak{C}/\mathfrak{D} = \mathfrak{P}, \mathfrak{D}), \\ \mathfrak{B} &= \Phi_3(\mathfrak{F}, \mathfrak{R}, \mathfrak{C}/\mathfrak{D} = \mathfrak{P}, \mathfrak{C}).\end{aligned}$$

Oder man bildet nach den Potenzierungs- und Koppelungssätzen von Nr. 40 und 41 aus den 4 Kenngrößen rechts geeignete Potenzprodukte derart, daß aus ihnen die ursprünglichen Kenngrößen  $\mathfrak{F}$ ,  $\mathfrak{R}$ ,  $\mathfrak{C}$ ,  $\mathfrak{D}$  bestimmt werden können. Auf diese Weise entstehen die Beziehungen:

$$\begin{aligned}\mathfrak{B} &= \Phi_4(\mathfrak{F}, \mathfrak{R}, \mathfrak{R}\mathfrak{D}/\mathfrak{C}, \mathfrak{D}), \\ \mathfrak{B} &= \Phi_5(\mathfrak{F}, \mathfrak{R}, \mathfrak{R}\mathfrak{D}/\mathfrak{C}, \mathfrak{C}).\end{aligned}$$

In diesen Gleichungen ist

$$\begin{aligned}\mathfrak{C}/\mathfrak{D} = \mathfrak{B} &= \frac{E_\alpha}{\lambda_w l t \Delta T} \left( = \frac{\alpha l}{\lambda_w} \right) \dots \text{die Biotsche Kenngröße,} \\ \mathfrak{C}/\mathfrak{D} = \mathfrak{P} &= \frac{lv}{\lambda_w c_p \gamma_n} = \frac{lv}{a} \dots \dots \text{die Péclet'sche Kenngröße,} \\ \mathfrak{R}\mathfrak{D}/\mathfrak{C} = \mathfrak{R}/\mathfrak{P} = \mathfrak{St} &= \frac{\lambda_w}{\eta c_p g_n} \dots \dots \text{die Stanton'sche Kenngröße}^1.\end{aligned}$$

Statt der Form  $\mathfrak{P} = lv/a$  kann es zweckmäßig sein,  $\mathfrak{P}_{lt} = l^2 t^{-1}/a$  als Kenngröße zu benutzen. Entsprechendes gilt für die andern Kenngrößen. — Die Stanton'sche Kenngröße ist vor den anderen Kenngrößen dadurch ausgezeichnet, daß sie nur aus Stoffwerten gebildet ist, also selbst einem Stoffwert gleicht.

Nach den Potenzierungs- und Koppelungssätzen von Nr. 40 und 41 ist vom theoretischen Standpunkt aus die Form

$$\begin{aligned}\mathfrak{B} &= \Phi_6(\mathfrak{F}, \mathfrak{R}, \mathfrak{C}/\mathfrak{D}, \mathfrak{R}\mathfrak{D}/\mathfrak{C}), \\ \mathfrak{B} &= \Phi_6(\mathfrak{F}, \mathfrak{R}, \mathfrak{P}, \mathfrak{St})\end{aligned}$$

unter den von uns aufgestellten Voraussetzungen nicht ohne weiteres zulässig; denn aus den so gebildeten Kenngrößen ist weder  $\mathfrak{C}$  noch  $\mathfrak{D}$  bestimmbar. Die vier Kenngrößen rechts sind nicht unabhängig voneinander, sondern  $\mathfrak{St} = \mathfrak{R}/\mathfrak{P}$  ist bereits durch  $\mathfrak{R}$  und  $\mathfrak{P}$  bestimmt. Es bliebe also nur die Beziehung

$$\mathfrak{B} = \Phi_7(\mathfrak{F}, \mathfrak{R}, \mathfrak{P}).$$

Dennoch findet diese Form der Kenngrößenbezeichnung — erfahrungsmäßig mit gutem Erfolg — bei Problemen der Wärmeübertragung Anwendung. Daß hiernach  $\mathfrak{B}$  praktisch nur durch drei unabhängige Kenngrößen bestimmt ist, liegt sicher an der besonderen Eigenart der betreffenden Fälle, bei denen gewisse Vereinfachungen zulässig sind. Insbesondere lehrt die Erfahrung, daß es häufig genügt, die umfassende Wärmeleitung II durch die vereinfachte Energiegleichung der Wärmeleitung ( $\lambda_w$ ) und Wärmespeicherung ( $c_p$ ) zu ersetzen, wodurch der Stoffwertquotient  $\lambda_w : c_p \gamma_n$  und damit  $\mathfrak{C}/\mathfrak{D} = \mathfrak{P}$  für den Vorgang

<sup>1</sup> Stanton ist in der Modellwissenschaft durch seine grundlegenden theoretischen und experimentellen Arbeiten bekannt.



wesentlich bestimmend wird. — Entsprechendes gilt von den ebenfalls oft benutzten Formen

$$\begin{aligned}\mathfrak{B} &= \Phi_8(\mathfrak{F}, \mathfrak{R}, \mathfrak{E}t), \\ \mathfrak{B} &= \Phi_9(\mathfrak{F}, \mathfrak{R}, \mathfrak{E}t).\end{aligned}$$

Der Stantonsche Ausdruck ist in der kinetischen Gastheorie bekannt: Die theoretischen und experimentellen Untersuchungen von Eucken<sup>1</sup> über innere Reibung und Wärmeleitung idealer Gase lehren, daß zwischen den Stoffwerten  $\lambda_w$ ,  $\eta$  und  $c_p$  eine Beziehung

$$\mathfrak{E}t = \frac{\lambda_w}{\eta c_p g_n} = f(\kappa)$$

besteht, wo  $\kappa = c_p/c_v$  das Verhältnis der spezifischen Wärmen und  $f(\kappa)$  ein nur von  $\kappa$  abhängiger Zahlenwert ist. Die Beziehung

$$\mathfrak{B} = \Phi_4(\mathfrak{F}, \mathfrak{R}, \mathfrak{E}t, \mathfrak{D}),$$

oder ausgeschrieben

$$\mathfrak{B} = \frac{E_\alpha}{\lambda_w l t \Delta T} = \left( \frac{\alpha l}{\lambda_w} \right) = \Phi_4 \left( \frac{v^2}{l \gamma / \rho}, \frac{l v}{\eta / \rho}, \frac{\lambda_w}{\eta c_p g_n}, \frac{v^2 \Delta T^{-1}}{c_p g_n} \right),$$

geht unter Beachtung der aus der kinetischen Gastheorie stammenden Beziehung über in

$$\mathfrak{B} = \frac{E_\alpha}{\lambda_w l t \Delta T} = \left( \frac{\alpha l}{\lambda_w} \right) = \Phi_4 \left( \frac{v^2}{l \gamma / \rho}, \frac{l v}{\eta / \rho}, f(\kappa), \frac{v^2 \Delta T^{-1}}{c_p g_n} \right).$$

Die Kenngröße  $\mathfrak{E}t = f(\kappa)$  wird hiernach für  $H$  und  $M$  nur dann denselben Zahlenwert haben, wenn  $\kappa$  für die beiden idealen Vergleichsgase dieselbe Zahl ist, das heißt nur dann, wenn Gase gleicher Atomzahl in  $H$  und  $M$  verglichen werden. Für ungleich atomige ideale Gase von  $H$  und  $M$  läßt sich hiernach die Gleichheit der Kenngröße  $\mathfrak{E}t$  nicht erreichen, und daher auch nicht eine vollkommene thermodynamische Ähnlichkeit der beiden zu vergleichenden Gasvorgänge. Wenn wir hier bei unsern theoretischen Betrachtungen die Grundvoraussetzung vollkommener Ähnlichkeit aufrechterhalten wollen, müssen wir uns also bei den Vergleichen thermodynamischer Vorgänge in  $H$  und  $M$  auf gleichatomige Gase beschränken. Bei diesen ist aber  $\mathfrak{E}t$  eine unveränderliche Zahl, und zwar für einatomige Gase gleich 1,50. Für zweiatomige, zu denen auch die Luft gerechnet werden kann, und für mehratomige hat  $\mathfrak{E}t$  einen kleineren Wert. Doch ist unsere Kenntnis von der gegenseitigen Abhängigkeit der inneren Reibung und der Wärmeleitung, die in der Beziehung  $\mathfrak{E}t = f(\kappa)$  ihren Ausdruck findet, noch gering, und die von den Forschern angegebenen Zahlen sind noch schwankend.

Mit der Atomzahl der Moleküle der beiden gleichatomigen Gase wird  $\kappa$  bekannt, und der feste Zahlenwert  $\mathfrak{E}t = f(\kappa)$  entfällt aus der Reihe der unabhängigen Veränderlichen. Es bleibt dann für die gleichatomigen Gase die Kenngrößenbeziehung

$$\mathfrak{B} = \Phi_4(\mathfrak{F}, \mathfrak{R}, \mathfrak{D})$$

oder auch

$$\mathfrak{B} = \Phi_5(\mathfrak{F}, \mathfrak{R}, \mathfrak{C}).$$

<sup>1</sup> A. Eucken, Phys. Z. Bd. 14, S. 324 (1913). Vgl. auch C. Schaefer, Einführung in die Theor. Phys. Bd. 2, Tl. 1, S. 381. Berlin: Ver. wiss. Verleger 1921; und H. Gröber, Wärmeübertragung, S. 184. Berlin: Julius Springer 1926.

Doch bevorzugt man bei den Anwendungen oft, wie oben schon hervorgehoben wurde, die Kenngröße  $\mathfrak{B} = \mathfrak{C}/\mathfrak{D} = lv : \lambda_w/c_p \gamma_n$  an Stelle von  $\mathfrak{C}$  oder von  $\mathfrak{D}$ , indem man besonderen Wert auf Erfüllung der einfachen Energiegleichung der Wärmeleitung legt, welche das Verhältnis  $\lambda_w : c_p/\gamma_n$  enthält. So schreibt man z. B.

$$\mathfrak{B} = \Phi_7(\mathfrak{F}, \mathfrak{R}, \mathfrak{B}),$$

obgleich die Kenngröße  $\mathfrak{B}$  bei gleichatomigen Gasen aus dem bekannten  $\kappa$  und bekannten  $\mathfrak{C}t$  aus  $\mathfrak{B} = \mathfrak{R}/\mathfrak{C}t$  errechnet werden kann, also nicht unabhängig ist.

Die vorstehenden Ausführungen gelten unter der Voraussetzung, daß alle Stoffwerte  $\rho$ ,  $\gamma$ ,  $\eta$ ,  $\lambda_w$  und  $c_p$  für den Einzelvorgang als unveränderlich in dem Nutzungsbereich anzusehen sind, daß Strahlungswärme nicht in Betracht kommt oder bereits abgezogen ist, und daß die Parameterkenngröße der Oberflächenrauheit  $\mathfrak{R}_s = \delta/l$  für  $H$  und  $M$  den gleichen unveränderlichen Zahlenwert besitzt. Für praktische Zwecke muß wegen Veränderlichkeit der Stoffwerte mit einem geeigneten Mittelwert<sup>1</sup> derselben in dem bestimmten Temperaturbereich  $\Delta T$  gerechnet werden. Wird für den Einzelvorgang in einem anderen Falle ein anderer Temperaturbereich gewählt, so ist der Erweiterung des Problems auf beliebige mittlere Temperaturen  $T$  durch Einführung einer besonderen Parameterkenngröße  $\mathfrak{R}_T = T/\Delta T$  Rechnung zu tragen. — Da in Wirklichkeit der Rauheitsparameter  $\mathfrak{R}_s$  sehr veränderlich ist, so ist die Kenngrößenbeziehung für gleichatomige Gase auch um  $\mathfrak{R}_s$  zu erweitern, so daß sie für mäßige Geschwindigkeiten und geringe Druckunterschiede, insbesondere für unveränderlich anzusehende Dichte  $\rho$ , z. B. die Form annimmt

$$\mathfrak{B} = \Phi_4(\mathfrak{F}, \mathfrak{R}, \mathfrak{D}, \mathfrak{R}_s, \mathfrak{R}_T).$$

Die Forscher im Gebiete der Wärmeübertragung bevorzugen häufig andere, ihrem Zweck besonders angepaßte Formen; über diese unterrichten die im Teil I angegebenen Quellen.

2. Fall:  $\rho$  sei veränderlich. Bei den Vergleichsvorgängen zweier ähnlich strömender idealer Gase der  $H$  und des  $M$  sei jetzt die Gasdichte  $\rho$  veränderlich. In diesem allgemeineren Fall verstoßen die eben angestellten Modellbetrachtungen gegen die Voraussetzung, daß die in den Ansatzgleichungen und in den Kenngrößen auftretenden physikalischen Erfahrungsbeiwerte oder Stoffwerte bei dem Einzelvorgang unveränderliche Größen sein sollen; und zwar verstößt vornehmlich die Dichte  $\rho$  gegen diese Vorschrift. Um diese für unsere Ähnlichkeitsuntersuchungen notwendige Voraussetzung zu erfüllen, ist bei den idealen Gasen  $\rho$  nach der Zustandsgleichung  $p = \gamma_n R T = \rho g_n R T$  und nach der üblichen Bezeichnungsweise der Thermodynamik zu ersetzen durch

$$\rho = \frac{p}{g_n R T} = \frac{p T^{-1}}{g_n R} = \frac{p T^{-1} A}{c_p g_n (1 - 1/\kappa)},$$

so daß alsdann in den letzten Gleichungen und in den entsprechenden Kenngrößen statt des veränderlichen  $\rho$  der unveränderliche Stoffwert  $R$ , die Gaskonstante, oder der unveränderliche Stoffwert  $c_p(1 - 1/\kappa)$  auftritt und außerdem die Definitionsgröße  $p$ . Unter der Voraussetzung, daß die andern Stoff-

<sup>1</sup> H. Gröber, Wärmeübertragung. S. 92. Berlin: Julius Springer 1926.

werte  $\eta$ ,  $\lambda_w$ ,  $c_p$  bei dem Einzelvorgang in dem Nutzungsbereich unveränderlich sind, nehmen die auf der rechten Seite der Kenngrößenbeziehung stehenden 4 Modellkenngrößen  $\mathfrak{F}$ ,  $\mathfrak{R}$ ,  $\mathfrak{C}$ ,  $\mathfrak{D}$  für die idealen Gase unter Weglassung des reinen Zahlenfaktors  $A$  mit Bezug auf Nr. 42 folgende Formen an:

Die Froudesche Kenngröße bleibt erhalten als

$$\frac{v'^2}{l'g'} = \frac{v^2}{lg} = \mathfrak{F};$$

denn in ihr hat der Stoffwertquotient  $\gamma/\varrho$  den Wert  $g$  der am Ort des jeweiligen Vorgangs bestehenden Fallbeschleunigung — die Dichte  $\varrho$  selbst tritt nicht auf.

Die Reynoldssche Kenngröße ändert ihre Form: es ist

$$\left(\frac{lv}{\eta/\varrho}\right) = \frac{lvT^{-1}pA}{\eta c_p(1 - 1/\kappa)g_n} = \mathfrak{R}$$

oder unter Weglassung der reinen Umrechnungszahl  $A$

$$\frac{lvT^{-1}p}{\eta c_p(1 - 1/\kappa)g_n} = \mathfrak{R}'$$

wo  $T$  die absolute Temperatur,  $p$  der an einer angenommenen Bezugsstelle herrschende absolute Druck,  $\kappa$  das Verhältnis der spezifischen Wärmen und  $g_n = 9,80665 \text{ m s}^{-2}$  die feste Umsetzungsgröße zwischen technischem und physikalischem Maßsystem ist.

Die Clausiussche Kenngröße geht über in

$$\left(\frac{lv^3 \Delta T^{-1}}{\lambda_w/\varrho}\right) = \frac{lv^3 \Delta T^{-1} T^{-1} p}{\lambda_w c_p(1 - 1/\kappa)g_n} = (\mathfrak{C}').$$

In dieser Kenngröße tritt gleichzeitig  $\Delta T$  und  $T$  auf; durch folgende Überlegung läßt sich eine dieser beiden Größen entfernen: Stellt man sich vor, daß nach der Lehre von den Dimensionen — Teil V — der Nenner, welcher die Stoffwerte enthält, durch den Zähler maßfrei gemacht wird, so erkennt man, daß dieses Ziel auch erreicht wird, wenn im Zähler das Produkt  $lv^3 \Delta T^{-2} p$  (oder auch  $lv^3 T^{-2} p$ ) stehen würde. Wir handeln im Sinne der Ähnlichkeitsphysik ganz folgerichtig, wenn wir für  $(\mathfrak{C}')$  schreiben würden

$$\frac{lv^3 p \Delta T^{-2}}{\lambda_w c_p(1 - 1/\kappa)g_n} = \mathfrak{C}'$$

und wenn wir gleichzeitig in  $\mathcal{P} = 0$  zusätzlich die Parameterkenngröße  $\mathfrak{R}_T = T/\Delta T$  noch einführen.

Die Dulong'sche Kenngröße bleibt bestehen in der Form

$$\frac{v^2 \Delta T^{-1}}{c_p \gamma_n/\varrho} = \frac{v^2 \Delta T^{-1}}{c_p g_n} = \mathfrak{D}.$$

Und die Oberbeck'sche Kenngröße geht über in

$$\left(\frac{l^3 v^2}{E_\alpha/\varrho}\right) = \frac{l^3 v^2 T^{-1} p}{E_\alpha c_p(1 - 1/\kappa)g_n} = \mathfrak{D}'.$$

Daher kann — zunächst wieder unter der Voraussetzung, daß die Parameterkenngröße der Oberflächenrauheit  $\mathfrak{R}_\delta = \delta/l$  einen unveränderlichen, für  $H$  und

$M$  gleichen Zahlenwert besitzt — die neue Kenngrößenbeziehung geschrieben werden

$$\begin{aligned}\Psi(\mathfrak{D}', \mathfrak{F}, \mathfrak{K}, \mathfrak{C}', \mathfrak{D}, \mathfrak{R}_T) &= 0, \\ \mathfrak{D}' &= \Phi(\mathfrak{F}, \mathfrak{K}, \mathfrak{C}', \mathfrak{D}, \mathfrak{R}_T)\end{aligned}$$

oder, mit Einführung der Biotschen Kenngröße  $\mathfrak{B} = \mathfrak{C}'/\mathfrak{D}' = E_\alpha: \lambda_w l t \Delta T = \alpha l/\lambda_w$ ,

$$\begin{aligned}\Psi_1(\mathfrak{C}'/\mathfrak{D}', \mathfrak{F}, \mathfrak{K}, \mathfrak{C}', \mathfrak{D}, \mathfrak{R}_T) &= 0, \\ \mathfrak{B} &= \Phi_1(\mathfrak{F}, \mathfrak{K}, \mathfrak{C}', \mathfrak{D}, \mathfrak{R}_T).\end{aligned}$$

Den praktischen Bedürfnissen entsprechend wird man wieder wie vorhin die Pécletsche Kenngröße  $\mathfrak{P}' = \mathfrak{C}'/\mathfrak{D}$  und die nur aus Stoffwerten gebildete Stantonsche Kenngröße  $\mathfrak{St} = \mathfrak{R}' \mathfrak{D}/\mathfrak{C}'$  einführen und erhält dann:

$$\begin{aligned}\mathfrak{B} &= \Phi_2(\mathfrak{F}, \mathfrak{K}, \mathfrak{P}', \mathfrak{D}, \mathfrak{R}_T), \\ \mathfrak{B} &= \Phi_3(\mathfrak{F}, \mathfrak{K}, \mathfrak{P}', \mathfrak{C}', \mathfrak{R}_T), \\ \mathfrak{B} &= \Phi_4(\mathfrak{F}, \mathfrak{K}, \mathfrak{St}, \mathfrak{D}, \mathfrak{R}_T), \\ \mathfrak{B} &= \Phi_5(\mathfrak{F}, \mathfrak{K}, \mathfrak{St}, \mathfrak{C}', \mathfrak{R}_T),\end{aligned}$$

oder in ausgeschriebener Form, indem nach dem Koppelungssatz  $T^{-1}$  durch  $\Delta T^{-1}$  ersetzt wird,

$$\begin{aligned}\mathfrak{B} &= \frac{E_\alpha}{\lambda_w l t \Delta T} = \left(\frac{\alpha l}{\lambda_w}\right) = \Phi_1\left(\frac{v^2}{lg}, \frac{lv \Delta T^{-1} p}{\eta c_p (1 - 1/\kappa) g_n}, \frac{lv^3 \Delta T^{-2} p}{\lambda_w c_p (1 - 1/\kappa) g_n}, \frac{v^2 \Delta T^{-1}}{c_p g_n}, \frac{T}{\Delta T}\right), \\ \mathfrak{B} &= \frac{E_\alpha}{\lambda_w l t \Delta T} = \left(\frac{\alpha l}{\lambda_w}\right) = \Phi_4\left(\frac{v^2}{lg}, \frac{lv \Delta T^{-1} p}{\eta c_p (1 - 1/\kappa) g_n}, \frac{\lambda_w}{\eta c_p g_n}, \frac{v^2 \Delta T^{-1}}{c_p g_n}, \frac{T}{\Delta T}\right).\end{aligned}$$

Auf Grund der kinetischen Gastheorie gilt wieder wie im ersten Fall

$$\mathfrak{St} = \frac{\lambda_w}{\eta c_p g_n} = f(\kappa),$$

so daß vollkommene Ähnlichkeit nur für Gase gleicher Atomzahl bestehen kann, für welche  $\mathfrak{St}$  ein fester Zahlenwert ist, also als unabhängige Veränderliche ausscheidet; es bleibt dann für die gleichatomigen Gase

$$\mathfrak{B} = \Phi_4(\mathfrak{F}, \mathfrak{K}, \mathfrak{D}, \mathfrak{R}_T)$$

oder in ausgeschriebener Form

$$\mathfrak{B} = \frac{E_\alpha}{\lambda_w l t \Delta T} = \left(\frac{\alpha l}{\lambda_w}\right) = \Phi_4\left(\frac{v^2}{lg}, \frac{lv \Delta T^{-1} p}{(\eta c_p g_n) \text{ oder } \lambda_w}, \frac{v^2 \Delta T^{-1}}{c_p g_n}, \frac{T}{\Delta T}\right),$$

wo wegen der Gleichatomigkeit der beiden Vergleichsgase der feste Zahlenfaktor  $1 - 1/\kappa$  nach Nr. 42 weggelassen worden ist. Die jetzt auf nur einem Stoffwert  $\lambda_w$  aufgebaute Kenngröße  $\mathfrak{R}'$  wird in Nr. 45 und 47 eine besondere Beleuchtung erfahren; sie ist als eine erweiterte Parameterkenngröße anzusehen.

Durch Anwendung des Potenzierungs- und Koppelungssatzes nach der Vorschrift der Abschnitte Nr. 40 und 41 können wieder zahlreiche verschiedene Formen für die Kenngrößenbeziehung dieses allgemeineren Falls, gekennzeichnet durch die Veränderlichkeit der Dichte  $\rho$  des strömenden Gases, gebildet werden. Die drei unabhängigen Modellgesetzkenngrößen, welche drei Modellgesetze begründen, sind jetzt aufgebaut für gleichatomige Gase mit  $\kappa = \text{konst.}$  auf den

physikalischen Beiwerten oder Stoffwerten  $g, \eta, c_p$  oder auf  $g, \eta, \lambda_w$  oder auf  $g, c_p, \lambda_w$ ; die veränderliche Dichte  $\rho$  ist mittels der Zustandsgleichung entfernt worden.

Was die neuen Kenngrößen und die neuen Beziehungen für die modellmäßigen Anwendungen auf strömende Gase mit großen Dichteänderungen zu leisten vermögen, läßt sich im voraus nicht sagen. Es kommt darauf an, inwieweit die Stoffwerte  $\eta, c_p$  und  $\lambda_w$  in dem Nutzungsbereich sowohl von  $H$  wie von  $M$  je als unveränderlich angesehen oder durch geeignete Mittelwerte ersetzt werden können. Ob überhaupt eine allgemeine brauchbare exakte modellmäßige Behandlung der Gase unter Anschluß an die Wirklichkeit, das heißt auch unter Berücksichtigung der Veränderlichkeit der Stoffwerte  $\eta, \lambda_w, c_p$  später, wenn unsere Erfahrungen vollständiger sind als heute, möglich sein wird, hängt davon ab, ob sich dabei die andere Forderung der Ähnlichkeitsphysik erfüllen läßt, daß jedes der neuen Einzelerfahrungsgesetze für den betreffenden Stoffwert in Potenzproduktform mit einem neuen, im Nutzungsbereich unveränderlichen Stoffwert darstellbar ist.

In praktischen Fällen ist immer der Einfluß der Parameterkenngröße der Oberflächenrauheit  $\Re_\delta = \delta/l$  noch in Rechnung zu stellen, so daß die so erweiterte Kenngrößenbeziehung für gleichatomige Gase — immer abzüglich der etwaigen Wärmeabgabe infolge Strahlung — beispielsweise die Form annimmt

$$\mathfrak{B} = \Phi_4(\mathfrak{F}, \mathfrak{K}, \mathfrak{D}, \Re_\delta, \Re_T).$$

**29. Drittes Verfahren: Herleitung der Modellgesetze aus der Identität der Differentialgleichungen oder der sonstigen Problemgleichungen.** Bedingung für vollkommene Ähnlichkeit im Ablauf zweier physikalischer Vorgänge ist das Bestehen geometrischer, zeitlicher, dynamischer und gegebenenfalls thermischer und elektrischer Ähnlichkeit, so zwar nach Abschnitt Nr. 21, daß für je ein Paar entsprechender Längen, Zeiten, Kräfte, absoluter Temperaturen und Elektrizitätsmengen die Übertragungsverhältnisse  $\lambda, \tau, \kappa, \vartheta, \beta$  sich als feste Zahlenwerte ergeben. Sehen wir hier von thermischen und elektrischen Erscheinungen ab, so bestehen für beliebige entsprechende Grundgrößen die Gleichungen

$$\frac{l'}{l} = \lambda, \quad \frac{t'}{t} = \tau, \quad \frac{k'}{k} = \kappa,$$

wo die gestrichenen Formelzeichen für  $H$  und die ungestrichenen für  $M$  gelten. Nach der allgemeinen Übertragungsregel werden dann auch die Übertragungsverhältnisse  $\sigma_v, \sigma_b, \sigma_p, \sigma_\rho, \sigma_\gamma, \sigma_\eta$  für entsprechende Ableitgrößen  $v, b, p, \rho, \gamma, \eta$  feste Zahlenwerte, und es gelten die Beziehungen

$$\frac{v'}{v} = \frac{\lambda}{\tau} = \sigma_v, \quad \frac{b'}{b} = \frac{\lambda}{\tau^2} = \frac{\sigma_v}{\tau} = \frac{\sigma_v^2}{\lambda} = \sigma_b, \quad \frac{p'}{p} = \frac{\kappa}{\lambda^2} = \sigma_p, \\ \frac{\rho'}{\rho} = \sigma_\rho, \quad \frac{\gamma'}{\gamma} = \sigma_\gamma, \quad \frac{\eta'}{\eta} = \sigma_\eta.$$

Beschränken wir uns hier auf Strömungen unzusammendrückbarer Flüssigkeiten unter der beschleunigenden Wirkung der Schwere und der inneren Rei-

bung, so gelten für die Schwerpunktsbewegung eines Teilchens die Navier-Stokesschen Differentialgleichungen der Hydrodynamik, und zwar für die  $x$ -Richtung in der Form

$$\begin{aligned} \text{für } H \dots b'_x &= -\frac{1}{\varrho'} \frac{\partial p'}{\partial x'} + g'_x + \frac{\eta'}{\varrho'} \nabla'^2 v'_x, \\ \text{für } M \dots b_x &= -\frac{1}{\varrho} \frac{\partial p}{\partial x} + g_x + \frac{\eta}{\varrho} \nabla^2 v_x; \end{aligned}$$

hierin ist

$$\nabla^2 v_x = \frac{\partial^2 v_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial z^2}.$$

Die Differentialgleichung für  $H$  läßt sich unter Verwendung der Übertragungsregeln überführen in

$$\frac{\sigma_v^2}{\lambda} \cdot b_x = -\frac{\sigma_p}{\sigma_\varrho \lambda} \cdot \frac{1}{\varrho} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\sigma_\gamma}{\sigma_\varrho} \cdot g_x + \frac{\sigma_\eta \sigma_v}{\sigma_\varrho \lambda^2} \cdot \frac{\eta}{\varrho} \nabla^2 v_x.$$

Soll diese aus dem Hauptvorgang stammende Differentialgleichung identisch mit der Differentialgleichung für den Modellvorgang sein, so müssen die Quotienten aus je zwei entsprechenden Gliedern von  $H$  und  $M$  denselben Zahlenwert ergeben, oder, was gleichbedeutend ist, die Gleichung für  $H$  muß nach Abspaltung ein und desselben Zahlenfaktors aus allen vier Gliedern identisch in die Gleichung für  $M$  übergehen. Dies ist der Fall, wenn folgende Bedingungsgleichungen erfüllt sind:

$$1. \left\{ \begin{aligned} \frac{\sigma_v^2}{\lambda} &= \frac{\sigma_p}{\sigma_\varrho \lambda}, & \sigma_p &= \sigma_\varrho \sigma_v^2, & \frac{p'}{p} &= \frac{\varrho' v'^2}{\varrho v^2}, & \frac{P'}{P} &= \frac{\varrho' v'^2 l'^2}{\varrho v^2 l^2}, \\ & & & & \frac{P'}{\varrho' v'^2 l'^2} &= \frac{P}{\varrho v^2 l^2} = \mathfrak{R} = \alpha. \end{aligned} \right.$$

Diese Bedingung spricht das für alle entsprechenden Kräfte geltende allgemeine Newtonsche Ähnlichkeitsgesetz aus:

$$2. \left\{ \begin{aligned} \frac{\sigma_v^2}{\lambda} &= \frac{\sigma_\gamma}{\sigma_\varrho}, & \frac{v'^2/l'}{v^2/l} &= \frac{\gamma'/\varrho'}{\gamma/\varrho}, & \frac{v'^2}{l' \gamma'/\varrho'} &= \frac{v^2}{l \gamma/\varrho} = \mathfrak{F}; \end{aligned} \right.$$

das heißt: das Froudesche Modellgesetz muß erfüllt sein.

$$3. \left\{ \begin{aligned} \frac{\sigma_v^2}{\lambda} &= \frac{\sigma_\eta \sigma_v}{\sigma_\varrho \lambda^2}, & \frac{l' v'}{l v} &= \frac{\eta'/\varrho'}{\eta/\varrho}, & \frac{l' v'}{\eta'/\varrho'} &= \frac{l v}{\eta/\varrho} = \mathfrak{R}; \end{aligned} \right.$$

auch das Reynoldssche Modellgesetz muß erfüllt sein.

Wählt man statt der Differentialgleichung irgendeine integrierte Gleichung, zum Beispiel hier bei der Strömung unzusammendrückbarer Flüssigkeiten die Energiegleichung ähnlich der für die Schwerpunktsbewegung eines Teilchens aus Abschnitt Nr. 28 e 1, so ergeben sich dieselben Bedingungen und Modellgesetze.

In entsprechender Weise wie es hier durchgeführt ist, lassen sich für jedes physikalische Problem die für die Erzielung von Ähnlichkeit einzuhaltenden Modellgesetze aus der Forderung der Identität der maßgebenden Problemgleichungen für  $H$  und  $M$  ableiten.

Als erster hat Cauchy<sup>1</sup> das Vergleichsverfahren dieses Abschnittes zu Ähnlichkeitsbetrachtungen angewandt. Er legte 1829 der Pariser Akademie der Wissenschaften eine theoretische Abhandlung über die Schwingungen geometrisch ähnlicher elastischer Gefäße vor und bewies in ihr, daß die von ihm selbst geschaffenen Differentialgleichungen der Bewegung des großen elastischen Körpers in vollkommene Übereinstimmung mit denen eines geometrisch ähnlichen Modells gebracht werden können. Cauchy ist hierdurch der Begründer der theoretischen Modellwissenschaft geworden, und ihm zu Ehren habe ich 1919 das beim Wirken elastischer Kräfte zu beachtende Modellgesetz, welches später in Nr. 32 behandelt wird, das Cauchysche Modellgesetz genannt. Auch Helmholtz hat dieses Verfahren mehrfach fruchtbringend in Ähnlichkeitsuntersuchungen angewandt.

**30. Viertes Verfahren: Herleitung der Modellgesetze aus dem Vergleich der Stoffwertquotienten mittels der allgemeinen Übertragungsregel.** Zur Herleitung der Modellgesetze nach dem soeben benutzten Verfahren der Nr. 29 ist die Kenntnis der Differentialgleichungen oder anderer Gleichungen des Problems erforderlich. Bei dem Vergleich der Kräfte oder der Energien nach den Abschnitten Nr. 27 und 28 genügt die Kenntnis vom Aufbau des Einzelerfahrungsgesetzes in der Form eines Potenzproduktes; dabei hat der Energieansatz den großen Vorteil, daß sämtliche den betreffenden Vorgang maßgeblich beeinflussenden Einzelursachen additiv nebeneinander in einer einzigen Gleichung, der Gleichung der Gesamtenergie, auftreten und daß jedes Einzelenergieglied seinen besonderen physikalischen Beiwert oder Stoffwert besitzt.

Das in diesem Abschnitt Nr. 30 zu erörternde vierte Verfahren setzt weder die Kenntnis der Ansatzgleichungen noch der Form des Einzelerfahrungsgesetzes voraus; vielmehr werden in einfacher Weise nur die einzelnen Stoffwertquotienten  $\gamma/\varrho$ ,  $\eta/\varrho$  usw. von  $H$  und  $M$  auf Grund der allgemeinen Übertragungsregel verglichen. Da die Fallbeschleunigung der betreffenden Stelle  $\gamma/\varrho = g$  die Maßeinheit  $m s^{-2}$  hat, das zugehörige Übertragungsverhältnis also  $\lambda \tau^{-2}$  ist, erhält man

$$\frac{\gamma'/\varrho'}{\gamma/\varrho} = \lambda \tau^{-2} = \frac{\lambda^2}{\tau^2 \lambda} = \frac{v'^2 l}{v^2 l'}$$

woraus sich die Froudesche Kenngröße

$$\frac{v'^2}{l' \gamma'/\varrho'} = \frac{v^2}{l \gamma/\varrho} = \mathfrak{F}$$

ergibt.

Entsprechend finden wir mittels der Übertragungsregel für die kinematische Zähigkeit, das ist der Stoffwertquotient  $\eta/\varrho = \nu$ , gemessen in  $m^2 s^{-1}$ , zu übertragen also mit  $\lambda^2 \tau^{-1}$ :

$$\frac{\eta'/\varrho'}{\eta/\varrho} = \frac{\lambda^2}{\tau} = \frac{l' v'}{l v}$$

woraus das Reynoldssche Modellgesetz

$$\frac{l' v'}{\eta'/\varrho'} = \frac{l v}{\eta/\varrho} = \mathfrak{R}$$

entspringt.

<sup>1</sup> Cauchys Beweisgang ist angedeutet in der Dynamik von Routh, deutsch von Schepp, Bd. 1, S. 331. Leipzig: B. G. Teubner 1898.

Sind bei den Ähnlichkeitsuntersuchungen strömender Flüssigkeiten auch Wärmeerscheinungen zu berücksichtigen, so kommt die Temperaturleitfähigkeit oder kinematische Wärmeleitfähigkeit, das ist der Stoffwertquotient  $\lambda_w : c_p \gamma_n = a$ , in Betracht, gemessen im  $m^2 s^{-1}$ , zu übertragen also mit  $\lambda^2 \tau^{-1}$ , so daß man erhält

$$\frac{\lambda'_w / c'_p \gamma'_n}{\lambda_w / c_p \gamma_n} = \frac{\lambda^2}{\tau} = \frac{l' v'}{l v},$$

und damit die Péclet'sche Kenngröße

$$\frac{l' v'}{\lambda'_w / c'_p \gamma'_n} = \frac{l v}{\lambda_w / c_p \gamma_n} = \mathfrak{P},$$

$$\frac{l'^2 \tau'^{-1}}{\lambda'_w / c'_p \gamma'_n} = \frac{l^2 \tau^{-1}}{\lambda_w / c_p \gamma_n} = \mathfrak{P}_{lt}.$$

Der Quotient je zweier den Vorgang maßgeblich beeinflussender Stoffwerte liefert somit je ein neues bei der Übertragung von  $M$  auf  $H$  zu befolgendes Modellgesetz.

**31. Fünftes Verfahren: Herleitung der Modellgesetze aus der Lehre von den Dimensionen.** Dieses fünfte Verfahren ist mit dem soeben unter Nr. 30 beschriebenen verwandt: Es werde die Aufgabe gestellt, die Dichte  $\varrho$ , deren Maßeinheit  $m^{-4} s^2 kg$  ist, dimensionsfrei darzustellen durch die ausgewählten Bezugsgrößen  $l, v, \eta$ . Die in Teil V behandelte Dimensionslehre zeigt, daß das Produkt  $l^{-1} v^{-1} \eta$ , da  $\eta$  in  $m^{-2} s kg$  gemessen wird, dieselbe Maßeinheit wie  $\varrho$  besitzt. Daher ist

$$\frac{\varrho}{l^{-1} v^{-1} \eta} = \frac{l v}{\eta / \varrho}$$

ein dimensionsfreies Potenzprodukt, die Reynold'sche Kenngröße  $\mathfrak{R}$ , woraus sich das Reynold'sche Modellgesetz

$$\frac{l' v'}{\eta' / \varrho'} = \frac{l v}{\eta / \varrho} = \mathfrak{R}$$

ergibt. In entsprechender Weise lassen sich die anderen Ähnlichkeitsgesetze herleiten; man vergleiche hierzu Abschnitt Nr. 54.

Die Lehre von den Dimensionen löst bei diesem Verfahren, welches für die Durchführung des im Teil VI dargelegten Allgemeinen Ähnlichkeitsprinzips grundlegend ist, systematisch die Aufgabe, aus den gegebenen oder angenommenen Bezugsgrößen ein Produkt aufzubauen, welches die gleiche Dimension wie die gegebene dimensionsfrei zu machende physikalische Größe hat, oder — unter Anwendung der späteren Ausdruckweise — die Aufgabe, eine gegebene physikalische Größe, die Leitgröße, durch die gewählten Bezugsgrößen dimensionsfrei darzustellen. Einzelheiten hierüber enthält der besondere der Dimensionslehre gewidmete Teil V.

Allgemein kann bei einem beliebigen physikalischen Problem unter den von uns aufgestellten Voraussetzungen jede einzelne den betreffenden Vorgang beeinflussende Maßgröße als Leitgröße durch andere — als Bezugsgrößen ausgewählte — Maßgrößen der zugehörigen vollständigen Ansatzgleichung als dimensionsfreies Potenzprodukt oder als Kenngröße dargestellt werden.



Die Maßnahme der Dimensionsbefreiung ist ein wichtiger und unentbehrlicher Schritt zur dimensionsfreien Behandlung des physikalischen Geschehens mittels des Allgemeinen Ähnlichkeitsprinzips und bildet die Grundlage zur modellmäßigen Vorbereitung und Darstellung eines beliebigen neuen physikalischen Problems.

#### IV. Weitere Modellgesetze. Umformung der Kenngrößen. Arten der Kenngrößen.

**32. Die Cauchyschen Modellgesetze.** Unter Hinweis auf die Ausführungen am Schluß des Abschnitts Nr. 29 über die theoretischen Ähnlichkeitsuntersuchungen von Cauchy werde jetzt das beim Wirken beschleunigender innerer elastischer Kräfte in festen Körpern zu beachtende Modellgesetz aufgestellt. Die bei diesen Ähnlichkeitsbetrachtungen zugrunde gelegten festen Körper seien homogen, isotrop und den Hookeschen Gesetzen für Normalspannungen  $\sigma = E\varepsilon$  und für Tangentialspannungen  $\tau = G\gamma$  unterworfen. Sowohl Dehnung  $\varepsilon$  wie Schiebung  $\gamma$  sind reine Zahlen. Die beiden Stoffwerte, Elastizitätsmodul  $E$  und Schubmodul  $G$ , werden in unserem abgestimmten technischen Maßsystem in  $kgm^{-2}$  gemessen. Zwischen  $E$  und  $G$  und der Poissonschen Zahl  $m$ , welche das Verhältnis von Längsdehnung zu Querkürzung angibt, besteht das Gesetz der drei Stoffwerte

$$E = 2\left(1 + \frac{1}{m}\right)G;$$

zwei von ihnen müssen zur Darstellung des elastischen Verhaltens als unabhängige Stoffwerte gegeben sein.

Schlagen wir zur Herleitung des Modellgesetzes den von Cauchy 1829 beim Vergleich der Schwingungen ähnlicher elastischer Gefäße benutzten Weg ein, also unser drittes Verfahren, so haben wir von der Identität der Bewegungsgleichungen in Differential- oder Integralform auszugehen. Die bekannten Cauchyschen Differentialgleichungen der Bewegung beliebig geformter elastischer Körper ohne Wirken der Schwerkraft lauten, bezogen auf die Raumeinheit für die  $x$ -Richtung:

$$\begin{aligned} \text{für } H \dots \rho' b'_x &= G' V^2 \xi' + \frac{G'}{1 - \frac{2}{m'}} \frac{\partial e'}{\partial x'}, \\ \text{für } M \dots \rho b_x &= G V^2 \xi + \frac{G}{1 - \frac{2}{m}} \frac{\partial e}{\partial x}; \end{aligned}$$

hier ist  $\xi$  die elastische Verschiebung,  $b_x$  die Beschleunigung für die  $x$ -Richtung,  $e$  der reine Zahlenwert der räumlichen Dehnung  $\Delta dV/dV$  und

$$V^2 \xi = \frac{\partial^2 \xi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \xi}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \xi}{\partial z^2}$$

von der Dimension [Länge<sup>-1</sup>].

Aus dem Vergleich entsprechender Glieder von  $H$  und  $M$  folgt, daß die Bewegungsgleichungen unter folgenden Bedingungen identisch erfüllt sind. Es muß sein:

$$\frac{\varrho' b'_x}{\varrho b_x} = \frac{G' V^2 \xi'}{G V^2 \xi}, \quad \frac{\varrho' \lambda}{\varrho \tau^2} = \frac{G'}{G \lambda},$$

$$\frac{l'^2 t'^{-2}}{G'/\varrho'} = \frac{l^2 t^{-2}}{G/\varrho} = \mathfrak{C}_{\alpha_2} \quad \text{oder} \quad \frac{v'^2}{G'/\varrho'} = \frac{v^2}{G/\varrho} = \mathfrak{C}_{\alpha'_2}.$$

$\mathfrak{C}_{\alpha_2}$  ist ein dimensionsfreies Potenzprodukt und heiße unter Hinweis auf die Fußnote 1 auf S. 37 die zweite Cauchysche Kenngroe. Das zugehörige zweite Cauchysche Modellgesetz besagt: Entsprechende Zeiten von  $H$  und  $M$  müssen sich verhalten wie

$$t' : t = \frac{l'}{\sqrt{G'/\varrho'}} : \frac{l}{\sqrt{G/\varrho}}.$$

Ferner ergibt sich

$$\frac{G' V^2 \xi'}{G V^2 \xi} = \frac{1 - \frac{G'}{2} \frac{\partial e'}{\partial x'}}{1 - \frac{2}{m} \frac{\partial e}{\partial x}},$$

$$\frac{1}{\lambda} = \frac{1 - \frac{2}{m}}{1 - \frac{2}{m'}} \frac{1}{\lambda'},$$

$$m' = m.$$

Aus  $m' = m$  folgt weiter

$$\frac{l'^2 t'^{-2}}{G'/\varrho'} \frac{1}{2 \left(1 + \frac{1}{m'}\right)} = \frac{l^2 t^{-2}}{G/\varrho} \frac{1}{2 \left(1 + \frac{1}{m}\right)},$$

$$\frac{l'^2 t'^{-2}}{E'/\varrho'} = \frac{l^2 t^{-2}}{E/\varrho} = \mathfrak{C}_{\alpha_1}$$

oder auch unter Heranziehung von  $\mathfrak{C}_{\alpha_2}$

$$\frac{G'}{E'} = \frac{G}{E} = \mathfrak{R}_G.$$

Wenn also zwei beliebige unter der beschleunigenden Wirkung elastischer Kräfte stehende Vorgänge physikalisch ähnlich verlaufen, so ist das erste und das zweite Cauchysche Modellgesetz erfüllt, das heißt es ergeben je  $\mathfrak{C}_{\alpha_1} = l^2 t^{-2} : E/\varrho$  und  $\mathfrak{C}_{\alpha_2} = l^2 t^{-2} : G/\varrho$  für  $H$  und  $M$  den gleichen Zahlenwert. Eines der beiden Modellgesetze kann dabei ersetzt werden durch die Bedingung: Die Poissonsche Zahl  $m$  muß für  $H$  und  $M$  gleich sein oder die Parameterkenngroe  $\mathfrak{R}_G = G/E$  muß für beide gleichen Zahlenwert haben.

**33. Das Zweidichte-Modellgesetz.** Werden in einem einzelnen Modellvorgang gleichzeitig zwei verschiedene Stoffe von verschiedener Dichte beschleunigt, so ist bei Übertragung der Zahlenergebnisse auf den ähnlichen Hauptvorgang das

folgende Modellgesetz zu erfüllen. Im Anschluß an die soeben angestellten Ähnlichkeitsbetrachtungen über beschleunigte elastische Vorgänge in festen Körpern werde jetzt beispielsweise der Fall erörtert, in welchem ein fester Körper, zum Beispiel ein rotierender elastischer Propellerflügel, unter dem verdrehenden und biegenden Einfluß erstens der Oberflächenkräfte der Luft (von der Dichte  $\varrho$ ) und zweitens der Fliehkräfte des Propellers (von der Dichte  $\varrho_P$ ) steht. Beide sind als Trägheitskräfte  $\varrho V b$  und  $\varrho_P V_P b_P$  aufzufassen. Aus der Verhältnisgleichung der beiden Kräfte für  $H$  und  $M$ , bezogen auf die Raumeinheit,

$$\frac{\varrho' b'}{\varrho b} = \frac{\varrho'_P b'_P}{\varrho_P b_P}, \quad \frac{\varrho' \lambda}{\varrho \tau^2} = \frac{\varrho'_P \lambda}{\varrho_P \tau^2},$$

folgt

$$\frac{\varrho'_P}{\varrho'} = \frac{\varrho_P}{\varrho} = \mathfrak{Z},$$

eine Vorschrift, welche das Zweidichte-Modellgesetz heißen soll. Die Zweidichte-Kenngröße  $\mathfrak{Z}$  ist ein Quotient zweier Stoffwerte und kann als Modellgesetzkenngröße oder als Parameterkenngröße angesehen werden. Das Zweidichte-Modellgesetz sagt aus, daß die genannten Vergleichsvorgänge, Strömung samt Propeller, sich nur dann ähnlich verhalten werden, wenn die Zweidichte-Kenngröße  $\mathfrak{Z}$ , das ist der Quotient aus Propellerstoffdichte und Flüssigkeitsdichte, für  $H$  und  $M$  gleich ist.

**34. Das Laplacesche Modellgesetz.** Bei Aufsuchung der Modellgesetze für ideale Gase haben wir in Nr. 28 neben die übliche Form der Reynoldsschen Kenngröße die v. Kármánsche Form gestellt, welche die Zähigkeit des Gases  $\eta$ , das ist der Beiwert der inneren Reibung, nach der kinetischen Theorie der Gase durch die mittlere Weglänge  $s$  und die mittlere Geschwindigkeit  $c$  der Gasmoleküle auf Grund der Gleichung  $\eta = \beta \cdot \varrho s c$  ausdrückt. Es entstand so die neue Reynoldssche Kenngröße

$$\Re = \frac{l}{s} \cdot \frac{v}{c}.$$

v. Kármán hat zugleich bei den Erörterungen zu diesem Ausdruck dargelegt, wie sich im Hinblick auf diese Beziehung zwei Sonderbereiche an die gewöhnliche Hydro- und Aerodynamik anschließen: Der eine ist dadurch gekennzeichnet, daß die Abmessungen  $l$  des von der Flüssigkeit umströmten Körpers von gleicher Größenordnung klein werden, wie die mittlere Molekularweglänge  $s$ , ein Fall, der bei der eigenartigen Brownschen Bewegung sehr kleiner Stoffteilchen in Flüssigkeiten oder Gasen verwirklicht ist und eine molekulartheoretische Sonderbehandlung erfordert. Der andere Sonderbereich ist der ballistische, in welchem die Strömungsgeschwindigkeiten  $v$  von der Größenordnung der Molekulargeschwindigkeit  $c$  der Flüssigkeit und damit zugleich der Schallgeschwindigkeit  $a$  des Strömungsstoffes werden. Auf diesen letzteren Fall, in welchem die Schallgeschwindigkeit eine wesentliche Rolle spielt, wollen wir uns hier beschränken. Er liegt vor, wenn die Verdichtbarkeit des strömenden Gases von maßgebendem Einfluß wird, und das ist eben der Fall, wenn die Strömungsgeschwindigkeiten  $v$  mit der Schallgeschwindigkeit  $a$  vergleichbar werden.

Bei schwachen Verdichtungsstößen in idealen Gasen, solange also die Amplituden der hin und her bewegten Teilchen sehr klein sind, ist die theoretische Ausbreitungsgeschwindigkeit der Wellenerscheinung gleich dem Grenzwert der gewöhnlichen Schallgeschwindigkeit  $a$ ; der Fall liegt hier also ganz ähnlich wie bei den Pendelschwingungen.  $a$  ist nach Laplace und nach Riemann, die ihre Rechnung auf der Voraussetzung einfacher adiabatischer Änderung aufbauten:

$$a = \sqrt{\frac{\kappa p}{\rho}} = \sqrt{\kappa g_n R T} = \sqrt{c_p(\kappa - 1) g_n T / A}.$$

Bei größeren Drucksprüngen ist nach der Theorie Hugoniots<sup>1</sup>, welcher sich von der Voraussetzung der gewöhnlichen adiabatischen Änderung frei machte, die Ausbreitungsgeschwindigkeit der Stoßwelle erheblich größer als  $a$ .

Wir beschränken uns hier unter Hinweis auf den allgemeinen Fall der Nr. 28 auf die einfachen Probleme, in welchen Wärmeleitung und Reibung der Gase ausscheidet: Wie bei unseren früheren Ähnlichkeitsbetrachtungen über Gase haben wir auch hier zu beachten, daß nur Gase von gleicher Atomzahl verglichen werden dürfen und daß außer den sonst in Betracht kommenden Modellgesetzen offenbar noch die Bedingung

$$\frac{a'}{v'} = \frac{a}{v} = \mathfrak{L}$$

eingehalten werden muß. Wir nennen  $\mathfrak{L}$  die Laplacesche Kenngröße<sup>2</sup>. Danach sagt das Laplacesche Modellgesetz aus: Wenn die Strömungsvorgänge in zwei gleichatomigen Vergleichsgasen von  $H$  und  $M$ , in denen die Schallgeschwindigkeit eine wesentliche Rolle spielt, ähnlich verlaufen sollen, so muß das Verhältnis der Schallgeschwindigkeit  $a$  eines beliebigen Punktes zu dessen Strömungsgeschwindigkeit  $v$  für  $H$  und  $M$  den gleichen Zahlenwert haben.

**35. Das Thomsonsche Modellgesetz.** Wenn zwei Bewegungsvorgänge der  $H$  und des  $M$  unter der Wirkung von Newtons allgemeiner Massenanziehung vollkommen ähnlich verlaufen — man denke zum Beispiel daran, daß rotierende flüssige Himmelskörper oder Gezeitenerscheinungen der Sterne modellmäßig untersucht werden sollen —, so kann zur Auffindung der Ähnlichkeitsbedingungen aus  $mb = kmM/r^2$  oder  $b = kM/r^2$  der Ansatz gebildet werden

$$\frac{b'}{b} = \frac{k'M'/r'^2}{kM/r^2}, \quad \frac{\lambda}{\tau^2} = \frac{k'q'\lambda}{kq}, \quad \tau^2 = \frac{kq}{k'q'}.$$

Hieraus ergibt sich das dimensionsfreie Potenzprodukt

$$t'^2 k' q' = t^2 k q = \mathfrak{T},$$

welches ich in meinen Grundlagen der Ähnlichkeitsmechanik von 1919 die Thomsonsche Kenngröße<sup>3</sup> genannt habe, so daß das Thomsonsche Modell-

<sup>1</sup> H. Hugoniot, J. d'école polyt. H. 57 (1887) und H. 58 (1889). Eine Kritik vom neueren Standpunkt aus findet man bei C. Cranz, Lehrbuch der Ballistik Bd. 2. Berlin: Julius Springer 1926, und bei I. Ackeret, Gasdynamik. Handb. d. Physik Bd. 7. Berlin: Julius Springer 1927.

<sup>2</sup> Laplace zeigte als erster in einer theoretischen Abhandlung von 1816 über die Schallgeschwindigkeit, daß die von Newton angegebene Formel der Schallgeschwindigkeit der Luft  $a = \sqrt{p/\rho}$  bei adiabatischer Änderung durch  $a = \sqrt{\kappa p/\rho}$  zu ersetzen ist, wo  $\kappa$  das Verhältnis der beiden spezifischen Wärmen ist.

<sup>3</sup> William Thomson hat in einer Abhandlung „Dynamical problems regarding elastic spheroidal shells and spheroids of incompressible liquid“, Phil. Trans. 1863 (Math. and Phys. Papers Bd. 3, S. 384), die Schwingungen von Flüssigkeitsmassen unter der Wirkung der allgemeinen Schwere untersucht; allerdings nicht vom Standpunkt der Ähnlichkeitsmechanik.

gesetz wegen des universellen Stoffwertes  $k' = k$  aussagt: Sind die unter der Wirkung der allgemeinen Schwere verlaufenden Vorgänge in  $H$  und  $M$  vollkommen ähnlich, so verhalten sich entsprechende Zeiten umgekehrt wie die Wurzeln aus den entsprechenden Dichten der beiden Flüssigkeiten. Die Kürzung der Kenngröße  $\mathfrak{X}$  durch  $k'$  und  $k$  ist nicht zulässig; denn dadurch würde  $\mathfrak{X}$  die wesentliche Eigenschaft einer Kenngröße, das ist die Dimensionsfreiheit, verlieren. Als Stoffwertquotient ist hier offenbar  $1/k : \rho = 1 : k\rho$  anzusehen.

**36. Das Kapillar-Modellgesetz.** In der Grenzfläche zweier sich berührender Flüssigkeiten, zum Beispiel von Wasser und Luft, treten infolge molekularer Erscheinungen Kapillarspannungen auf, deren Wirkung man sich dadurch veranschaulichen kann, daß man sich in der Grenzfläche eine dünne Haut von der Zugspannung  $s$  vorstellt. Diese Oberflächenspannung  $s$ , welche bei unveränderlicher Temperatur einen festen Wert hat, ist für unsere Ähnlichkeitsbetrachtungen der neue Stoffwert, zu messen in  $m^{-1}kg$ . Strömen die sich berührenden Flüssigkeiten zum Beispiel unter Wellenbildung gegeneinander, so ergibt sich nach dem vierten Verfahren zur Herleitung der Modellgesetze aus dem Vergleich der Stoffwertquotienten  $s'/\rho'$  und  $s/\rho$  für  $H$  und  $M$  gemessen in  $m^3s^{-2}$  und somit zu übertragen durch  $\lambda^3\tau^{-2}$ ,

$$\frac{s'/\rho'}{s/\rho} = \lambda^3\tau^{-2}$$

$$\frac{v'^2 l'}{s'/\rho'} = \frac{v^2 l}{s/\rho} = \mathfrak{R},$$

wo  $\mathfrak{R}$  ein dimensionsfreies Potenzprodukt ist, von mir Kapillar-Kenngröße genannt. Das Kapillar-Modellgesetz<sup>1</sup> sagt zum Beispiel aus: Die Fortpflanzungsgeschwindigkeiten von Kapillarwellen für  $H$  und  $M$  stehen im Verhältnis

$$v' : v = \sqrt{\frac{s'/\rho'}{l'}} : \sqrt{\frac{s/\rho}{l}},$$

also bei gleichen Flüssigkeiten mit gleichen Oberflächenspannungen im umgekehrten Verhältnis wie die Quadratwurzel aus den Wellenlängen, im Gegensatz zu den durch die Schwere bedingten Trochoidenwellen, bei denen nach Froudes Modellgesetz die Geschwindigkeiten im geraden Verhältnis zu den Wurzeln aus den Längen stehen.

**37. Das Stefansche Modellgesetz für die graue Wärmestrahlung eines festen Körpers.** Ein fester Körper sende graue Wärmestrahlung aus, dadurch gekennzeichnet, daß alle Wellenlängen vorkommen, und zwar mit einer Energie, die für alle Strahlen ein fester Bruchteil der schwarzen Strahlung ist. Für diese graue Strahlung kann man ein dem Stefan-Boltzmannschen Gesetz nachgebildetes Strahlungsgesetz in der Form

$$E_1 = \sigma T^4$$

benutzen, wo  $E_1$  die in der Zeiteinheit von der Flächeneinheit ausgestrahlte Energie und  $T$  die absolute Temperatur ist;  $\sigma$ , der Strahlungsbeiwert der betreffen-

<sup>1</sup> Von mir 1919 aufgestellt in meinen Grundlagen der Ähnlichkeitsmechanik — vgl. Fußnote 1, S. 280. In dem großen Werk von John R. Freeman — vgl. Fußnote 10, S. 280 — ist diese Kapillarkenngröße und das zugehörige Modellgesetz nach meinem Namen bezeichnet.

den Körperfläche, hängt im wesentlichen von der chemischen Natur des strahlenden Körpers und seiner Oberflächenbeschaffenheit ab. Der Stoffwert  $\sigma$  wird in unserem abgestimmten technischen Maßsystem in  $kg\ m^{-1}s^{-1}gd^{-4}$  gemessen. Es liege folgendes Problem vor: Ein langer Metallstab, dem zum Beispiel an dem einen Ende Wärme zugeführt wird, sende als grauer Körper Wärmestrahlen aus ins Freie ohne Gegenstrahlung;  $T$  sei die mittlere absolute Temperatur des Stabes,  $\Delta T$  der Temperaturunterschied an den Stabenden. Drei Energiearten treten hierbei auf: die thermische Leitenergie mit dem Stoffwert  $\lambda_w$ , die Wärmespeicherungsenergie mit dem Stoffwert  $c$  und die Strahlungsenergie des festen Körpers mit dem Stoffwert  $\sigma$ . Wir haben für unsere Zwecke nur zwei Stoffwerte nötig: wir wählen außer  $\sigma$  die thermische Leitfähigkeit  $\lambda_w$ , die wir in dem Nutzungsbereich als unveränderlich ansehen. Sollen die Vorgänge der  $H$  und des  $M$  auch bezüglich der Strahlung physikalisch ähnlich verlaufen, so ist das folgende Modellgesetz unter anderen zu beachten. Wir stellen die Aufgabe, den Stoffwertquotienten  $\sigma/\lambda_w$  oder zur Vermeidung negativer Exponenten besser  $\lambda_w/\sigma$  dimensionsfrei darzustellen. Da in unserm abgestimmten technischen Maßsystem  $\lambda_w$  in  $kg\ s^{-1}gd^{-1}$  und  $\sigma$  in  $kg\ m^{-1}s^{-1}gd^{-4}$ , also der Quotient  $\lambda_w/\sigma$  in  $m\ gd^3$  zu messen ist, so ist der Ausdruck  $lT^3: \lambda_w/\sigma$  ein dimensionsfreies Potenzprodukt, welches wir die Stefansche Kenngröße<sup>1</sup>  $\mathfrak{S}$  nennen wollen. Dem Stefanschen Modellgesetz kann danach die Form gegeben werden:

$$\frac{l' T'^3}{\lambda'_w/\sigma'} = \frac{l T^3}{\lambda_w/\sigma} = \mathfrak{S};$$

es sagt in der Form

$$T'^3: T^3 = \frac{\lambda'_w}{\sigma'}: \frac{\lambda_w}{\sigma l}$$

aus: Soll Ähnlichkeit der beiden genannten Wärmevorgänge von  $H$  und  $M$  erzielt werden, so müssen sich die dritten Potenzen entsprechender absoluter Temperaturen der beiden strahlenden grauen Körper wie die entsprechenden Ausdrücke  $\lambda_w: \sigma l$  verhalten. Außerdem ist aber folgendes zu beachten: Da die Kenngröße  $\mathfrak{S}$  zum Beispiel aus dem Verhältnis der zugehörigen Energien, also aus  $E_\sigma: E_\lambda = \sigma l^2 t T^4: \lambda_w l t \Delta T$  herzuleiten ist, so entsteht zunächst das dimensionsfreie Potenzprodukt  $l T^4 \Delta T^{-1}: \lambda_w/\sigma$ . Dies läßt sich ersetzen durch  $\mathfrak{S} = l T^3: \lambda_w/\sigma$ , wenn zugleich in die zugehörige Kenngrößenbeziehung  $\Psi = 0$  neben  $\mathfrak{S}$  noch die Parameterkenngröße  $\mathfrak{P}_{\Delta T} = \Delta T/T$  eingeführt wird, wie es in ähnlicher Weise schon im Abschnitt Nr. 28e, 1 und 2, geschehen ist.

Das Beispiel läßt sich so verallgemeinern: Nach Gröber, Einführung in die Lehre von der Wärmeübertragung 1926, ist für die zwischen zwei ebenen großen grauen Körpern I und II, die sich mit ihren ebenen parallelen Flächen in geringem Abstand gegenüberstehen, ausgetauschte Wärme  $E_1$ , bezogen auf Zeit- und Flächeneinheit,

$$E_1 = \frac{T_I^4 - T_{II}^4}{\frac{1}{\sigma_I} + \frac{1}{\sigma_{II}} - \frac{1}{\sigma_s}} = \sigma_{I\ II} (T_I^4 - T_{II}^4).$$

<sup>1</sup> Stefan entdeckte 1879 experimentell das nach ihm benannte Strahlungsgesetz, welches Boltzmann 1884 als gültig für den schwarzen Körper theoretisch begründete.

Hierin sind  $\sigma_I, \sigma_{II}$  die Strahlungsbeiwerte der beiden Körper I, II und  $\sigma_s$  der feste Strahlungsbeiwert des absolut schwarzen Körpers, sowie  $\sigma_{I II}$  ein ideeller Stoffwert dieses Strahlungsbeispiels. Das vorliegende Erfahrungsgesetz ist kein reines Potenzprodukt, erschwert daher die Ähnlichkeitsbetrachtung. Das Modellgesetz würde für diesen Fall, bei dem wir die Wärmeleitfähigkeit von I als Vergleichswert benutzen wollen, lauten

$$\frac{\nu(T_I^4 - T_{II}^4) \Delta T_I^{-1}}{\lambda_{wI}/\sigma_{I II}} = \frac{\nu(T_I^4 - T_{II}^4) \Delta T_I^{-1}}{\lambda_{wI}/\sigma_{I II}} = \mathfrak{E}'.$$

Auch hier ist noch die Parameterkenngröße  $\mathfrak{P}_1 = \Delta T_I/T_I$  zu beachten, so daß unter Anwendung des Koppelungssatzes der Nr. 41 geschrieben werden kann

$$\frac{\nu(T_I^4 - T_{II}^4) T_I^{-1}}{\lambda_{wI}/\sigma_{I II}} = \frac{\nu T_I^4 \left(1 - \frac{T_{II}^4}{T_I^4}\right) T_I^{-1}}{\lambda_{wI}/\sigma_{I II}} = \frac{\nu T_I^3 \left(1 - \frac{T_{II}^4}{T_I^4}\right)}{\lambda_{wI}/\sigma_{I II}}.$$

Diese Form legt die Einführung der weiteren Parameterkenngröße  $\mathfrak{P}_2 = T_{II}/T_I$  nahe. Durch Divisionskoppelung mit der gemäß Nr. 44 zulässigen funktionalen Erweiterung  $f(\mathfrak{P}_2) = 1 - (T_{II}/T_I)^4$  entsteht als Stefansche Kenngröße dieses Problems

$$\frac{\nu T_I^3}{\lambda_{wI}/\sigma_{I II}} = \frac{\nu T_I^3}{\lambda_{wI}/\sigma_{I II}} = \mathfrak{E},$$

neben welche in der Kenngrößenbeziehung  $\Psi = 0$  die beiden Parameterkenngrößen  $\mathfrak{P}_1$  und  $\mathfrak{P}_2$  treten.

Dieses Ergebnis läßt sich nach dem Allgemeinen Ähnlichkeitsprinzip der Teile VI und VII unmittelbar finden, wenn die Aufgabe gestellt wird, die Maßgrößenbeziehung

$$F(l, T_I, \Delta T, T_{II}, \lambda_{wI}, \sigma_{I II} \dots) = 0$$

in eine Kenngrößenbeziehung umzuwandeln. Nach Wahl der Bezugsgrößen  $l, T_I, \lambda_{wI}$  entsteht sogleich nach der in jenen Teilen gegebenen Lehre

$$\Psi\left(\frac{\nu T_I^3}{\lambda_{wI}/\sigma_{I II}}, \frac{\Delta T}{T_I}, \frac{T_{II}}{T_I} \dots\right) = 0.$$

### 38. Das Lorenzsche, das Kohlrauschsche und das Sommerfeldsche Modellgesetz.

Erweitern wir den Bereich unserer Ähnlichkeitsbetrachtungen durch Einbeziehen elektrischer und magnetischer Vorgänge, so erhalten wir neue Kenngrößen und neue Modellgesetze. Wir beschränken uns hier unter Hinweis auf die Ausführungen von M. Jakob<sup>1</sup> über thermische und elektrische Leitfähigkeit von Metallen auf ein Problem, in welchem Joulesche Wärme in einem als elektrischer Versuchs- oder Heizkörper dienenden Stabe auftritt. Und zwar soll die elektrische Energie eines axial durch den homogenen Metallstab geleiteten Gleichstroms ohne sonstige Verluste — auch ohne Strahlung — stationär in Wärme umgesetzt werden. Hierbei treten als physikalische Erfahrungsbeiwerte die thermische Leitfähigkeit  $\lambda_w$  und die elektrische Leitfähigkeit  $\chi = 1/\rho$  auf. Für dieses Problem hat Verdet<sup>2</sup> eine Gleichung und später F. Kohlrausch<sup>3</sup>

<sup>1</sup> M. Jakob, Handb. d. Phys. Bd. 11, S. 64. Berlin: Julius Springer 1926.

<sup>2</sup> E. Verdet, Théorie mécanique de la chaleur, S. 200. 1872.

<sup>3</sup> F. Kohlrausch, Z. Instrumentenk. Bd. 18, S. 139 (1898) und Ann. Phys. (4) Bd. 1, S. 132 (1900).

ein einfaches Versuchsverfahren zu sehr sorgfältiger Bestimmung der Wärmeleitfähigkeit  $\lambda_w$  der Metalle angegeben. Zahlreiche Versuche beweisen, daß der Quotient  $\lambda_w/\chi$  von der Temperatur abhängt und nicht, wie Wiedemann und Franz vermuteten, ein fester Wert ist. Die thermische Leitfähigkeit  $\lambda_w$  ist dabei aber viel weniger von der absoluten Temperatur  $T$  abhängig wie die elektrische Leitfähigkeit  $\chi$ . Es werde daher  $\lambda_w$  hier zunächst, wie es auch sonst bei Anwendungen oft geschieht, in dem Untersuchungsbereich unseres Problems als unveränderlich angesehen. Nach L. Lorenz<sup>1</sup> soll, da bei thermoelektrischen Vorgängen in Metallen der Spannungsunterschied  $e$  proportional mit der absoluten Temperatur  $T$  gefunden wird, die elektrische Leitfähigkeit  $\chi$  sich entsprechend der Gleichung

$$\chi = k T^{-1}$$

ändern, wo der Beiwert  $k$  als Konstante des elektrischen Leitgesetzes oder kurz als elektrische Leitkonstante bezeichnet werden möge. — Unter der Voraussetzung, daß sowohl  $\lambda_w$  wie  $k$  für den Metallstab als unveränderlich anzusehen sind, ist  $\lambda_w/k$  der Stoffwertquotient dieses thermoelektrischen Problems. Ausnahmsweise werden wir hier der Einfachheit wegen  $\lambda_w$  in Watt  $cm^{-1}gd^{-1}$  messen und  $\chi$  entsprechend der Widerstandsgleichung  $w = \rho \cdot l/f = 1/\chi \cdot l/f$  in Ohm  $cm^{-1}$ , also  $k = \chi T$  in Ohm  $cm^{-1}gd$ .

Unsere Aufgabe lautet dann: Das Verhältnis der thermischen Leitfähigkeit  $\lambda_w$  zur elektrischen Leitkonstanten  $k$ , also der Stoffwertquotient  $\lambda_w/k$  gemessen in  $Volt^2gd^{-2}$  ist nach Nr. 30 oder nach der Dimensionslehre in Teil V als dimensionsfreies Potenzprodukt auszubilden durch die Bezugsgrößen des an den Stabenden bestehenden elektrischen Spannungsunterschiedes  $e$  und der mittleren Stabtemperatur  $T$ . Man erkennt, daß  $e^2 T^{-2}$  die gleiche Dimension wie  $\lambda_w/k$  hat, so daß

$$\frac{T^{-2}e^2}{\lambda_w/k} = \frac{T^{-2}e^2}{\lambda_w/k} = \mathfrak{L}_0$$

ein dimensionsfreies Potenzprodukt ist, welches Lorenzsche Kenngröße genannt werden möge, obgleich die von Lorenz angegebene Beziehung auf  $\lambda_w/\chi$  und auf  $T^{-1}$  aufgebaut ist. Das Lorenzsche Modellgesetz in der Form

$$T'^2 : T^2 = \frac{e'^2}{\lambda_w'/k'} : \frac{e^2}{\lambda_w/k}$$

sagt aus, daß bei physikalisch ähnlichen Vorgängen dieser Art die Quadrate entsprechender absoluter Temperaturen von  $H$  und  $M$  sich verhalten wie die entsprechenden Ausdrücke  $e^2 : \lambda_w/k$ .

Würde für einen größeren Nutzungsbereich ein allgemeineres elektrisches Leitgesetz gefunden werden, zum Beispiel

$$\chi = k T^{-n},$$

so würde  $k$  hieraus eine andere Dimension wie oben erhalten und als dimensionsfreie Kenngröße

$$\frac{T^{-1-n}e^2}{\lambda_w/k} = \frac{T^{-1-n}e^2}{\lambda_w/k} = \mathfrak{L}_0$$

<sup>1</sup> L. Lorenz, Pogg. Ann. Bd. 147, S. 429 (1872) und Wied. Ann. Bd. 13, S. 422 (1882).



entstehen. Das neue, hierdurch bestimmte Modellgesetz wollen wir das Kohlrauschsche Modellgesetz nennen.

Vor kurzem hat A. Sommerfeld<sup>1</sup> unter Zugrundelegung eines der neuen Fermischen Statistik entnommenen Verteilungsgesetzes gezeigt, daß dem Stoffwertquotienten  $\lambda_w/\chi$  für denselben Wert von  $T$  universelle Bedeutung zukommt und daß  $\lambda_w/\chi$  proportional der absoluten Temperatur wächst, in recht guter Übereinstimmung mit den Beobachtungsergebnissen für die zwölf Metalle Al, Cu, Ag, Au, Ni, Zn, Cd, Pb, Sn, Pt, Pd, Fe. Aus dem Gesetz

$$\frac{\lambda_w}{\chi} = \varepsilon \cdot T$$

ergibt sich für die universelle Konstante  $\varepsilon$  die Maßeinheit zu  $\text{Volt}^2 g d^{-2}$  wie soeben für  $\lambda_w/k$  und somit als dimensionsfreies Potenzprodukt

$$\frac{e'^2 T'^{-2}}{\varepsilon'} = \frac{e^2 T^{-2}}{\varepsilon} = \mathfrak{C}_0,$$

welches wir die Sommerfeldsche Kenngröße nennen. Um die Dimensionsfreiheit nicht zu opfern, heben wir trotz des universellen Charakters der thermoelektrischen Konstanten  $\varepsilon$  die Nenner  $\varepsilon' = \varepsilon$  nicht weg, wie wir auch in Froudes Modellgesetz  $g'$  nicht gegen  $g$  kürzten. Das Sommerfeldsche Modellgesetz läßt sich für die genannten Metalle in der sehr einfachen Form aussprechen: Bei thermoelektrischer Ähnlichkeit der beiden Vorgänge in den Metallstäben von  $H$  und  $M$  verhalten sich die Spannungsunterschiede  $e$  an den Stabenden wie die absoluten Temperaturen  $T$ .

**39. Umformung einer Kenngröße und eines Modellgesetzes durch Wahl neuer Bezugsgrößen.** Für die zahlenmäßige Übertragung der Ergebnisse von Modellversuchen auf die Hauptausführung können den einzelnen Kenngrößen des Problems und damit den zu befolgenden Modellgesetzen je nach Wahl der Bezugsgrößen, welche zur Dimensionsbefreiung benutzt werden, sehr verschiedene Formen gegeben werden. In Nr. 27 haben wir bei dem Ähnlichkeitsvergleich zweier Vorgänge unter der beschleunigenden Wirkung von Schwere und innerer Flüssigkeitsreibung folgende Formen für die Froudesche und für die Reynoldsche Kenngröße abgeleitet.

$$\begin{array}{llll} \mathfrak{F}_{lt} = \frac{lt^{-2}}{\gamma/\rho} & \mathfrak{F}_{lv} = \mathfrak{F} = \frac{l^{-1}v^2}{\gamma/\rho} & \mathfrak{F}_{vt} = \frac{vt^{-1}}{\gamma/\rho} & \mathfrak{F}_b = \frac{b}{\gamma/\rho}, \\ \mathfrak{R}_{lt} = \frac{l^2 t^{-1}}{\eta/\rho} & \mathfrak{R}_{lv} = \mathfrak{R} = \frac{lv}{\eta/\rho} & \mathfrak{R}_{vt} = \frac{v^2 t}{\eta/\rho} & \mathfrak{R}_b = \frac{l^{\frac{1}{2}} b^{\frac{1}{2}}}{\eta/\rho}. \end{array}$$

Alle vier Formen von  $\mathfrak{F}$  sind einander gleichwertig, ebenso die von  $\mathfrak{R}$ ; für die Verwendung im praktischen Einzelfall ist aber die eine oder die andere zweckmäßiger: Kommt für die Lösung der betreffenden Aufgabe beispielsweise eine Länge und eine Zeit in Betracht, so liegt es nahe,  $\mathfrak{F}_{lt}$  und  $\mathfrak{R}_{lt}$  zu benutzen;

<sup>1</sup> A. Sommerfeld, Die Naturwissenschaften. 15. Jg., S. 825 (1927). Hier findet man in anschaulicher Weise die Fermische Statistik gegenübergestellt der klassischen Boltzmannschen Statistik in Anwendung auf die Vorstellung des Elektronengases für das Gebiet der galvanischen und der thermischen Leitung.

tritt aber eine Länge und eine Geschwindigkeit auf, so wird man  $\mathfrak{F}_{lv}$  und  $\mathfrak{R}_v$  bevorzugen. In diesem Sinne wollen wir von der Umformung einer Kenngröße sprechen. Das systematische Vorgehen bei einem beliebigen physikalischen Problem wird im Teil VI bei Darlegung des Allgemeinen Ähnlichkeitsprinzips näher erläutert.

**40. Potenzierung einer Kenngröße.** Nach Nr. 31 entsteht allgemein eine Kenngröße aus einer beliebigen dimensionsbehafteten Maßgröße, der Leitgröße  $p$ , wenn  $p$  durch andere Maßgrößen des Problems, Bezugsgrößen genannt, dimensionsfrei gemacht wird. Diese Aussage läßt sich insofern erweitern, als es grundsätzlich zulässig ist, an Stelle der Leitgröße  $p$  eine beliebige Potenz  $p^x$  von ihr dimensionsfrei durch die angenommenen Bezugsgrößen darzustellen und das potenzierte Gebilde  $\mathfrak{R}^x$  statt  $\mathfrak{R}$  als dimensionsfreie Kenngröße in die Beziehung der Kenngrößen  $\Psi(\mathfrak{R}_1, \mathfrak{R}_2, \mathfrak{R}_3, \dots, \mathfrak{R}_r) = 0$  einzuführen. Man kann hiernach schreiben

$$\Psi_1(\mathfrak{R}_1^x, \mathfrak{R}_2, \mathfrak{R}_3, \dots, \mathfrak{R}_r) = 0$$

oder allgemeiner

$$\Psi_2(\mathfrak{R}_1^x, \mathfrak{R}_2^y, \mathfrak{R}_3^z, \dots, \mathfrak{R}_r^x) = 0.$$

In diesem Sinne sprechen wir von einem Satz von der Potenzierung der einzelnen Kenngröße.

Beispielsweise kann statt  $\mathfrak{F} = v^2 : l\gamma/\rho$  als Kenngröße benutzt werden

$$\mathfrak{F}^{\frac{1}{2}} = \frac{v}{(l\gamma/\rho)^{\frac{1}{2}}} \quad \text{oder} \quad \mathfrak{F}^{-1} = \frac{l\gamma}{v^2\rho} \quad \text{oder} \quad \mathfrak{F}^y = \frac{v^{2y}}{(l\gamma/\rho)^y}.$$

**41. Koppelung der Kenngrößen miteinander. Kenngröße und Modellgesetz von Grashof.** Wenn  $\mathfrak{R}_1$  und  $\mathfrak{R}_2$  dimensionsfreie Potenzprodukte sind, so ist auch das Koppelprodukt  $\mathfrak{R}_1^x \cdot \mathfrak{R}_2^y$  dimensionsfrei und kann als Kenngröße in die Beziehung  $\Psi = 0$  eingeführt werden, so daß man ohne Änderung der Zahl der veränderlichen Kenngrößen schreiben kann

$$\Psi_1(\mathfrak{R}_1^x \cdot \mathfrak{R}_2^y, \mathfrak{R}_3, \dots, \mathfrak{R}_r) = 0;$$

hierin seien  $x$  und  $y$  beliebig gewählte reelle Zahlen. Unter Verallgemeinerung dieses Gedankens gilt offensichtlich Entsprechendes von  $\mathfrak{R}_1^x \cdot \mathfrak{R}_2^y \cdot \mathfrak{R}_3^z$ . Durch dieses Koppelungsverfahren kann man der Kenngrößenbeziehung immer neue grundsätzlich gleichwertige Formen geben, unter denen sich der Modellfachmann die für seine Zwecke geeignetste Form auswählt. Doch ist darauf zu achten, daß die Zahl der Kenngrößen erhalten bleibt und daß es möglich sein muß, die  $r$  ursprünglichen einfachen Kenngrößen aus den jeweils gewählten Koppelprodukten wiederzugewinnen. Wir sprechen in diesem Sinne von einem Satz von der Koppelung der Kenngrößen miteinander.

So kann beispielsweise aus  $\mathfrak{F}$  und  $\mathfrak{R}$  gebildet werden

$$\mathfrak{R} = \mathfrak{R}\mathfrak{F}^{-1} = \frac{l^2}{v\eta/\gamma}$$

oder, wenn es zweckmäßig erscheint,  $v$  aus dem Koppelprodukt ganz verschwinden zu lassen,

$$\mathfrak{R} = \mathfrak{R}^2\mathfrak{F}^{-1} = \frac{l^3g}{\eta^2/\rho^2},$$

so daß bei einer mit demselben Modell und mit denselben Stoffen angestellten Versuchsreihe diese Kenngröße immer denselben reinen Zahlenwert hat, obgleich  $v$  andere Werte erhält.

Bei Wärmeleitung in strömenden zähen Flüssigkeiten, zumeist bei Gasen, wird im Fall freier Strömung nach dem Vorschlag von Nusselt unter geeigneten Verhältnissen statt der Schwere der Auftrieb des wärmeren Gasteilchens gegenüber der kälteren Gasumgebung in die Gleichung eingeführt, und dann das folgende dimensionsfreie Koppelprodukt, die Grashofsche Kenngröße

$$\mathfrak{G} = \Re^2 \mathfrak{F}^{-1} \cdot \beta \Delta T = \frac{l^3 g}{\eta^2 / \varrho^2} \cdot \beta \Delta T,$$

$$\mathfrak{G}_0 = \frac{l^3 g}{\eta^2 / \varrho^2} \cdot \frac{\Delta T}{T_0}$$

benutzt; hierin ist der reine Zahlenwert  $\beta \Delta t = \beta \Delta T$  die aus dem Gay-Lussacschen Ausdehnungsgesetz  $V = V_0(1 + \beta t)$  errechnete Zunahme der Raumeinheit infolge der Temperaturzunahme  $\Delta t = \Delta T$ ; mit  $1/\beta = 273^\circ = T_0$ , das ist das Reziproke des räumlichen Ausdehnungswertes des Gases, erhält man die obige Kenngröße.

Auch die bei Ähnlichkeitsproblemen der Wärmeübertragung in den Abschnitten Nr. 28 und 30 benutzten Pécletschen und Stantonschen Kenngrößen  $\mathfrak{P}$  und  $\mathfrak{St}$  sind solche zweckmäßige Koppelprodukte: es ist

$$\mathfrak{P} = \mathfrak{C} \mathfrak{D}^{-1} = \frac{l v}{\lambda_w / c_p \gamma_n},$$

$$\mathfrak{St} = \Re \mathfrak{P}^{-1} = \Re \mathfrak{C}^{-1} \mathfrak{D} = \frac{\lambda_w}{\eta c_p g_n},$$

wobei die letztere sich als reine Stoffwertkenngröße, frei von  $l$ ,  $v$  und  $T$ , auszeichnet.

**42. Vervielfachung einer Kenngröße mit einer reinen Zahl.** Da eine Kenngröße  $\mathfrak{R}$  eines beliebigen physikalischen Vorgangs für  $H$  und  $M$  denselben reinen Zahlenwert besitzt, so hat  $\zeta \mathfrak{R}$  für  $H$  und  $M$  den  $\zeta$ fachen Zahlenwert, wenn  $\zeta$  eine feste reine Zahl ist. Es ist hiernach offenbar zulässig, die Kenngrößenbeziehung  $\Psi = 0$  in einer Form

$$\Psi(\zeta_1 \mathfrak{R}_1, \zeta_2 \mathfrak{R}_2, \zeta_3 \mathfrak{R}_3, \dots, \zeta_r \mathfrak{R}_r) = 0$$

zu schreiben, wenn für die  $\zeta$  bestimmte reine Zahlen angenommen werden. Allgemein kann daher eine veränderliche Kenngröße mit einer festen reinen, für  $H$  und  $M$  gleichen Zahl multipliziert werden, oder ein in der veränderlichen Kenngröße auftretender fester reiner Zahlenfaktor kann weggelassen werden. Hiervon haben wir früher schon Gebrauch gemacht, zum Beispiel als in Nr. 28 e 2 die veränderliche Dichte  $\varrho$  ersetzt wurde durch

$$\varrho = \frac{p T^{-1} A}{c_p g_n (1 - 1/\chi)}$$

und infolgedessen in der Reynoldsschen Kenngröße die Umrechnungszahl von mechanischer Arbeit auf Wärme  $A = 1/427$  auftrat, die dann weggelassen wurde.

**43. Verwendung eines beliebigen, für  $H$  und  $M$  gleichen Maßsystems bei zahlenmäßiger Berechnung und bei Übertragung der Kenngrößen.** Wir ziehen aus dem soeben erläuterten Satz von der Vervielfachung einer Kenngröße den Schluß, daß es gleichgültig ist, ob wir Längen in  $m$  oder in  $km$  oder  $cm$  messen, wenn nur das gleiche für  $H$  und  $M$  geschieht. Entsprechendes gilt für alle Maßgrößen. In diesem Sinne kann die bisher von uns eingehaltene Voraussetzung eines abgestimmten technischen Maßsystems aufgegeben werden; doch wollen wir sie bei unseren theoretischen Untersuchungen der Einfachheit wegen beibehalten. Wohl aber ist es bei der Erledigung praktischer zahlenmäßiger Modellaufgaben zweckmäßig, die einzelnen Maßgrößen, vornehmlich die Stoffwerte, jeweils nach Zahl und Maß so in die Kenngrößen für  $H$  und  $M$  einzusetzen, wie sie von den einschlägigen Handbüchern dargeboten werden.

Für die Zahlenrechnung kann jedes beliebige Maßsystem, zum Beispiel auch das physikalische, benutzt werden, wenn es in gleicher Weise für  $H$  und  $M$  geschieht.

**44. Allgemeine funktionale Erweiterung einer Kenngröße.** Die Sätze von der Potenzierung und Vervielfachung einer Kenngröße gestatten die folgende Erweiterung. Nach den Ausführungen von Nr. 40 und 42 kann statt  $\Psi(\mathfrak{R}_1, \mathfrak{R}_2, \mathfrak{R}_3, \dots, \mathfrak{R}_r) = 0$  offenbar geschrieben werden

$$\Psi_2(\zeta_1 \mathfrak{R}_1^x, \zeta_2 \mathfrak{R}_2^y, \zeta_3 \mathfrak{R}_3^z, \dots, \zeta_r \mathfrak{R}_r^u) = 0$$

oder allgemeiner eine Kenngrößenbeziehung von der Form

$$\Psi_3(f_1(\mathfrak{R}_1), f_2(\mathfrak{R}_2), f_3(\mathfrak{R}_3), \dots, f_r(\mathfrak{R}_r)) = 0,$$

wo jedes einzelne  $f(\mathfrak{R})$  eine eindeutige Funktion von dem betreffenden  $\mathfrak{R}$  allein sein soll. Denn, wenn die einzelne Kenngröße  $\mathfrak{R}$  denselben Zahlenwert für  $H$  und  $M$  besitzt, so hat im allgemeinen  $f(\mathfrak{R})$  einen anderen, aber doch für  $M$  und  $H$  gleichen Zahlenwert, so daß der Sinn der Kenngrößenbeziehung  $\Psi = 0$  auch in  $\Psi_3 = 0$  erhalten bleibt: es besteht eine Abhängigkeit zwischen der Kenngröße  $\mathfrak{R}$  und den übrigen  $r - 1$  Kenngrößen des Problems. Somit gilt der folgende Satz von der funktionalen Erweiterung einer Kenngröße: In einer Kenngrößenbeziehung kann eine Kenngröße  $\mathfrak{R}$  durch eine eindeutige Funktion von  $\mathfrak{R}$  ersetzt werden.

**45. Arten der Kenngrößen: Suchkenngrößen und Bestimmungskenngrößen, Modellgesetzkenngrößen und Parameterkenngrößen.** Die für ein physikalisches Problem in Betracht kommenden veränderlichen Kenngrößen haben im Hinblick auf die Aufgabestellung verschiedene Bedeutung: Ist beispielsweise der Widerstand eines gleichförmig fahrenden Schiffes unter Berücksichtigung von Schwere und innerer Reibung der beschleunigt bewegten Flüssigkeitsteilchen dimensionsfrei darzustellen, so erhält man, wie in Teil VI, Nr. 71, näher ausgeführt ist, eine Kenngrößenbeziehung

$$\begin{aligned} \Psi(\mathfrak{N}, \mathfrak{F}, \mathfrak{R}, \mathfrak{P}_\delta) &= 0, \\ \mathfrak{N} &= \Phi(\mathfrak{F}, \mathfrak{R}, \mathfrak{P}_\delta). \end{aligned}$$

Hierin ist  $\alpha = \mathfrak{N} = P : l^2 v^2 \rho$  als dimensionsfreies Potenzprodukt des Schiffswiderstandes  $P$  oder auch als Kenngröße des allgemeinen Newtonschen Ähn-

lichkeitsgesetzes die Suchkenngröße oder abhängige Kenngröße; der Zahlenwert von  $\mathfrak{R}$  ist bestimmt, wenn das Zahlengesetz der Abhängigkeit bekannt ist und wenn für  $\mathfrak{F}$ ,  $\mathfrak{R}$ ,  $\mathfrak{R}_\delta$  drei Zahlenwerte im Bereich des physikalisch möglichen gegeben sind. Die Froudesche Kenngröße  $\mathfrak{F}$ , die Reynoldssche Kenngröße  $\mathfrak{R}$  und die Kenngröße der Oberflächenrauheit  $\mathfrak{R}_\delta$  sind dann die Bestimmungskenngrößen oder unabhängigen Kenngrößen.  $\mathfrak{F}$ , aufgebaut auf dem Stoffwertquotienten  $\gamma/\rho$ , und  $\mathfrak{R}$ , aufgebaut auf dem Stoffwertquotienten  $\eta/\rho$ , sind für dieses Problem die Stoffwertkenngrößen oder Modellgesetzkenngrößen, insofern die Forderung der Gleichheit von  $\mathfrak{F}$  für  $H$  und  $M$  die Einhaltung des Froudeschen, die Forderung der Gleichheit von  $\mathfrak{R}$  für  $H$  und  $M$  die Einhaltung des Reynoldsschen Modellgesetzes erfordert, also den in dem jeweiligen Stoffwertquotienten zum Ausdruck kommenden Eigenschaften des Stoffes in bezug auf die linearen und zeitlichen Größen gesetzliche Bindungen auferlegt.  $\mathfrak{R}_\delta = \delta/l$  ist als ideelles Verhältnis einer Maßgröße zu einer anderen dimensionsgleichen Maßgröße eine Parameterkenngröße.  $\mathfrak{R}_\delta$  nimmt einen anderen Zahlenwert an, wenn sich das Verhältnis der feinen Vorsprünge  $\delta$  der Oberfläche zur Länge  $l$  ändert;  $\mathfrak{R}_\delta$  kennzeichnet also die relative, nicht die absolute Rauheit. Die Einhaltung eines gleich großen  $\mathfrak{R}_\delta$  für  $H$  und  $M$  liefert ein Parametergesetz; weiteres über  $\mathfrak{R}_\delta$  ist in Nr. 47 enthalten.

**46. Die Suchkenngröße oder abhängige Kenngröße.** Bei einem beliebigen physikalischen Problem ist es vom Standpunkt der Ähnlichkeitswissenschaft gleichgültig, welche der untereinander in Beziehung tretenden Maßgrößen gesucht wird; grundsätzlich kann jede der Maßgrößen durch eine Gruppe der andern Maßgrößen als dimensionsfreies Potenzprodukt, also als Suchkenngröße oder abhängige Kenngröße, dargestellt werden. Wird in dem früheren Beispiel des gleichförmig fahrenden Schiffes der Schiffswiderstand  $P$  gesucht, so kann die Newtonsche Kenngröße  $\mathfrak{R} = \mathfrak{R}_P = P : l^2 v^2 \rho$  oder auch eine andere Form dieser Kenngröße, zum Beispiel  $\mathfrak{R}_P = P : l^3 \gamma$ , als Suchgröße benutzt werden. Wird nach einer Arbeit oder Energie  $E$  gefragt, so wird man  $\mathfrak{R}_E = E : l^3 v^2 \rho$  einführen, kommt eine Leistung  $N$  in Betracht, so ist meist  $\mathfrak{R}_N = N : l^2 v^3 \rho$  die zugehörige geeignete Suchkenngröße, und ein Druckhöhenverlust  $\Delta p$  führt auf  $\mathfrak{R}_{\Delta p} = \Delta p : v^2 \rho$ . Bei der Strömung von Flüssigkeit mit Wärmeübergang hatten wir die Aufgabe so gestellt, daß die Übergangswärmeenergie  $E_\alpha$  gesucht, also die Biotsche Kenngröße  $\mathfrak{B} = E_\alpha : \lambda_w l t \Delta T$  die abhängige Veränderliche war. Grundsätzlich kann  $E_\alpha$  auch durch andere Bezugsgrößen, zum Beispiel durch  $c_p \gamma_n$  dimensionsfrei gemacht werden; es entsteht dann nicht  $\mathfrak{B}$ , sondern eine andere gleichwertige Kenngröße für die Übergangsenergie. — Ist in einem andern Falle die Zeit  $t$  die Abhängige, so ist diese veränderliche Zeit durch geeignete Bezugsgrößen dimensionsfrei zu machen; das kann durch  $t_0$  geschehen oder durch  $l/v$ , wenn  $t_0$  oder  $l$  und  $v$  zu den Maßgrößen des Problems gehören. Aber man kann auch einen Stoffwertquotienten als Bezugsgröße benutzen. So kann das Gesuchte  $t$  durch  $g = \gamma/\rho$  und durch  $\nu = \eta/\rho$  mittels  $g^{-\frac{2}{3}} \nu^{\frac{1}{3}}$  zu dem dimensionsfreien Produkt

$$\mathfrak{R}_t = \frac{t}{g^{-\frac{2}{3}} \nu^{\frac{1}{3}}} = t g^{\frac{2}{3}} \nu^{-\frac{1}{3}}$$

ausgebildet werden mit dem Vorteil, daß während des Einzelvorgangs  $g$  und  $\nu$  feste Werte haben, während dies bei Verwendung von  $l/v$  nicht zu sein braucht. Es wird immer zweckmäßig sein, die Suchkenngröße wenn möglich auf solchen Bezugsgrößen aufzubauen, die während des Einzelvorgangs fest sind.

**47. Einfache und erweiterte Parameterkenngrößen. Stoffwertgesetze oder Modellgesetze und Parametergesetze.** Bei einem Vorgang mögen unter den Maßgrößen der vollständigen physikalischen Gleichung ungleichartige Größen, das sind solche ungleicher Dimension, und gleichartige Maßgrößen als solche gleicher Dimension auftreten. Je eine von diesen gleichartigen Größen soll dann zu den ungleichartigen gerechnet werden, und für jede andere gleichartige Größe ist ihr Verhältnis zu der jeweils abgesonderten als Parameterkenngröße  $\mathfrak{P}'$ ,  $\mathfrak{P}'' \dots$  in die Kenngrößenbeziehung einzuführen. Unter Hinweis auf das in Nr. 70, 71 und 73 behandelte Beispiel des Schiffswiderstandes mit Einbeziehung der Parameterkenngrößen der Oberflächenrauheit und -reinheit  $\mathfrak{P}_s$ , der Trimmlage  $\mathfrak{P}_h$  und des Tiefgangs  $\mathfrak{P}_t$  mögen hier nur einige Ausführungen allgemeiner Art folgen.

Grundsätzlich kann jede Maßgröße zu einer Parameterkenngröße ausgebildet werden: Wenn bereits eine Größe gleicher Dimension unter den Maßgrößen des Problems auftritt und abgesondert ist, erfolgt die Dimensionsbefreiung in der Regel durch diese abgesonderte Größe und führt so auf eine einfache Parameterkenngröße. Sie kann aber auch in der Weise durchgeführt werden, wie es soeben bei den Suchkenngrößen erörtert worden ist und führt dann auf eine erweiterte Parameterkenngröße. Dies werde am folgenden Problem näher erläutert: Für eine Reihe geometrisch ähnlicher Einrichtungen zum Beispiel nach Art von Zähigkeitsmessern, in denen ein Gewicht  $P$  im Innern eines mit zäher Flüssigkeit erfüllten Hohlzylinders lotrecht herabsinkt, lautet die Kenngrößenbeziehung genau so wie beim eben behandelten Fall des Schiffswiderstandes  $\Psi(\mathfrak{N}, \mathfrak{F}, \mathfrak{R}, \mathfrak{P}_s) = 0$ . Diesmal werde aber nicht die Kraft  $P$ , also die Kenngröße  $\mathfrak{N}$ , sondern die Zähigkeit  $\eta$ , also die Kenngröße  $\mathfrak{R}$ , gesucht. Dadurch wird die bisherige Modellgesetzgröße  $\mathfrak{R}$  zur Suchkenngröße, und an ihre Stelle tritt  $\mathfrak{N}$  unter die Bestimmungskenngrößen, welche jetzt  $\mathfrak{N}$ ,  $\mathfrak{F}$ ,  $\mathfrak{P}_s$  sind. Diese bedingen die folgenden drei, auf  $l$ ,  $t$ ,  $\rho$  aufgebauten Ähnlichkeitsgesetze:  $\mathfrak{N} = P : l^2 v^2 \rho$ , welches nur den einen Stoffwert  $\rho$  enthält, ist eine erweiterte Parameterkenngröße und liefert kein Stoffwert- oder Modellgesetz, sondern ein Parametergesetz; das Entsprechende gilt von der einfachen Parameterkenngröße  $\mathfrak{P}_s = \delta/l$ ; die Stoffwertkenngröße  $\mathfrak{F} = \gamma : l t^{-2} \rho$  führt dagegen auf ein Stoffwertgesetz, das Froudesche Modellgesetz, da sie auf dem Quotienten zweier Stoffwerte aufgebaut ist.

Bei den wasserbaulichen Modellversuchen zur Erforschung von Strombetten usw. kann zum Beispiel der Änderung der Form eines rechteckigen Rinnenprofils durch Einführung von  $\mathfrak{P}_h = h/b$  Rechnung getragen werden; bei Bühneneinbauten käme  $\mathfrak{P}_b = b/s$  als Verhältnis von Breite  $b$  zu Kraglänge  $s$  und weiter die Zahl der Bühnen auf einer gegebenen Strecke  $l$  oder der Bühnenabstand  $a$  im Verhältnis zu  $l$  also  $\mathfrak{P}_a = a/l$  in Betracht. Neben diesen Änderungsmöglich-

keiten der großen oder Hauptabmessungen eines Strömungssystems tritt noch wie beim Schiff die Änderung der Feingestalt der Oberfläche des benutzten Körpers, die symbolisch wieder durch die Parameterkenngröße der Rauheit  $\mathfrak{R}_s = \delta/l$  angedeutet wird, indem man die Höhe  $\delta$  kleiner und kleinster Vorsprünge als ideelle Maßgröße der absoluten Rauheit ansieht. Doch lassen sich die Strömungsvorgänge unmittelbar an der festen Grenzfläche, also bei nicht zu rauhen Wänden an der Haftfläche der laminaren Grenzschicht, letzten Endes nur vom Standpunkt der Molekularphysik erfassen, und in dieser Hinsicht liegen noch wenig praktisch brauchbare Ergebnisse vor. In  $\mathfrak{R}$  möge zugleich der jeweilige Zustand der Reinheit und Schlüpfrigkeit der Oberfläche einbegriffen sein.

In diese Gruppe von Parameterkenngrößen gehören auch Winkel, da sie durch das Verhältnis zweier linearen Größen gemessen werden. Steht eine lotrecht im Strom stehende Platte schräg zur Anströmungsgeschwindigkeit, oder bewegt sich eine Steuer- oder Flugzeugtragfläche oder eine Turbinenschaufel oder ein Propellerflügel in Wasser oder Luft, so wäre der relative Einströmwinkel eine geeignete Parameterkenngröße. Bei Turbinen und Propellern kann hierfür der Fortschrittsgrad, das ist das Verhältnis  $v/u = v/\pi nd$  oder auch  $\mathfrak{R}_f = v/nd$  gewählt werden, wo  $v$  die axiale Eintrittsgeschwindigkeit,  $n$  die Drehzahl und  $d$  der Durchmesser sein möge; die gleichen Dienste tut die reziproke Kenngröße  $\mathfrak{R}_e = dn/v$ , die Eintrittsgrad heiße.

## V. Abriß der Lehre von den Dimensionen.

**48. Bedeutung der Dimensionslehre und Voraussetzungen.** Das Wesen der Ähnlichkeits- und Modellprobleme wird erst durch die Lehre von den Dimensionen vollkommen klargelegt, insofern dieser Wissenszweig eine Folge der analytischen Formen ist, in die wir unsere Erfahrungen über das Gesetzmäßige des Naturgeschehens mittels der physikalischen Größen oder Maßgrößen kleiden. Man findet eine eingehende Darstellung der Grundlagen der Dimensionswissenschaft im Zusammenhang mit beliebig gewählten Maßsystemen und Einheiten bei Wallot<sup>1</sup>. Wir beschränken uns hier auf das, was für die physikalische Ähnlichkeit in ihrer Bedeutung für das theoretische und praktische Modellwesen erforderlich ist, und legen gemäß den in der Einleitung aufgestellten Voraussetzungen die phänomenologischen Erfahrungsgesetze mit Potenzproduktaufbau zugrunde. Ferner benutzen wir wieder ausschließlich das in Teil I erläuterte abgestimmte technische Maßsystem mit den fünf Grundeinheiten  $m, s, kg, gd, C$ , also: Meter, Sekunde, Kraftkilogramm, Kelvingrad, Coulomb. Bewußt scheidet wir damit alles das aus, was die allgemeine Dimensionswissenschaft über die Zusammenhänge bei beliebiger Einheitenwahl, bei Einheitenwechsel und bei Übergang zu anderen Maßsystemen lehrt.

**49. Dimensionsbefreiung einer kinematischen Maßgröße.** Wir lösen zunächst die Hauptaufgabe der Dimensionslehre: Es ist eine gegebene physikalische Größe beliebiger Art, zum Beispiel für die Zwecke der Modellwissenschaft, dimensionsfrei

<sup>1</sup> Vgl. Fußnote 7, S. 279.

oder — wie wir bei Wahl eines abgestimmten Maßsystems sagen können — maßfrei darzustellen. Beispielsweise seien zwei Strömungserscheinungen im Hauptvorgang und im Modellvorgang dynamisch ähnlich, so daß als Grundverhältnisse  $\lambda, \tau, \varkappa$  in Betracht kommen. Dann besteht für die einander entsprechenden, sekundlich durchströmenden Wassermengen  $Q'$  und  $Q$  für  $H$  und  $M$ , gemessen in  $m^3 s^{-1}$ , nach der Übertragungsregel das Verhältnis:

$$\frac{Q'}{Q} = \frac{\lambda^3}{\tau} = \frac{l'^3 t'^{-1}}{l^3 t^{-1}} = \frac{l'^2 v'}{l^2 v} = \frac{v'^3 t'^2}{v^3 t^2} = \frac{l'^{\frac{3}{2}} b'^{\frac{1}{2}}}{l^{\frac{3}{2}} b^{\frac{1}{2}}}.$$

Also gilt auch:

$$\frac{Q'}{l'^3 t'^{-1}} = \frac{Q}{l^3 t^{-1}} \quad \text{oder} \quad \frac{Q'}{l'^2 v'} = \frac{Q}{l^2 v},$$

$$Q' = \zeta l'^3 t'^{-1} \quad Q = \zeta l^3 t^{-1} \quad \text{oder} \quad Q' = \zeta_1 l'^2 v' \quad Q = \zeta_1 l^2 v,$$

wo  $\zeta$  und  $\zeta_1$  reine Zahlen sind.

Diese aus der Übertragungsregel gewonnenen Ergebnisse können in anderer Weise mit Hilfe der Dimensionslehre durch Stellung folgender Aufgabe gefunden werden. Es soll für Ähnlichkeitszwecke die kinematische Größe  $Q$  als Leitgröße durch zwei bestimmt gewählte Größen, eine Bezugslänge  $l$  und eine Bezugszeit  $t$ , in folgender Weise ausgedrückt werden: Wir setzen das mit dem Zahlenfaktor  $\varepsilon$  behaftete Potenzprodukt

$$Q = \varepsilon l^x t^y$$

an und bestimmen die Exponenten  $x$  und  $y$  mittels der Einheitengleichung

$$[m^3 s^{-1}] = [m^x s^y]$$

auf Grund des Fourierschen Satzes von der Gleichheit der Dimensionen aller Glieder einer physikalischen Gleichung zu

$$x = 3 \quad y = -1.$$

In Übereinstimmung mit obigem erhalten wir also:

$$Q = \varepsilon l^3 t^{-1}.$$

Im Hinblick auf die Maßeinheit  $m^3 s^{-1}$  sagt man meist allgemein: Die Dimension von  $Q$  ist  $[L^3 T^{-1}]$ , in Worten: Länge hoch drei mal Zeit hoch minus eins. Wir aber wollen der Einfachheit wegen hier in unseren Ähnlichkeitsbetrachtungen unter der Dimension einer physikalischen Größe verstehen die bestimmte, aus unseren Grundeinheiten  $m, s, kg, gd, C$  als Potenzprodukt aufgebaute Maßeinheit der betreffenden Größe. Demnach hat  $Q$  die Dimension  $[m^3 s^{-1}]$ . — Allerdings sagt man häufig auch: Die sekundliche Wassermenge  $Q$  hat in der Darstellungsform  $Q = \varepsilon l^3 t^{-1}$  hinsichtlich der Länge die Dimension 3, hinsichtlich der Zeit die Dimension — 1. Bei uns hier soll aber das Wort Dimension nicht in diesem Sinn gebraucht werden, sondern nur in der angeführten Bedeutung, also als Abkürzung für die aus den gewählten Grundeinheiten in abgestimmter Potenzproduktform aufgebaute Gesamtmaßeinheit selbst. Wohl aber werden wir sagen:  $Q$  hat in der Darstellungsform  $Q = \varepsilon l^3 t^{-1}$  den Dimensionsexponenten 3 für die Länge und den Dimensionsexponenten — 1 für die Zeit.



Je nach der Auswahl der unabhängigen Bezugsgrößen wird die Form des Dimensionsansatzes für eine Maßgröße eine andere. Benutzt man im obigen Beispiel  $l$  und  $v$  als Bezugsgrößen, so lautet die Potenzproduktgleichung für  $Q$  und die zugehörige Einheitengleichung, da  $[v] = [m s^{-1}]$  ist,

$$Q = \varepsilon_1 l^x v^y$$

$$[m^3 s^{-1}] = [m^x m^y s^{-y}],$$

und es wird nach Fouriers Satz

$$\begin{aligned} 3 &= x + y & -1 &= -y, \\ x &= 2 & y &= 1, \end{aligned}$$

also

$$Q = \varepsilon_1 l^2 v.$$

In dieser Darstellungsform hat  $Q$  somit den Dimensionsexponenten 2 für die Länge und 1 für die Geschwindigkeit. Die Exponenten sind also abhängig von der Wahl der Gruppe der Bezugsgrößen.

**50. Dimensionsbefreiung einer dynamischen Maßgröße.** Soll eine dynamische Größe, zum Beispiel eine Kraft, ein Impuls, eine Arbeit, eine Leistung oder ein physikalischer Erfahrungsbeiwert, kurz Stoffwert genannt, zum Beispiel  $\rho$  oder  $\gamma$  oder  $\eta$ , für Ähnlichkeitszwecke in entsprechender Weise ausgedrückt werden, so genügen nicht kinematische Bezugsgrößen  $l$ ,  $t$  oder  $v$ , sondern es ist dazu noch eine dynamische Bezugsgröße erforderlich, also eine Bezugsgröße, deren Einheit in unserem technischen Maßsystem auf dem  $kg$  aufgebaut ist. Die Aufgabe lautet hier: Für einen bestimmten Vorgang soll eine Kraft  $P$  als Leitgröße durch drei Bezugsgrößen, die Dichte  $\rho$  der beschleunigten Flüssigkeit, eine angenommene Bezugsfläche  $f$  und eine bestimmte Geschwindigkeit  $v$  des Vorgangs ausgedrückt werden. Wir setzen unter Verwendung einer reinen Zahl  $\varepsilon$  die Potenzproduktgleichung

$$P = \varepsilon \rho^x f^y v^z$$

an und gewinnen mit  $m^{-4} s^2 kg$  für die Einheit der Dichte  $\rho$  die Einheitengleichung für  $P$

$$[kg] = [m^{-4x} s^{2x} kg^x m^{2y} m^z s^{-z}],$$

woraus sich entsprechend der Dreizahl der Grundeinheiten drei unabhängige Bestimmungsgleichungen für  $x$ ,  $y$ ,  $z$  ergeben:

$$\begin{aligned} 0 &= -4x + 2y + z & 0 &= 2x - z & 1 &= x \\ y &= 1 & z &= 2 & x &= 1 \end{aligned}$$

$$P = \varepsilon \rho f v^2.$$

Also ist

$$\varepsilon = \frac{P}{\rho f v^2} = P \cdot \rho^{-1} f^{-1} v^{-2}.$$

Dieses Potenzprodukt  $\varepsilon$  ist eine reine Zahl, und wir hätten die Aufgabe auch so stellen können: Es ist die Kraft  $P$  durch die drei unabhängig gewählten Bezugsgrößen  $\rho$ ,  $f$  und  $v$  dimensionsfrei oder, wie wir hier auch sagen können, maßfrei zu machen, und zwar durch den Ansatz  $\varepsilon = P \cdot \rho^\alpha f^\beta v^\gamma$ , in welchem die Leitgröße  $P$  den Exponenten 1 haben soll.

Es möge jetzt umgekehrt die Dichte  $\rho$  durch die drei gewählten Bezugsgrößen  $P$ ,  $f$ ,  $v$  maßfrei gemacht werden, das heißt es soll ein dimensionsfreies Potenz-

produkt  $\Pi$  aus diesen vier Größen gebildet werden, wobei wieder die Leitgröße — also jetzt  $\varrho$  — den Exponenten 1 erhält. Wir schreiben somit

$$\begin{aligned}\Pi &= \varrho \cdot P^x f^y v^z, \\ [1] &= [m^{-4} s^2 kg kg^x m^{2y} m^z s^{-z}], \\ 0 &= -4 + 2y + z & 0 &= 2 - z & 0 &= 1 + x \\ y &= 1 & z &= 2 & x &= -1\end{aligned}$$

$$\dot{\Pi} = \varrho \cdot P^{-1} f v^2 = \frac{\varrho}{P f^{-1} v^{-2}}.$$

Ganz entsprechend könnte aus  $\varrho$  mittels der Bezugsgrößen  $l$ ,  $t$ ,  $P$  ein maßfreies Potenzprodukt gebildet werden: Man erhält aus

$$\begin{aligned}\Pi &= \varrho \cdot l^x t^y P^z, \\ \Pi &= \varrho \cdot l^4 t^{-2} P^{-1} = \frac{\varrho}{l^{-4} t^2 P},\end{aligned}$$

ein Ergebnis, das auch aus der Übertragungsregel für  $\varrho$  ohne weiteres gewonnen werden kann; denn es ist, da  $\varrho$  in  $m^{-4} s^2 kg$  gemessen wird,

$$\frac{\varrho'}{\varrho} = \lambda^{-4} \tau^2 \kappa = \frac{l'^{-4} t'^2 P'}{l^{-4} t^2 P}$$

und folglich

$$\frac{\varrho'}{l'^{-4} t'^2 P'} = \frac{\varrho}{l^{-4} t^2 P} = \Pi.$$

**51. Dimensionsbefreiung einer thermischen Maßgröße.** Für ein thermisches Problem soll die Wärmeleitfähigkeit eines homogenen Körpers  $\lambda_w$ , gemessen in unserem abgestimmten Maßsystem in  $s^{-1} kg gd^{-1}$ , dimensionsfrei gemacht werden durch folgende vier unabhängig gewählten Bezugsgrößen, durch die Wärmemenge oder den Arbeits- oder Energiebetrag  $E$ , gemessen in  $mg$ , ferner durch eine Länge  $l$ , durch eine Zeit  $t$  und eine bestimmte Temperatur  $T$  oder den Unterschied  $\Delta T$  des Vorgangs. Dann gilt die Potenzproduktgleichung und die Einheitengleichung für  $\lambda_w$

$$\begin{aligned}\Pi &= \lambda_w \cdot E^x l^y t^z \Delta T^p \\ [1] &= [s^{-1} kg gd^{-1} m^x kg^y m^z s^2 gd^p],\end{aligned}$$

und es bestehen für die vier Unbekannten  $x$ ,  $y$ ,  $z$ ,  $p$  die vier unabhängigen Gleichungen

$$\begin{aligned}0 &= x + y & 0 &= -1 + z & 0 &= 1 + x & 0 &= -1 + p, \\ y &= 1 & z &= 1 & x &= -1 & p &= 1,\end{aligned}$$

so daß das maßfreie Potenzprodukt  $\Pi$  die Form erhält

$$\Pi = \lambda_w \cdot E^{-1} l t \Delta T = \frac{\lambda_w}{E l^{-1} t^{-1} \Delta T^{-1}}.$$

**52. Dimensionsbefreiung einer elektrischen Maßgröße.** Für ein elektrotechnisches Problem soll die elektrische Leitfähigkeit  $\chi$  eines Metallstabes, gemessen in  $\text{Ohm}^{-1} m^{-1}$  oder in unserem auf Coulomb  $[C]$  abgestimmten technischen Maßsystem in  $m^{-2} s^{-1} kg^{-1} C^2$ , umgeformt werden in ein maßfreies Potenzprodukt  $\Pi$  durch folgende vier unabhängig gewählten Bezugsgrößen:

eine elektrische Leistung  $N$  in  $ms^{-1}kg$ , eine Länge  $l$ , eine Zeit  $t$  und eine Elektrizitätsmenge  $Q$ . Wir setzen die Potenzproduktgleichung und die zugehörige Einheitengleichung an:

$$\begin{aligned} \Pi &= \chi \cdot N^x l^y t^z Q^p, \\ [1] &= [m^{-2} s^{-1} kg^{-1} C^2 m^x s^{-x} kg^y m^y s^y C^p], \\ 0 &= -2 + x + y & 0 &= -1 - x + z & 0 &= -1 + x & 0 &= 2 + p \\ y &= 1 & z &= 2 & x &= 1 & p &= -2, \end{aligned}$$

$$\Pi = \chi \cdot N l t^2 Q^{-2} = \frac{\chi}{Q^2 N^{-1} l^{-1} t^{-2}}.$$

**53. Dimensionsbefreiung einer allgemeinen physikalischen Maßgröße.** Eine beliebige physikalische Größe oder kurz Maßgröße  $p$ , deren Einheit sich aus allen fünf Elementen der Länge, Zeit, Kraft, Temperatur und Elektrizitätsmenge unseres abgestimmten technischen Maßsystems zusammensetzen möge, soll durch die fünf unabhängig gewählten physikalischen Bezugsgrößen  $b_1, b_2, b_3, b_4, b_5$  je von bekannter Einheit in ein dimensionsfreies Potenzprodukt umgewandelt werden. Wir setzen zu diesem Zwecke die allgemeine Potenzproduktgleichung mit  $p$  als Leitgröße sowie die zugehörige Einheitengleichung an:

$$\begin{aligned} \Pi &= p \cdot b_1^{\alpha_1} b_2^{\alpha_2} b_3^{\alpha_3} b_4^{\alpha_4} b_5^{\alpha_5}, \\ [1] &= [p \cdot b_1^{\alpha_1} b_2^{\alpha_2} b_3^{\alpha_3} b_4^{\alpha_4} b_5^{\alpha_5}] \end{aligned}$$

und bestimmen in der angegebenen Weise die fünf Unbekannten  $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4, \alpha_5$  aus den fünf unabhängigen Bestimmungsgleichungen der Dimensionsexponenten.

Offensichtlich kann jetzt hiernach für jede Maßgröße  $p$  unter den aufgestellten Voraussetzungen eine Potenzproduktgleichung in der Form angegeben werden:

$$p = \varepsilon b_1^{\alpha_1} b_2^{\alpha_2} b_3^{\alpha_3} b_4^{\alpha_4} b_5^{\alpha_5}.$$

Alle in diesem Teil V behandelten Aufgaben der Dimensionslehre lassen sich als Sonderfälle der allgemeinen Sätze dieses Abschnitts Nr. 53 behandeln.

**54. Ableitung der Newtonschen, der Froudeschen und der Reynoldsschen Kenngröße mittels der Dimensionslehre.** Es soll für einen Strömungsvorgang die Dichte  $\varrho$  als Leitgröße durch die Bezugsgrößen  $P, l, v$  dimensionsfrei gemacht werden. Nach dem soeben erläuterten Verfahren ergibt sich das dimensionsfreie Potenzprodukt

$$\Pi_1 = \frac{\varrho}{P l^{-2} v^{-2}} = \mathfrak{N},$$

welches im Hinblick auf das hieraus hervorgehende Newtonsche Ähnlichkeitsgesetz als Newtonsche Kenngröße bezeichnet werden könnte, doch haben wir in Nr. 26 den reziproken Wert  $\mathfrak{N} = \mathfrak{N}^{-1} = P : l^2 v^2 \varrho$  bereits so benannt.

Es soll die Dichte  $\varrho$  durch die Bezugsgrößen  $\gamma, l, v$  dimensionsfrei gemacht werden. Nach dem mehrfach geübten Verfahren entsteht das dimensionsfreie Potenzprodukt

$$\Pi_2 = \frac{\varrho}{\gamma l v^{-2}} = \frac{v^2}{l \gamma / \varrho} = \frac{v^2}{l g} = \mathfrak{F},$$

wo  $\mathfrak{F}$  die Froudesche Kenngröße ist.

Es ist ferner die Dichte  $\rho$  durch die drei Bezugsgrößen — Zähigkeit  $\eta$ , zu messen in  $m^{-2} s k g$ , Länge  $l$  und Geschwindigkeit  $v$  — dimensionsfrei zu machen. Man erhält aus

$$\Pi_3 = \rho \cdot \eta^x l^y v^z$$

die Einheitengleichung

$$[1] = [m^{-4} s^2 k g m^{-2x} s^x k g^x m^y m^z s^{-z}],$$

$$\begin{array}{lll} 0 = -4 - 2x + y + z & 0 = 2 + x - z & 0 = 1 + x \\ y = 1 & z = 1 & x = -1, \end{array}$$

$$\Pi_3 = \rho \cdot \eta^{-1} l v = \frac{\rho}{\eta l^{-1} v^{-1}} = \frac{l v}{\eta / \rho} = \Re,$$

wo  $\Re$  die Reynoldssche Kenngröße ist.

Die Dimensionslehre löst daher die Aufgabe, eine physikalische Größe durch geeignete, vorgegebene oder gewählte Bezugsgrößen dimensionsfrei zu machen und bildet somit die Grundlage der gesamten Ähnlichkeitsphysik und Modellwissenschaft, wie insbesondere aus dem folgenden, dem Ähnlichkeitsprinzip gewidmeten Teil VI hervorgeht.

## VI. Das Allgemeine Ähnlichkeitsprinzip der Physik.

**55. Wesen und Bedeutung des Allgemeinen Ähnlichkeitsprinzips.** In diesem Teil soll das Wesen und die Bedeutung des die gesamte phänomenologische Physik beherrschenden Allgemeinen Ähnlichkeitsprinzips von Grund aus entwickelt und zugleich von dem höheren Standpunkt aus gezeigt werden, daß Dimensionslehre, Ähnlichkeitsprinzip und Modellwissenschaft ein einheitliches Ganzes sind. Es sei hier ausdrücklich auf die im Teil I behandelten Grundbegriffe und einschränkenden Voraussetzungen hingewiesen.

Eine physikalische Gleichung, welche die Erfahrung über einen bestimmten Naturvorgang in mathematischer Form zusammenfaßt, besagt, daß zwischen den in der Gleichung auftretenden physikalischen Größen eine Beziehung besteht. Indem wir uns vorstellen, daß eine solche analytische Gleichung auch Geltung hat für geometrisch ähnliche, vergrößerte oder verkleinerte Systeme mit physikalisch ähnlichen Vorgängen, können wir alle physikalischen Größen der Gleichung als Veränderliche in diesem Sinne ansehen. Das Hauptziel der Untersuchungen dieses Abschnitts ist die Herausarbeitung der reinen Zahlenbeziehung, die in der vollkommenen analytischen Endgleichung des Problems verborgen ist und die nicht nur die betrachteten Einzelfälle, sondern auch die zugehörigen physikalisch ähnlichen Vorgänge charakterisiert. Das Grundsätzliche und für die Anwendung außerordentlich Bedeutsame liegt dabei in der Verwendbarkeit der Ergebnisse des Einzelfalles für eine ganze Mannigfaltigkeit von physikalisch ähnlichen Vorgängen unter gleichzeitiger Verminderung der Anzahl der Veränderlichen.

**56. Vorläufige Vereinfachung des Problems.** Sind unter den Größen der physikalischen Gleichung mehrere von derselben Art vertreten, also von gleicher Dimension oder — da wir hier ausschließlich das abgestimmte technische Maß-

system benutzen — von gleicher Maßeinheit, so wollen wir zunächst, indem wir uns hier der Darstellung Buckingham's<sup>1</sup> anschließen, so vorgehen: eine von den gleichartigen Größen bleibt je bestehen, für jede andere gleichartige Größe aber wird ihr Quotient zu der ersteren, also eine unbenannte Verhältnisgröße, die Parameterkenngröße oder kurz Parametergröße  $\mathfrak{P}$  in die Abhängigkeitsbeziehung eingeführt. Es mögen dann noch  $n$  ungleichartige benannte physikalische Größen  $q_1, q_2, \dots, q_n$  bleiben und außerdem mehrere unbenannte Parameterkenngrößen  $\mathfrak{P}', \mathfrak{P}'', \dots$ , so daß die Beziehung in der Form

$$F(q_1, q_2, \dots, q_n; \mathfrak{P}', \mathfrak{P}'', \dots, \mathfrak{P}^{(i)}) = 0 \quad (1)$$

dargestellt werden kann. Das Problem soll zunächst dadurch vereinfacht werden, daß die  $\mathfrak{P}', \mathfrak{P}'', \dots, \mathfrak{P}^{(i)}$  festgehalten werden: Man stelle sich zum Beispiel vor, daß ein fester Ellipsoidkörper von den Halbachsen  $a, b, c$  als Pendel von der Länge  $l$  in einem homogenen widerstehenden Mittel hin und her schwinde; dann sollen in dem allgemeinen Abhängigkeitsgesetz  $\mathfrak{P}' = a/l, \mathfrak{P}'' = b/l, \mathfrak{P}''' = c/l$  veränderlich sein, im vereinfachten Sonderproblem aber feste Werte haben, also hier als Veränderliche ausscheiden.

**57. Die Maßgrößenbeziehung des Sonderproblems.** Unter der Voraussetzung von Nr. 56 erhält die zwischen den  $n$  ungleichartigen benannten physikalischen Größen, oder wie wir kurz sagen Maßgrößen  $q$ , bestehende Beziehung die einfache Form

$$F(q_1, q_2, \dots, q_n) = 0, \quad (2)$$

welche die Maßgrößenbeziehung des Sonderproblems heißen soll und in welcher die Maßgrößen  $q$  nicht in Form von Differentialen, wie sie etwa in den physikalischen Ansatzgleichungen auftreten, sondern gleich als endliche Größen erscheinen. Die soeben besprochene Vereinfachungsmaßnahme im Sonderproblem — Weglassung der Parameterkenngrößen — ist nur eine vorläufige, die nachher wieder rückgängig gemacht wird; sie ist nicht eine wesentliche Maßnahme, wie die jetzt im folgenden zu erörternde.

**58. Allgemeine Form einer physikalischen Gleichung.** Eine einen bestimmten Naturvorgang beschreibende physikalische Gleichung, im folgenden kurz als physikalische Gleichung bezeichnet, setzt sich zusammen aus einer Reihe von Summengliedern  $G_1, G_2 \dots$ . Jedes Glied einer richtigen physikalischen Gleichung läßt sich in der phänomenologischen Physik gemäß den in Teil I niedergelegten Voraussetzungen in der Potenzproduktform

$$G = \varepsilon q_1^{a_1} q_2^{a_2} \dots q_n^{a_n} \quad (3)$$

darstellen, wo  $a_1, a_2, \dots, a_n$  die aus dem betreffenden Erfahrungsgesetz sich ergebenden unveränderlichen Exponenten der ungleichartigen physikalischen Größen  $q$  sind und  $\varepsilon$  ein Zusatzzahlenfaktor ist, der sich bei Änderung des betrachteten Vorgangs im allgemeinen ändert, der aber für physikalisch ähnliche Vorgänge den gleichen Wert hat.

**59. Veranschaulichung an dem Problem des Schiffswiderstandes.** Dieser allgemeine Satz soll an dem Problem des Schiffswiderstandes, für den dynamische

<sup>1</sup> Vgl. die Fußnote 2 auf S. 279.

Ähnlichkeit in Betracht kommt, veranschaulicht werden. Das Schiffsmodell werde in ruhendem Wasser unter der Wirkung der an der Wasseroberfläche sich ausbildenden Schwerewellen und der Flüssigkeitsreibung gleichförmig mit unveränderter Trimmlage geschleppt; durch besondere Behandlung der benetzten Oberfläche sei dafür gesorgt, daß auch in unmittelbarer Nähe der Schiffswand der Strömungsvorgang dynamisch ähnlich übertragbar ausfällt. Bezeichnet man die Modelllänge  $l$ , die Fahrgeschwindigkeit  $v$ , den Schleppwiderstand  $P$ , die Dichte des Wassers  $\rho$ , sein Einheitsgewicht  $\gamma$  und seine Zähigkeit  $\eta$  der Reihe nach mit  $q_1, q_2, q_3, q_4, q_5, q_6$ , so kann — im Hinblick auf die gesamte Gruppe der physikalisch ähnlichen Vorgänge — der Schwerkraftkomponente eines Flüssigkeitsteilchens  $m$  für eine angenommene Achsenrichtung die Form gegeben werden

$$mg \cos \alpha = \gamma V \cos \alpha = \varepsilon_1 l^3 \gamma = \varepsilon_1 q_1^3 q_5;$$

denn der Rauminhalt des Teilchens kann durch  $\beta l^3$  ersetzt werden und  $\beta \cos \alpha$  durch den zusätzlichen reinen Zahlenfaktor  $\varepsilon_1$ . Entsprechend läßt sich für die innere Reibungskraft an der Oberfläche des Teilchens  $m$  für die gleiche Achsenrichtung schreiben

$$\int \eta \frac{\partial v}{\partial n} df \cos \delta = \zeta \eta \frac{v}{l} l^2 \cos \delta = \varepsilon_2 \eta l v = \varepsilon_2 q_1 q_2 q_6$$

und für die aus den Normaldrücken  $p$  sich ergebende resultierende Druckkraftkomponente an  $m$  für die angenommene Richtung

$$\int p df \cos \varphi = \varepsilon_3 P = \varepsilon_3 q_3$$

sowie für die zugehörige Beschleunigungskraft für die gleiche Richtung

$$mb \cos \psi = \varepsilon_4 \rho l^3 \frac{v^2}{l} = \varepsilon_4 q_1^2 q_2^2 q_4.$$

**60. Physikalische Summengleichung der dimensionsbehafteten Potenzproduktglieder.** Eine physikalische Gleichung läßt sich also in der allgemeinen Form

$$\sum \varepsilon q_1^{\alpha_1} q_2^{\alpha_2} \dots q_n^{\alpha_n} = 0 \quad (4)$$

als eine Summe von Potenzproduktgliedern  $G$ , gebildet aus Maßgrößen  $q$  und je behaftet mit einem anderen zusätzlichen Zahlenfaktor  $\varepsilon$ , darstellen und heiße in dieser Form die physikalische Summengleichung der dimensionsbehafteten Potenzproduktglieder. Sie soll als vollkommene physikalische Gleichung bezeichnet werden, wenn die physikalischen Beiwerte, also die Erfahrungsbeiwerte, welche in den einzelnen Summengliedern unter den physikalischen Größen  $q$  mit vertreten sind, als unveränderlich in dem Untersuchungsbereich des Einzelvorgangs anzusehen sind; man vergleiche hierzu den Abschnitt Nr. 17. In den hier anzustellenden Betrachtungen sollen nur Fälle behandelt werden, die auf vollkommene physikalische Gleichungen führen. Ferner wird im folgenden stets das im Teil I angegebene abgestimmte technische Maßsystem zugrunde gelegt. Würde man im Gegensatz hierzu die Maßeinheiten beliebig, also nicht abgestimmt, wählen, so bedürften die Sätze dieses Abschnitts einer Erweiterung, die nicht der Vereinfachung der Ähnlichkeitsdarstellung dienen

würde. Hierüber ist Ausführliches bei Wallot<sup>1</sup> und bei Buckingham<sup>2</sup> zu finden.

**61. Physikalische Summgleichung der dimensionsfreien Potenzprodukte.** Nach dem im Teil I behandelten Fourierschen Satz von der Homogenität einer richtigen physikalischen Gleichung haben alle Glieder derselben die gleiche Dimension oder in unserem abgestimmten technischen Maßsystem auch die gleiche Maßeinheit. Wird daher die homogene dimensionsbehaftete Gleichung der letzten Summenform dividiert durch eins ihrer Glieder  $G$ , so entsteht eine Gleichung mit neuen, jetzt dimensionsfreien Gliedern von der Form

$$\sum \zeta q_1^{e_1} q_2^{e_2} \dots q_n^{e_n} \pm 1 = 0,$$

in welcher die  $\zeta$  wieder unbenannte Zusatzzahlenfaktoren und die  $e_1, e_2, \dots, e_n$  die neu entstehenden Exponenten der  $n$  ungleichartigen physikalischen Größen  $q$  sind. Wir wollen das Vorzeichen vor der Zahl 1 negativ wählen und die Vorzeichen der einzelnen Summenglieder dementsprechend anpassen, so daß die letzte Gleichung geschrieben werden kann

$$\sum \zeta q_1^{e_1} q_2^{e_2} \dots q_n^{e_n} = 1. \quad (5)$$

Zurückgreifend auf das eben behandelte Beispiel des Schiffswiderstandes heißt dies, daß für ein Flüssigkeitsteilchen  $m$  der Ansatz besteht:

$$\frac{\text{Summe aller einzelnen ursächlichen Kräfte}}{\text{Gesamtbeschleunigungskraft}} = 1,$$

mit der Deutung, daß jede Einzelursache im Verhältnis zur Gesamtwirkung, das ist hier die Gesamtbeschleunigungskraft, einen bestimmten Bruchteil liefert derart, daß die Bruchteile zusammen die Zahl 1 ergeben. Man kann also aus Gleichung (5) errechnen, wie groß zahlenmäßig der Anteil jeder Einzelursache an der Gesamtwirkung ist.

**62. Form der Einheitengleichungen für die dimensionsfreien Potenzprodukte.** Für jedes der in einer physikalischen Gleichung von der Form 5 verbliebenen Summenglieder gilt, da es dimensionsfrei ist, eine Einheitengleichung

$$[q_1^{e_1} q_2^{e_2} \dots q_n^{e_n}] = [m^0 s^0 k g^0 d^0 C^0] = [1], \quad (6)$$

worin [1] das Zeichen für die Dimensions- oder Maßfreiheit ist. Die Einheitengleichung (6), der Reihe nach angesetzt für jedes Summenglied von Gleichung (5), liefert den zu dem Gliede gehörigen Satz von Exponenten  $e_1, e_2, \dots, e_n$ , wie später an einem Beispiel noch näher gezeigt wird.

**63. Abkürzende Summgleichung der dimensionsfreien Potenzprodukte.** Bezeichnet man ein dimensionsfreies, aus den Maßgrößen  $q$  gebildetes Potenzprodukt mit  $\Pi_i$ , so besteht die Potenzproduktgleichung

$$\Pi_i = q_1^{e_{1i}} q_2^{e_{2i}} \dots q_n^{e_{ni}}. \quad (7)$$

Entsprechend den  $r$  dimensionsfreien Potenzprodukten der Gleichung (5) — die Gleichung (4) enthält  $r + 1$  dimensionsbehaftete Potenzproduktglieder  $G$  — erhält man  $r$  unabhängige Potenzproduktgleichungen für die reinen Zahlen-

<sup>1</sup> Vgl. die Fußnote 7 auf S. 279.

<sup>2</sup> Vgl. die Fußnote 2 auf S. 279.

größen  $\Pi_1, \Pi_2, \dots, \Pi_r$  von der durch Gleichung (7) gegebenen Gestalt. Die allgemeine dimensionsfreie Potenzproduktgleichung (5) eines physikalischen Ansatzes in Form einer Differentialgleichung oder in integrierter Form nimmt dann die einfache Form an

$$\sum_1^r \zeta_i \Pi_i = 1. \quad (8)$$

Hierin ist  $\zeta_i$  für jedes Glied ein reiner durch die Maßgrößen  $q$  nicht bedingter Zusatzzahlenfaktor. Das einzelne Potenzprodukt  $\Pi_i$  liefert aus den Zahlenwerten der jeweils in Betracht kommenden Maßgrößen ebenfalls einen reinen Zahlenwert  $\{\Pi_i\}$ , und da es dimensionsfrei ist, entfällt der zusätzliche Dimensions- oder Maßfaktor  $[\Pi_i] = [1]$ .

**64. Die dimensionsfreien Potenzprodukte als neue Veränderliche.** Dies Ergebnis läßt sich auch so aussprechen: die Gleichung (8), welche zunächst eine Größengleichung ist, kann auch als Zahlengleichung, also als eine rein mathematische Gleichung benutzt werden, in der die aus den veränderlichen Maßgrößen  $q$  hervorgehenden reinen Zahlen  $\Pi_i$  die Veränderlichen sind und die Zusatzzahlenfaktoren  $\zeta_i$  das zwischen den Veränderlichen  $\Pi_i$  bestehende mathematische Abhängigkeitsgesetz vermitteln.

**65. Kenngrößen und Kenngrößenbeziehung.** Die physikalische Gleichung (2), welche als Maßgrößenbeziehung eine Abhängigkeit zwischen den  $n$  benannten physikalischen Größen oder Maßgrößen  $q_1, q_2, \dots, q_n$  kennzeichnet, ist somit über die Summengleichung (4) der dimensionsbehafteten Potenzprodukte auf die Form der Gleichung (8) gebracht worden, welche eine Abhängigkeit zwischen nur  $r$  unabhängigen dimensionsfreien Potenzprodukten  $\Pi_1, \Pi_2, \dots, \Pi_r$  darstellt. Das unbekanntes mathematische Gesetz, welches zwischen den  $r$  dimensionsfreien Argumenten  $\Pi$  besteht, die wir auch als Kenngrößen des physikalischen Vorgangs bezeichnen, werde symbolisch angedeutet durch die Kenngrößenbeziehung

$$\Psi(\Pi_1, \Pi_2, \dots, \Pi_r) = 0, \quad (9)$$

welche außer den  $r$  dimensionsfreien Argumenten oder Kenngrößen  $\Pi$ , je gebildet aus den abgestimmten Maßgrößen  $q$ , nur reine Zahlen enthält, die durch die Maßgrößen nicht bedingt sind.

**66. Identität der Kennfunktion für physikalisch ähnliche Vorgänge.** Der Kern des Allgemeinen Ähnlichkeitsprinzips der Physik beruht nun auf der Erkenntnis, daß bei physikalisch ähnlichen Vorgängen, zum Beispiel der Hauptausführung und des Modells, erstens diese eben genannten durch die Maßgrößen  $q$  nicht bedingten, reinen Zahlen der Gleichung (9) in beiden Vorgängen in demselben Zeitpunkt identisch sind und daß zweitens auch die dimensionsfreien Argumente  $\Pi_1, \Pi_2, \dots, \Pi_r$  für beide Vergleichsvorgänge je den gleichen Zahlenwert ergeben müssen, obgleich die  $n$  Maßgrößen  $q_1, q_2, \dots, q_n$  für  $H$  und  $M$  verschiedene Werte haben. Wir ziehen hieraus die Folgerung: Die zwischen den  $r$  dimensionsfreien Argumenten  $\Pi$  bestehende mathematische Funktion, die Kennfunktion, symbolisch angedeutet durch die Kenngrößenbeziehung  $\Psi = 0$ , ist für beide Vorgänge von  $H$  und  $M$  identisch derart, daß ein durch bestimmte Koordinaten



$\Pi_1, \Pi_2, \dots, \Pi_r$  festgelegter Punkt des durch die Kennfunktion  $\Psi = 0$ , gegebenen Gebildes sowohl den Hauptvorgang wie den Modellvorgang wie alle zugehörigen physikalisch ähnlichen Vorgänge in einem bestimmten Zeitpunkt kennzeichnet. Wir sagen: Physikalisch ähnliche Vorgänge haben denselben Ähnlichkeitspunkt auf demselben Kenngebilde  $\Psi = 0$  oder kurz, haben den gleichen Kennpunkt. Eben weil nicht nur der einzelne Naturvorgang zum Beispiel am Modell, sondern auch die gesamte Mannigfaltigkeit der zugehörigen physikalisch ähnlichen Vorgänge durch die Angabe der  $r$  dimensionsfreien Argumente  $\Pi$  gekennzeichnet ist, heißen diese  $\Pi$  die Kenngrößen des physikalischen Problems und die zwischen ihnen bestehende Beziehung  $\Psi = 0$  die Kenngrößenbeziehung. Diese durch die Kenngrößenbeziehung  $\Psi = 0$  angedeutete Abhängigkeit der  $r$  veränderlichen dimensionsfreien Kenngrößen  $\Pi$  läßt sich stets auch durch die Summengleichung der Kenngrößen, das heißt durch die in Gleichung (8) gegebene Form  $\sum \zeta_i \Pi_i = 1$ , darstellen.

**67. Der Grundsatz der allgemeinen Ähnlichkeitsphysik.** Der für die Ähnlichkeitslehre grundlegende, allgemeine Satz von den dimensionslosen Potenzprodukten sagt aus: Jede physikalische Gleichung kann unter den in der Einleitung aufgestellten Voraussetzungen gemäß Gleichung (9) in der Form einer Beziehung, die zwischen dimensionslosen Potenzprodukten besteht, geschrieben werden. Dies steht — wie Wallot<sup>1</sup> sich ausdrückt — in Übereinstimmung damit, daß man bei mathematischer Verfolgung der zwischen den benannten Maßgrößen gegebenen Beziehung doch nur mit unbenannten Zahlen rechnen kann; diese unbenannten Zahlen werden aus den benannten Maßgrößen durch Bildung der dimensionsfreien Potenzprodukte zusammengestellt.

**68. Der Satz von der Potenzierung und der Satz von der Koppelung der dimensionsfreien Potenzprodukte.** Die Kenngrößenbeziehung (9) kann nach Nr. 40 und 41 ohne Änderung des Sinnes ihrer Aussage auf eine Reihe anderer Formen gebracht werden. Offenbar gilt folgender Satz: Besteht zwischen  $r$  dimensionsfreien Argumenten  $\Pi_1, \Pi_2, \dots, \Pi_r$  irgendeine mathematische Abhängigkeit, so besteht auch eine Abhängigkeit, wenn eins oder mehrere der  $\Pi_i$  ersetzt werden durch eine Potenz  $\Pi_i^{a_i}$  oder durch ein Koppelungsglied von der Form  $\Pi_1, \Pi_2$  oder von der allgemeineren Form  $\Pi_1^{a_1}, \Pi_2^{a_2}, \dots, \Pi_r^{a_r}$ . In diesem Sinne sprechen wir von einem Satz von der Potenzierung und von einem Satz von der Koppelung der dimensionsfreien Potenzprodukte. Die Gleichung (9) kann daher durch eine Beziehung von der Form

$$\Psi_0(\Pi_1^{a_{11}} \Pi_2^{a_{21}} \dots \Pi_r^{a_{r1}}, \dots, \Pi_1^{a_{1r}} \Pi_2^{a_{2r}} \dots \Pi_r^{a_{rr}}) = 0 \quad (10)$$

mit wiederum  $r$  dimensionsfreien, aber allgemein als Potenzprodukte  $\Pi$  aufgebauten Argumenten ersetzt werden unter der Voraussetzung, daß es möglich ist, aus diesen verwickelteren Potenz- und Koppelungsausdrücken die  $r$  einfachen unabhängigen Argumente  $\Pi$  der Kenngrößenbeziehung (9) sämtlich wieder aufzufinden. Beispielsweise ließe sich das Abhängigkeitsgesetz des betreffenden physikalischen Problems statt durch Gleichung (9) durch die Beziehung

$$\Psi_1(\Pi_1, \Pi_2, \Pi_3, \dots, \Pi_r) = 0$$

<sup>1</sup> Vgl. S. 279 Fußnote 7.

darstellen, aber nicht durch

$$\Psi_2(\Pi_1 \Pi_2, \Pi_3, \dots, \Pi_r) = 0;$$

denn die letzte Beziehung enthält nur  $r - 1$  Argumente, und es ist nicht möglich, die dimensionsfreien Argumente der Gleichung (9) aus den  $r - 1$  Gliedern zu ermitteln.

**69. Ermittlung der dimensionsfreien Potenzprodukte aus den Einheitsgleichungen.** Die  $r$  dimensionsfreien Potenzprodukte oder Kenngrößen lassen sich auf Grund des Fourierschen Satzes von der Homogenität jeder physikalischen Gleichung unter Benutzung der allgemeinen Form der Einheitsgleichung (6) und der zugehörigen Potenzproduktgleichung (7) auffinden aus den  $r$  voneinander unabhängigen Einheitsgleichungen

$$[\Pi_1] = [\Pi_2] = \dots = [\Pi_r] = [1]. \quad (6a)$$

Die Zahl  $r$  ist die Höchstzahl der einfachen unabhängigen dimensionslosen Potenzprodukte, welche sich durch Zusammenstellung der  $n$  Maßgrößen  $q_1, q_2, \dots, q_n$  gewinnen lassen, indem die  $r + 1$  dimensionsbehafteten Potenzprodukte  $G$  der physikalischen Summgleichung (4), welche uns als Ansatzgleichung diene, herabgesetzt wurden auf die  $r$  dimensionsfreien Potenzprodukte  $\Pi$  der Kenngrößenbeziehung (9).

**70. Die Formen der Kenngrößenbeziehung für das Beispiel: Widerstand eines Schiffes.** Zur näheren Erläuterung, in welcher Weise das geschilderte Verfahren in einem bestimmten Falle anzuwenden ist, diene als erstes Beispiel der Vorgang beim gleichförmigen Schleppen eines Schiffmodells mit verschiedenen Geschwindigkeiten in ruhendem Wasser bei unveränderlicher Trimmlage. Da die Rauheit der benetzten Modelloberfläche, gekennzeichnet durch die ideelle Parameterkenngröße  $\mathfrak{F}_\delta = \delta/l$ , hierbei am Modell unverändert bleibt, entfällt sie aus der Maßgrößenbeziehung, die zunächst für das Modell aufgestellt wird. Bezeichnen  $l, v, P, \rho, \gamma, \eta$  Länge, Fahrgeschwindigkeit und Schleppwiderstand des Schiffmodells, sowie Dichte, Einheitsgewicht und Zähigkeit des Wassers, so ist die Maßgrößenbeziehung

$$F(l, v, P, \rho, \gamma, \eta) = 0.$$

Sämtliche hier auftretenden Maßgrößen sind ungleichartig, also von verschiedener Dimension oder Maßeinheit. Zur Aufsuchung der dimensionsfreien Potenzprodukte  $\Pi$  dieses Problems der Dynamik wähle man entsprechend der Dreizahl der Grundeinheiten der Dynamik  $k = 3$  von den  $n = 6$  Maßgrößen als unabhängige Bezugsgrößen zum Beispiel  $l, v, P$  aus und setze für jede der drei verbleibenden Maßgrößen, welche Leitgrößen heißen sollen, also der Reihe nach für  $\rho$ , für  $\gamma$ , für  $\eta$  die Einheitsgleichung nach (6) und (6a) an, so daß also insgesamt  $r = n - k = 6 - 3 = 3$  unabhängige Einheitsgleichungen entstehen.

Die Einheitsgleichung für  $\rho$  dient zur Lösung der Teilaufgabe, die Exponenten  $e_1, e_2, e_3$  oder hier  $\alpha_1, \beta_1, \gamma_1$  der Bezugsgrößen  $l, v, P$  so zu bestimmen, daß das für  $\rho$  zu bildende Potenzprodukt dimensionsfrei wird. Entsprechendes gilt

für die Einheitengleichungen für  $\gamma$  und  $\eta$ ; immer handelt es sich bei einem dynamischen Problem darum, aus den bekannten Maßeinheiten der Leitgrößen  $\varrho$  oder  $\gamma$  oder  $\eta$  den zur Dimensionsbefreiung jeweils erforderlichen neuen Satz von Exponenten  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$  der drei Bezugsgrößen zu bestimmen.

Nach Gleichung (6) erhält man für die Leitgrößen  $\varrho$ ,  $\gamma$ ,  $\eta$  unseres Schiffswiderstandsproblems je eine der drei folgenden Einheitengleichungen:

$$\left. \begin{aligned} [II_1] &= [\varrho \cdot l^{\alpha_1} v^{\beta_1} P^{\gamma_1}] = [1], \\ [II_2] &= [\gamma \cdot l^{\alpha_2} v^{\beta_2} P^{\gamma_2}] = [1], \\ [II_3] &= [\eta \cdot l^{\alpha_3} v^{\beta_3} P^{\gamma_3}] = [1]. \end{aligned} \right\} \quad (6b)$$

Aus der Dimensionslehre des Teils V ergibt sich für die erste Einheitengleichung mit  $[m^{-4} s^2 kg]$  als Maßeinheit der Dichte  $\varrho$ :

$$[m^{-4} s^2 kg m^{\alpha_1} m^{\beta_1} s^{-\beta_1} kg^{\gamma_1}] = [1]$$

und daher für die drei unbenannten Exponenten  $\alpha_1$ ,  $\beta_1$ ,  $\gamma_1$  die drei Bestimmungsgleichungen:

$$\begin{aligned} \alpha_1 + \beta_1 - 4 &= 0 & -\beta_1 + 2 &= 0 & \gamma_1 + 1 &= 0, \\ \alpha_1 &= 2 & \beta_1 &= 2 & \gamma_1 &= -1; \end{aligned}$$

somit lautet das erste dimensionsfreie Potenzprodukt  $\Pi_1$

$$\Pi_1 = \varrho \cdot l^2 v^2 P^{-1} = \frac{\varrho}{l^{-2} v^{-2} P}.$$

In entsprechender Weise entsteht für  $\Pi_2$  mit  $[m^{-3} kg]$  als Maßeinheit des Einheitsgewichts  $\gamma$

$$\Pi_2 = \gamma \cdot l^3 v^0 P^{-1} = \frac{\gamma}{l^{-3} v^0 P}$$

und für  $\Pi_3$  mit  $[m^{-2} s kg]$  als Maßeinheit für die Zähigkeit  $\eta$

$$\Pi_3 = \eta \cdot l v P^{-1} = \frac{\eta}{l^{-1} v^{-1} P}.$$

Die Kenngrößenbeziehung lautet demnach

$$\begin{aligned} \Psi_1(\Pi_1, \Pi_2, \Pi_3) &= 0, \\ \Psi_1\left(\frac{\varrho}{l^{-2} v^{-2} P}, \frac{\gamma}{l^{-3} P}, \frac{\eta}{l^{-1} v^{-1} P}\right) &= 0. \end{aligned}$$

Bei Übertragung der Modellergebnisse auf eine Hauptausführung ist sorgfältig darauf zu achten, daß die geometrische Ähnlichkeit auch bezüglich des Feingefüges der benetzten Oberfläche und daher  $\mathfrak{F}_\delta = \delta/l = \text{konst.}$  wirklich eingehalten wird, andernfalls ist  $\mathfrak{F}_\delta$  als vierte veränderliche Kenngröße in die Beziehung  $\Psi_1 = 0$  aufzunehmen.

Statt von der hier als Ausgangsgleichung dienenden Form der Maßgrößenbeziehung hätte man auch von einer anderen Form ausgehen können: ersetzt man die gleichförmige Schleppegeschwindigkeit  $v$  des Schiffmodells durch  $l/t$ , wo  $t = l/v$  die zum Durchfahren einer der Modelllänge gleichen Strecke erforderliche Zeit ist, und führt man als Maßgröße nicht  $v$ , sondern dieses  $t$  in die Untersuchung ein, so entsteht

$$F(l, t, P, \varrho, \gamma, \eta) = 0$$

als Maßgrößenbeziehung, die an sich nicht mehr leistet wie die frühere, in der aber die drei ersten Größen eine Länge, eine Zeit und eine Kraft sind, also den drei Grundgrößen des technischen Maßsystems der Dynamik entsprechen. Man wird jetzt zwecks Aufsuchung der dimensionsfreien Argumente  $\Pi$  für die drei unabhängigen Bezugsgrößen gerade  $l, t, P$  wählen und mit ihnen die verbleibenden drei Leitgrößen  $\varrho, \gamma, \eta$  dimensionsfrei aufbauen. Hierzu kann man entweder wieder das eben benutzte Verfahren der Dimensionslehre anwenden oder viel einfacher die drei neuen dimensionsfreien Potenzprodukte ohne weiteres aus den Maßeinheiten  $[m^{-4}s^2kg]$ ,  $[m^{-3}kg]$  und  $[m^{-2}skg]$  für  $\varrho, \gamma, \eta$  wie folgt ansetzen:

$$\Pi_1 = \varrho \cdot l^4 t^{-2} P^{-1} = \frac{\varrho}{l^{-4} t^2 P},$$

$$\Pi_2 = \gamma \cdot l^3 t^0 P^{-1} = \frac{\gamma}{l^{-3} P},$$

$$\Pi_3 = \eta \cdot l^2 t^{-1} P^{-1} = \frac{\eta}{l^{-2} t P}.$$

Als neue Form der Kenngrößenbeziehung des Schiffswiderstandsproblems entsteht also

$$\Psi\left(\frac{\varrho}{l^{-4} t^2 P}, \frac{\gamma}{l^{-3} P}, \frac{\eta}{l^{-2} t P}\right) = 0.$$

**71. Auswahl der unabhängigen Bezugsgrößen.** Die Modellpraxis wird im allgemeinen weder die Form  $\Psi_1 = 0$  noch  $\Psi = 0$  benutzen, sondern die im folgenden entwickelte, ihren Bedürfnissen mehr zusagende Form: Aus den sechs genannten Maßgrößen des soeben behandelten Problems des Schiffswiderstandes lassen sich noch andere Gruppen von drei unabhängigen Bezugsgrößen auswählen, zum Beispiel  $l, v, \varrho$ , oder  $l, \gamma, \varrho$ , oder  $v, \gamma, \varrho$ , oder  $l, \eta, \varrho$ , oder  $v, \eta, \varrho$  usw., und dementsprechend werden auch die verbleibenden drei Leitgrößen auf drei andere dimensionsfreie Potenzprodukte und damit auf andere formverschiedene, aber inhaltgleiche Kenngrößenbeziehungen führen. So liefern die drei Bezugsgrößen  $l, v, \varrho$  für die verbleibenden Leitgrößen  $P, \gamma, \eta$  die neue Kenngrößenbeziehung

$$\Psi_2(\Pi_1, \Pi_2, \Pi_3) = 0,$$

$$\Psi_2\left(\frac{P}{l^2 v^2 \varrho}, \frac{\gamma}{l^{-1} v^2 \varrho}, \frac{\eta}{l v \varrho}\right) = 0,$$

welche nach dem Satz von der Potenzierung der dimensionsfreien Potenzprodukte auch geschrieben werden kann in der Form

$$\Psi_2(\Pi_1, \Pi_2^{-1}, \Pi_3^{-1}) = 0,$$

$$\Psi_2\left(\frac{P}{l^2 v^2 \varrho}, \frac{v^2}{l \gamma / \varrho}, \frac{l v}{\eta / \varrho}\right) = 0$$

oder, wenn  $P$  in der Praxis als zu ermittelnde Maßgröße vorangestellt wird, auch in der Form

$$P = \varrho l^2 v^2 \Phi\left(\frac{v^2}{l \gamma / \varrho}, \frac{l v}{\eta / \varrho}\right).$$

Führt man noch mit

$$\frac{v^2}{l \gamma / \varrho} = \mathfrak{F} \quad \text{und} \quad \frac{l v}{\eta / \varrho} = \mathfrak{R}$$

die Froudesche und Reynoldssche Kenngröße ein, so ergibt sich der Widerstand  $P$  des Modells und auch der Hauptausführung zu

$$P = \rho l^2 v^2 \Phi(\mathfrak{F}, \mathfrak{R})$$

und die unbenannte Widerstandszahl  $\alpha$  des Newtonschen Ähnlichkeitsgesetzes  $P = \alpha \rho l^2 v^2$  zu

$$\alpha = \mathfrak{R} = \frac{P}{l^2 v^2 \rho} = \Phi(\mathfrak{F}, \mathfrak{R}).$$

Unter Rücksichtnahme auf die Rauheit der benetzten Oberfläche ist diese Beziehung durch Aufnahme von  $\mathfrak{F}_\delta = \delta/l$  zu erweitern auf

$$\alpha = \mathfrak{R} = \Phi(\mathfrak{F}, \mathfrak{R}, \mathfrak{F}_\delta).$$

**72. Die ursprüngliche Maßgrößenbeziehung.** Die bisherige theoretische Betrachtung und das soeben behandelte Problem betraf einen Vorgang, in welchem unter den Maßgrößen  $q$  der physikalischen Gleichung nur ungleichartige Größen, also solche von ungleichen Dimensionen oder Maßeinheiten, vertreten waren. Die Betrachtung soll jetzt auf den Fall erweitert werden, in dem unter den gesamten  $n$  Maßgrößen  $q$  mehrere derselben Art vorkommen. Es soll dann nach der früheren am Anfang dieses Abschnitts aufgestellten Vorschrift eine von diesen Maßgrößen erhalten bleiben und für jede andere gleichartige Größe ist ihr Verhältnis zu der beibehaltenen als Parameterkenngröße  $\mathfrak{F}'$ ,  $\mathfrak{F}'' \dots$  in die Abhängigkeitsbeziehung einzuführen. Die Beziehung, welche zwischen den gesamten  $n$  Maßgrößen  $q$  des Problems besteht, heiße die ursprüngliche Maßgrößenbeziehung.

**73. Das Beispiel des Schiffswiderstandes unter Erweiterung durch Einbeziehung von Parameterkenngrößen.** Werden zum Beispiel die Widerstandseigenschaften des Schiffmodells bei gleichförmigem Schleppen in ruhigem Wasser auch für verschiedene Trimmlagen aufgesucht, so lautet die ursprüngliche Maßgrößenbeziehung, umfassend  $n = 7$  Maßgrößen  $q$ ,

$$F(l, v, P, \rho, \gamma, \eta, h) = 0,$$

wo  $h$  aus dem Trimmwinkel  $\alpha$  mittels  $h/l = \sin \alpha$  bestimmt ist. Nach der Vorschrift ist  $h$  jetzt durch die Parameterkenngröße oder kurz Parametergröße  $\mathfrak{F}_h = h/l$  zu ersetzen, so daß die Beziehung

$$F(l, v, P, \rho, \gamma, \eta, P_h) = 0$$

lautet. Gegenüber dem vorher in Nr. 71 behandelten Fall mit  $\mathfrak{F}_h = \text{konst.}$ , wo  $\mathfrak{F}_h$  somit in  $F = 0$  als Veränderliche verschwand, umspannt jetzt sowohl die ursprüngliche Maßgrößenbeziehung  $F = 0$  als auch die Kenngrößenbeziehung  $\Psi = 0$  eine weitere durch  $\mathfrak{F}_h$  gegebene Mannigfaltigkeit, so daß also in  $\Psi = 0$  noch das weitere dimensionsfreie Argument  $\mathfrak{F}_h$  vorkommt.

Zu demselben Ergebnis wäre man auch gelangt ohne Benutzung der Vorschrift betreffend gleichartige Größen, wenn man  $l, v, P$  als die drei Bezugsgrößen und die verbleibenden  $\rho, \gamma, \eta, h$  als die vier Leitgrößen ausgewählt hätte. Als Kenngrößenbeziehung entsteht dann ebenfalls

$$\Psi_1(\Pi_1, \Pi_2, \Pi_3, \Pi_4) = 0,$$

$$\Psi_1\left(\frac{\rho}{l^{-2}v^{-2}P}, \frac{\gamma}{l^{-3}P}, \frac{\eta}{l^{-1}v^{-1}P}, \frac{h}{l}\right) = 0;$$

oder da nach den Sätzen von der Potenzierung und der Koppelung der Kenngrößen auch

$$\Psi_2(\Pi_1^{-1}, \Pi_1\Pi_2^{-1}, \Pi_1\Pi_3^{-1}, \Pi_4) = 0$$

$$\Psi_2\left(\frac{P}{l^2v^2\rho}, \frac{v^2}{l\gamma/\rho}, \frac{lv}{\eta/\rho}, \frac{h}{l}\right) = 0$$

gilt, so erhält man mit den entsprechenden abkürzenden Bezeichnungen für die Kenngrößen die Beziehung

$$\Psi_2(\mathfrak{R}_P, \mathfrak{F}, \mathfrak{R}, \mathfrak{R}_h) = 0.$$

In ihr ist  $\mathfrak{R}_P$  die Kenngröße für den gesuchten Schiffswiderstand, also die einzige abhängige Veränderliche dieses Modellproblems,  $\mathfrak{F}$  und  $\mathfrak{R}$  die Kenngrößen der beiden Modellgesetze und  $\mathfrak{R}_h$  die Parameterkenngröße für die veränderliche Trimmlage.

Käme als Änderungsparameter noch die Rauheit der benetzten Schiffsoberfläche in Betracht, wobei die Höhe  $\delta$  der kleinen Oberflächenvorsprünge als Maß der absoluten Rauheit und  $\mathfrak{R}_\delta = \delta/l$  als relative Rauheit angesehen werden können — im übrigen immer geometrische Ähnlichkeit vorausgesetzt —, so erweitert sich die Zahl der dimensionsfreien Argumente auf fünf und die Kenngrößenbeziehung wäre

$$\Psi_2(\mathfrak{R}_P, \mathfrak{F}, \mathfrak{R}, \mathfrak{R}_h, \mathfrak{R}_\delta) = 0.$$

Einer Veränderung des Tiefgangs  $t$  kann Rechnung getragen werden durch eine Parameterkenngröße der Dichte  $\mathfrak{R}_\rho = \rho_1/\rho$  derart, daß nach Einführung einer gedachten mittleren Dichte  $\rho_1$  des Schiffskörpers einem größeren Tiefgang ein größerer Wert von  $\rho_1/\rho$  entspricht, oder durch  $\mathfrak{R}_t = t/l$ . Die erweiterte Kenngrößenbeziehung hat dann die Form

$$\Psi_2(\mathfrak{R}_P, \mathfrak{F}, \mathfrak{R}, \mathfrak{R}_h, \mathfrak{R}_\delta, \mathfrak{R}_t) = 0,$$

$$\Psi_2\left(\frac{P}{l^2v^2\rho}, \frac{v^2}{l\gamma/\rho}, \frac{lv}{\eta/\rho}, \frac{h}{l}, \frac{\delta}{l}, \frac{t}{l}\right) = 0.$$

**74. Beschränkung in der Auswahl der Bezugsgrößen, erläutert am Beispiel der Vortriebskraft einer Schiffsschraube.** Die Auswahl der Gruppe der drei Bezugsgrößen bei einem dynamischen Problem unterliegt der folgenden, an einem Beispiel zu erläuternden Beschränkung: Die Vortriebs- oder Axialkraft  $P$  einer Schiffsschraube, welche der Schwere unterliegende Oberflächenwellen erzeugt, werde im Modell untersucht. Die ursprüngliche Maßgrößenbeziehung lautet

$$F(d, n, v, P, \rho, \gamma, \eta) = 0,$$

wo  $d, n, v$  Durchmesser, Drehzahl und Fahrgeschwindigkeit sind. Je nachdem man  $d, n, P$ , oder  $d, v, P$ , oder  $v, n, P$ , oder  $d, v, \rho$ , oder eine andere Gruppe für die drei Bezugsgrößen — unter Ansetzung der Einheitengleichungen nach (6) und nach der Dimensionslehre wie in dem früheren Beispiel dieses Abschnittes — auswählt, erhält man der Reihe nach folgende Formen der Kenngrößenbeziehung

$$\Psi(\Pi_1, \Pi_2, \Pi_3, \Pi_4) = 0,$$

$$\Psi_1\left(\frac{\rho}{d^{-4}n^{-2}P}, \frac{\gamma}{d^{-3}P}, \frac{\eta}{d^{-2}n^{-1}P}, \frac{v}{dn}\right) = 0,$$

$$\begin{aligned}\Psi_2 \left( \frac{\varrho}{d^{-2}v^{-2}P}, \frac{\gamma}{d^{-3}P}, \frac{\eta}{d^{-1}v^{-1}P}, \frac{n}{d^{-1}v} \right) &= 0, \\ \Psi_3 \left( \frac{\varrho}{v^{-4}n^2P}, \frac{\gamma}{v^{-3}n^3P}, \frac{\eta}{v^{-2}nP}, \frac{d}{vn^{-1}} \right) &= 0, \\ \Psi_4 \left( \frac{P}{d^2v^2\varrho}, \frac{\gamma}{d^{-1}v^2\varrho}, \frac{\eta}{dv\varrho}, \frac{n}{d^{-1}v} \right) &= 0, \\ \Psi_5 \left( \frac{P}{d^2v^2\varrho}, \frac{v^2}{d\gamma/\varrho}, \frac{dv}{\eta/\varrho}, \frac{v}{dn} \right) &= 0, \\ \Psi_6(\Re_P, \mathfrak{F}, \Re, \mathfrak{F}_f) &= 0.\end{aligned}$$

Alle diese Formen besagen dasselbe, wenn sie auch nicht von gleichem praktischem Wert für den Modellfachmann sind. Es bestehen also für die Bildung der Kenngrößenbeziehung sehr viele Möglichkeiten. Aber dennoch ist nicht jede Gruppe von drei beliebig ausgewählten Maßgrößen brauchbar. So scheiden zum Beispiel die Gruppen  $d, n, v$  oder  $d, \gamma, P$  oder  $\varrho, \eta, P$  aus; denn die  $d, n, v$  enthalten wohl das Längen- und das Zeitelement, aber nicht das dynamische oder Kraftelement; sie sind nicht unabhängige Bezugsgrößen, da  $[v] = [dn]$  ist. In  $d, \gamma, P$  fehlt das Zeitelement, und es besteht die Abhängigkeit  $[P] = [d^3\gamma]$ ; für  $\varrho, \eta, P$  gilt  $[P\varrho] = [\eta^2]$ , und es läßt sich aus ihnen weder das Längen- noch das Zeitelement, sondern nur ein zusammengesetztes kinematisches Maßelement  $[dv]$  ableiten.

Notwendige Bedingung ist daher: die Bezugsgrößen müssen in diesem Sinne unabhängig voneinander sein und ausreichen, um die übrigen Maßgrößen, die Leitgrößen, dimensionsfrei zu machen.

#### 75. Überführung der neuen Formen der Kenngrößenbeziehung in die früheren.

Es bereitet auch hier keinerlei Schwierigkeiten, die soeben abgeleiteten Formen der Kenngrößenbeziehung in die in den früheren Abschnitten benutzten Formen überzuführen. Benutzt man zum Beispiel bei dem Schiffsschraubenproblem die letzte Beziehung  $\Psi = 0$  und ersetzt man nach dem Satz von der Potenzierung der dimensionsfreien Argumente die Kenngrößen  $\Pi_2, \Pi_3$  durch  $\Pi_2^{-1}, \Pi_3^{-1}$ , so kann die Kenngrößenbeziehung für die Vortriebskraft  $P$  der unter dem Einfluß von Schwerewellen und innerer Flüssigkeitsreibung arbeitenden Schraube bei Erweiterung der Mannigfaltigkeiten durch Einbeziehung noch weiterer Änderungsparameter als Kenngrößen geschrieben werden in der Form

$$\begin{aligned}\Psi(\Re_P, \mathfrak{F}, \Re, \mathfrak{F}_f, \mathfrak{F}_\delta, \mathfrak{F}_a, \mathfrak{F}_b) &= 0 \\ P &= \varrho d^2 v^2 \Phi(\mathfrak{F}, \Re, \mathfrak{F}_f, \mathfrak{F}_\delta, \mathfrak{F}_a, \mathfrak{F}_b),\end{aligned}$$

wo  $\Re_P = P/d^2v^2\varrho$  die gesuchte Kenngröße der Vortriebskraft  $P$  der Schraube, also die alleinige abhängige Veränderliche ist, und  $\mathfrak{F} = v^2/d\gamma\varrho^{-1}$  die Froudesche Kenngröße,  $\Re = v d/\eta\varrho^{-1}$  die Reynoldssche Kenngröße,  $\mathfrak{F}_f = v/dn$  der veränderliche Fortschrittsgrad der Schraube,  $\mathfrak{F}_\delta = \delta/d$  die relative Rauheit und  $\mathfrak{F}_a = a/d$  sowie  $\mathfrak{F}_b = b/d$  eine Parameterkenngröße bedeutet, die der Veränderung von Flügeldicke  $a$  und Flügelbreite  $b$  im Verhältnis zum Schraubendurchmesser  $d$  Rechnung trägt. Schreibt man die letzte Beziehung nach dem allgemeinen Newtonschen Ähnlichkeitsgesetz  $P = \alpha \varrho d^2 v^2$ , so erhält man die unbenannte Widerstandszahl zu  $\alpha = \Phi(\mathfrak{F}, \Re, \mathfrak{F}_f, \mathfrak{F}_\delta, \mathfrak{F}_a, \mathfrak{F}_b)$ .

**76. Ausdehnung des Verfahrens auf thermische, thermodynamische, elektromagnetische und allgemeine physikalische Vorgänge.** Sinngemäß wie in den bisherigen Fällen dynamischer Ähnlichkeit hat man bei Problemen vorzugehen, welche anderen Sondergebieten angehören, und auch bei solchen umfassenderen, welche in alle Zweige der Physik eingreifen. Bei den rein thermischen Problemen zum Beispiel der Wärmeleitung in festen Körpern gehen Längen, Zeiten und Temperaturen als Grundgrößen in die Rechnung ein; bei thermodynamischen Vorgängen tritt zu den dynamischen Grundgrößen der Länge, Zeit und Kraft noch die Temperatur hinzu. Daher ist bei diesen letzteren Wärmeproblemen zwecks Bildung der dimensionsfreien Argumente aus den in Betracht kommenden Größen der ursprünglichen Maßgrößenbeziehung eine vierte unabhängige Bezugsgröße auszusuchen, für welche die absolute Temperatur  $T$  zu messen in Kelvingrad  $[gd]$ , oder auch die Entropie  $S$  mit der Maßeinheit  $[m\ kg\ gd^{-1}]$  oder eine andere, das thermische Element enthaltende Maßgröße gewählt werden kann. Bei elektrischen und magnetischen Problemen ist als fünfte unabhängige Bezugsgröße die Elektrizitätsmenge  $Q$  in Coulomb — mit der Maßeinheit  $[C]$  — oder die Stromstärke mit der Maßeinheit  $[s^{-1}C]$  oder eine andere das elektrische Element enthaltende Maßgröße zu benutzen.

**77. Verfahren zur Aufsuchung der Kenngrößenbeziehung für das allgemeinste physikalische Problem und die allgemeine Kenngrößenbeziehung für das Weltgeschehen in der phänomenologischen Physik.** Liegt in dem allgemeinsten Fall eines physikalischen Vorgangs, bei dem also die  $k = 5$  Grundeinheiten  $m$ ,  $s$ ,  $kg$ ,  $gd$ ,  $C$  unseres abgestimmten technischen Maßsystems in Betracht kommen, eine ursprüngliche Beziehung zwischen  $n$  Maßgrößen vor und sind aus ihnen  $k$  unabhängige Bezugsgrößen  $b_1, b_2, \dots, b_k$  ausgewählt, so verbleiben  $r = n - k$  Leitgrößen  $p_1, p_2, \dots, p_r$ . Demnach besteht folgendes System von  $r$  Einheitengleichungen und zugehörigen  $r$  Potenzproduktgleichungen, welche zur Bestimmung des Aufbaus der  $r$  dimensionsfreien Argumente oder Kenngrößen  $\Pi$  — unter sinngemäßer Weiterbildung der Gleichung (6b) — ausreichen:

$$\begin{aligned} [\Pi_1] &= [p_1 \cdot b_1^{\alpha_1} b_2^{\beta_1} \dots b_k^{\gamma_1}] = [1], & \Pi_1 &= p_1 \cdot b_1^{\alpha_1} b_2^{\beta_1} \dots b_k^{\gamma_1}, \\ [\Pi_2] &= [p_2 \cdot b_1^{\alpha_2} b_2^{\beta_2} \dots b_k^{\gamma_2}] = [1], & \Pi_2 &= p_2 \cdot b_1^{\alpha_2} b_2^{\beta_2} \dots b_k^{\gamma_2}, \\ &\dots & & \dots \\ [\Pi_r] &= [p_r \cdot b_1^{\alpha_r} b_2^{\beta_r} \dots b_k^{\gamma_r}] = [1], & \Pi_r &= p_r \cdot b_1^{\alpha_r} b_2^{\beta_r} \dots b_k^{\gamma_r}. \end{aligned}$$

Die so gewonnenen dimensionsfreien Potenzprodukte  $\Pi$  sind die  $r$  Argumente der Kenngrößenbeziehung  $\Psi = 0$  des allgemeinsten physikalischen Problems, welche unter Einbeziehung von  $i$  Parameterkenngrößen  $\mathfrak{P}$  geschrieben werden kann,

$$\Psi(\Pi_1, \Pi_2, \dots, \Pi_r; \mathfrak{P}', \mathfrak{P}'', \dots, \mathfrak{P}^{(i)}) = 0,$$

so daß die allgemeine Kenngrößenbeziehung für das Weltgeschehen in der phänomenologischen Physik unter unseren früheren Voraussetzungen und unter Benutzung unserer früheren Zeichen für die Modellgesetz- und die Parameterkenngrößen die Form erhält

$$\Psi(\mathfrak{F}, \mathfrak{K}, \mathfrak{P}, \mathfrak{E}t, \mathfrak{C}\alpha_1, \mathfrak{C}\alpha_2, \mathfrak{B}, \mathfrak{Q}, \mathfrak{L}, \mathfrak{R}, \mathfrak{S}, \mathfrak{S}o, \mathfrak{N}, \mathfrak{B} \dots; \mathfrak{P}', \mathfrak{P}'', \dots, \mathfrak{P}^{(i)}) = 0.$$



## VII. Das Allgemeine Ähnlichkeitsprinzip in Anwendung auf die Modellwissenschaft.

**78. Festlegung der ursprünglichen Maßgrößenbeziehung  $F = 0$ .** Bei der Anwendung des Ähnlichkeitsprinzips auf einen bestimmten Fall der Modellphysik wird man zweckmäßig die in diesem Abschnitt und in den folgenden beschriebenen fünf Schritte unterscheiden. Durch Aufsuchen aller für das Problem in Betracht kommenden physikalischen Größen oder Maßgrößen  $q$  ermittle man die als Ausgang dienende ursprüngliche Maßgrößenbeziehung  $F(q_1, q_2, \dots, q_n) = 0$ , in der für eine bestimmte Problemstellung nur eine Maßgröße gesucht wird. Dabei ist sorgfältig darauf zu achten, daß weder eine Maßgröße zuviel einbezogen, noch eine übersehen wird. Dieses Sichten der Maßgrößen wird dem Ungeübten einige Mühe bereiten; erst größere Erfahrung im Aufstellen der ursprünglichen Maßgrößenbeziehung bringt hier Sicherheit im richtigen Ansatz, der dann zwangsweise zur richtigen Lösung führt. In besonders schwierigen Fällen stelle man sich die Differentialgleichung des Problems mitsamt den Grenz- und Anfangsbedingungen vor, oder besser die integrierte vollständige analytische Endgleichung, welche alle Maßgrößen  $q$  in endlicher Form enthält, oder die in Betracht kommenden Erfahrungsgesetze nebst allen Zusatzbedingungen des Problems, und man wird dann leicht einen klaren Überblick über alle Maßgrößen  $q$  des Vorgangs gewinnen, der nach den Ähnlichkeitsgrundsätzen dimensionsfrei dargestellt werden soll. Ob die aufgestellte Maßgrößenbeziehung  $F = 0$  den durch die späteren Modellversuche aufzuklärenden Zahlenbereich in völlig befriedigender Weise zu umspannen vermag, läßt sich letzten Endes erst nach Gewinnung der Kenngrößenbeziehung  $\Psi = 0$  entscheiden.

**79. Aufsuchung der Kenngrößenbeziehung  $\Psi = 0$ .** Die hier durchzuführende Maßnahme bedeutet einen wichtigen Schritt in der Rationalisierung der Darstellung des physikalischen Geschehens, und zwar hinsichtlich der analytischen Behandlung, indem es sich darum handelt, die  $n$  Veränderlichen des Problems, das sind die gesamten Maßgrößen  $q$ , unter Auswahl von  $k$  unabhängigen Bezugsgrößen — entsprechend der Anzahl  $k$  der für das Problem in Betracht kommenden Grundeinheiten — auf  $r = n - k$  Veränderliche zu vermindern und dabei die verbleibenden  $r$  Maßgrößen mit den gewählten Bezugsgrößen in dimensionsfreie Potenzprodukte oder Kenngrößen  $\Pi$  umzuwandeln. In der Dynamik beispielsweise wird die Zahl der Veränderlichen um  $k = 3$ , im allgemeinsten physikalischen Ähnlichkeitsfall um  $k = 5$  herabgesetzt.

**80. Potenzierung und Koppelung der Kenngrößen.** Die soeben erhaltene erste Kenngrößenbeziehung  $\Psi = 0$  ist für den Modellfachmann nicht immer geeignet. Durch wiederholte Anwendung des Satzes von der Potenzierung und Koppelung der Kenngrößen gelingt es, die Form der Kenngrößenbeziehung in vielfacher Weise umzubilden, ohne den Inhalt der Aussage von  $\Psi = 0$  oder die Anzahl der Kenngrößen zu ändern. Aus den zahlreichen Formen wird der Modellfachmann eine ihm besonders zusagende Form bald herausfinden.

**81. Aufsuchung des Zahlengesetzes der Kennfunktion durch eine Reihe von Modellversuchen.** Es werde zur Veranschaulichung wieder das Beispiel der mit Schwerewellen arbeitenden Schiffsschraube des Abschnitts Nr. 74 benutzt, und zwar zunächst unter der Voraussetzung, daß die Kenngrößenbeziehung für die Vortriebskraft  $P$  laute:

$$\Psi\left(\frac{P}{d^2 v^2 \varrho}, \frac{v^2}{d \gamma / \varrho}, \frac{dv}{\eta / \varrho}\right) = 0,$$

$$\Psi(\Re_P, \mathfrak{F}, \Re) = 0.$$

Hierin treten nur die Kenngröße der Vortriebskraft sowie die Froudesche und die Reynoldssche Kenngröße auf; es werde also dafür gesorgt, daß der Parameter des Fortschrittsgrades  $\mathfrak{F}_\gamma = v/dn$  und der der Oberflächenrauheit  $\mathfrak{F}_\delta = \delta/d$  dauernd denselben Zahlenwert behalten. Ändert man jetzt bei den Modellversuchen die Fahrgeschwindigkeit  $v$  und verhältnismäßig mit ihr die Umfangsgeschwindigkeit der Schraube, also auch  $dn$ , so wird man durch jeweiliges Messen von  $P$  bei festgehaltenem  $d, \varrho, \gamma, \eta$  für jeden Einzelversuch die Kenngrößen  $\Re_P, \mathfrak{F}, \Re$  und mit einer Reihe von Modellversuchen einen gewissen Bereich der gesuchten mathematischen Abhängigkeit festlegen. Wir wollen annehmen, dieser Bereich genüge für die späteren Übertragungen auf die Hauptausführung.

Soll auch der Einfluß der Veränderung des Fortschrittsgrades als Parameter in die Betrachtung miteinbezogen werden, so hat man für jeden neuen Zahlenwert von  $\mathfrak{F}_\gamma$  die eben beschriebenen Versuche durchzuführen. Will man auch die Abhängigkeit der Vortriebskraft von dem Parameter der Oberflächenrauheit kennenlernen, so tritt die weitere Veränderliche  $\mathfrak{F}_\delta = \delta/d$  als Parameterkenngröße in die Kenngrößenbeziehung ein. Jede neue Veränderliche — sei es ein Stoffwert, sei es eine Parametergröße — liefert eine neue Kenngröße, eine Stoffwertkenngröße oder eine Parameterkenngröße.

**82. Übertragung der Meßergebnisse des einzelnen Modellvorgangs auf eine Gruppe von physikalisch ähnlichen Vorgängen.** Die große Bedeutung der Ähnlichkeits- oder Modellwissenschaft beruht vornehmlich auf einer zweiten durchgreifenden Rationalisierung, nämlich der Darstellung der physikalischen Geschehnisse, welche die zahlenmäßige Verfolgung der Probleme betrifft, indem die Zahlenlösung eines einzelnen bestimmten Vorgangs sogleich die Zahlenlösung einer sehr umfangreichen Gruppe physikalisch ähnlicher Vorgänge mitbereitstellt: Nehmen wir an, es käme bei einem Strömungsproblem die Schwere nicht in Betracht und damit auch nicht die Froudesche Kenngröße und ebenso scheidet der Rauheitsparameter  $\mathfrak{F}_\delta = \delta/d$  als unveränderlich aus, es bestehe also die einfache Kenngrößenbeziehung, in der wir  $d, v, \varrho$  als unabhängige Bezugsgrößen ansehen wollen:

$$\Psi\left(\frac{P}{d^2 v^2 \varrho}, \frac{\eta}{dv \varrho}\right) = 0,$$

oder auch

$$\Psi\left(\frac{P}{d^2 v^2 \varrho}, \frac{dv}{\eta / \varrho}\right) = 0,$$

$$\Psi(\Re_P, \Re) = 0,$$

$$P = d^2 v^2 \varrho \Phi(\Re).$$

Ein einzelner Modellversuch liefert dann einen bestimmten Zahlenwert  $\Re = dv/\eta\varrho^{-1}$  und einen zugehörigen bestimmten Zahlenwert  $\Re_P = P/d^2v^2\varrho$  und damit zahlenmäßig den Kennpunkt des Versuchs mit seinen Koordinaten, eben den Kennzahlen  $\Re$  und  $\Re_P$ . Alle diesem einen Modellvorgang physikalisch ähnlichen Vorgänge haben nun gleiche Kennzahlen  $\Re = dv/\eta\varrho^{-1}$  und  $\Re_P = P/d^2v^2\varrho$ . Es gilt also zunächst  $dv/\eta\varrho^{-1} = \text{konst.}$ , und das bedeutet eine Mannigfaltigkeit von  $\infty^3$  Möglichkeiten von Vorgängen, indem die Werte von  $d, v, \varrho$  ganz beliebig angenommen werden können, wenn nur der Stoffwert der Zähigkeit  $\eta$  dann so angepaßt wird, daß  $dv/\eta\varrho^{-1} = \text{konst.}$  bleibt. Ein physikalisch ähnlicher zweiter Vorgang besitzt dann auch gleiches  $\Re_P$ , und es gilt für ihn, der durch gestrichene Formelzeichen vom ersten Vorgang unterschieden werden soll,

$$P' = d'^2 v'^2 \varrho' \cdot \Re_P,$$

auch zu schreiben in der Form

$$P' = \alpha \varrho' d'^2 v'^2,$$

eine Gleichung, in der die Werte aller rechtsstehenden Größen und damit auch  $P'$  zahlenmäßig bekannt sind.

Würden noch Schwerkkräfte den Vorgang beeinflussen, also die Froudesche Kenngröße mit zu berücksichtigen sein, so würde für einen, durch einen einzigen Modellversuch zahlenmäßig bestimmten Kennpunkt — jetzt aber mit den drei Koordinaten  $\Re_P, \mathfrak{F}, \Re$  — die Mannigfaltigkeit  $\infty^3$  der physikalisch ähnlichen Vorgänge bestehen bleiben, da bei beliebiger Annahme von  $d, v, \varrho$  der Stoffwert  $\eta$  dem Reynoldsschen Modellgesetz  $\Re = \text{konst.}$  und der Stoffwert  $\gamma$  dem Froudeschen Modellgesetz  $\mathfrak{F} = \text{konst.}$  angepaßt sein müssen, wenn die  $\infty^3$  Fälle wirklich dynamisch ähnlich verlaufen sollen.

Unter Verallgemeinerung dieser Betrachtungen ergibt sich, daß bei den von uns behandelten regelmäßigen Ähnlichkeitsfällen, welche die in der Einleitung genannten Voraussetzungen erfüllen, die  $r$  Kennzahlen des einzelnen Kennpunktes, gewonnen aus den Meßergebnissen eines einzelnen Modellversuchs, zugleich für eine Mannigfaltigkeit von  $\infty^k$  physikalisch ähnlichen Fällen Geltung haben, wo  $k$  die Anzahl der für das Problem in Betracht kommenden unabhängigen Bezugsgrößen ist.

In der Erkenntnis der beiden, im vorstehenden dargelegten Rationalisierungsgrundsätze des Allgemeinen Ähnlichkeitsprinzips, erstens der Verminderung der Zahl der Veränderlichen von  $n$  auf  $r = n - k$  und zweitens der Erweiterung des Geltungsbereichs der Kenngrößen des Einzelversuchs auf eine  $\infty^k$ fache Mannigfaltigkeit, offenbart sich der analytische und der zahlenmäßige Kern der gesamten theoretischen Ähnlichkeitsphysik in seiner grundsätzlichen Bedeutung für die Modellwissenschaft, insofern diese als Mittel zur Lösung besonders schwieriger Probleme die dargelegten theoretischen Bedingungen physikalischer Ähnlichkeit bei den praktischen Modellversuchen zu verwirklichen hat.

**83. Anwendung des Allgemeinen Ähnlichkeitsprinzips auf ein dynamisches Problem: Aufsuchung der Maßgrößen- und der Kenngrößenbeziehung für die Schwingungsdauer eines Pendels bei endlichen Ausschlägen ohne und mit Dämpfung.** Zunächst werde der Fall freier, ungedämpfter Pendelschwingungen mit

endlichem Ausschlagsbogen  $\alpha$  behandelt, der auf das bekannte elliptische Integral führt. Da hier die mathematische Lösung des Problems durch Integration der Differentialgleichung durchführbar ist, behandeln wir dieses Beispiel — eben wegen seiner Durchsichtigkeit — an erster Stelle, um es dann unter b durch Einbeziehung von Dämpfung wesentlich zu verallgemeinern.

a) Ohne Dämpfung. Bezeichnet  $t$  die Schwingungsdauer zwischen einem Höchstausschlag links und dem folgenden rechts und  $l$  die reduzierte Pendellänge, so ist

$$t = \pi \sqrt{l/g} f(\alpha) = \sqrt{l/g} \Phi(\alpha).$$

Es leuchtet ohne weiteres ein, daß bereits

$$\frac{t}{l^{\frac{1}{2}} g^{\frac{1}{2}} \gamma^{-\frac{1}{2}}} = \Phi(\alpha) \quad \text{oder} \quad \Psi\left(\frac{t}{l^{\frac{1}{2}} g^{\frac{1}{2}} \gamma^{-\frac{1}{2}}}, \alpha\right) = 0$$

die gesuchte Kenngrößenbeziehung ist. — Wir wollen dies Ergebnis aber systematisch nach den Lehren des Allgemeinen Ähnlichkeitsprinzips herleiten, selbst wenn dieser Weg bei der Einfachheit des Problems umständlich erscheint.

Als Ausgang für die Aufsuchung der zunächst aufzustellenden ursprünglichen Maßgrößenbeziehung  $F = 0$  kann man die Differentialgleichung des Pendels

$$\frac{d^2 \varphi}{dt^2} + \frac{\gamma/\varrho}{l} \sin \varphi = 0$$

benutzen, hat dabei aber in Erfüllung der Anfangsbedingung den Höchstausschlag  $\varphi = \alpha = a/l$  in Rechnung zu stellen. Doch ist es meist einfacher, wenn man sich gleich die integrierte vollständige Endgleichung des Problems vorstellt, in der alle für die Beziehung  $F = 0$  in Betracht kommenden Größen vorkommen, und zwar in endlicher Gestalt. Man erhält dann für das Pendel die ursprüngliche Maßgrößenbeziehung

$$F(l, t, \varrho, \gamma, a) = 0$$

mit  $n = 5$  Maßgrößen, da  $\varrho$  und  $\gamma$  im Hinblick auf die unter b vorzunehmende Erweiterung des Problems als zwei getrennte physikalische Erfahrungsbeiwerte angesehen werden sollen, obgleich hier unter a nur  $\gamma/\varrho = g$  in Betracht kommt.

Das Problem ist jetzt dimensionsfrei darzustellen, durch Umwandlung der ursprünglichen Maßgrößenbeziehung  $F = 0$  in die Kenngrößenbeziehung  $\Psi = 0$ . — Da der Vorgang der Dynamik angehört, hat man  $k = 3$  Bezugsgrößen auszuwählen, zum Beispiel  $l, t, \varrho$ ; es bleiben dann  $\gamma$  und  $a$  als die  $r = n - k = 2$  Leitgrößen. Der Bogen  $a$  wird zu einer dimensionsfreien Kenngröße  $\Pi_2 = a/l = \alpha$ . Somit ist nur noch  $\gamma$  durch  $l, t, \varrho$  in ein dimensionsfreies Potenzprodukt  $\Pi_1$  umzuwandeln. Man erhält nach der Dimensionslehre des Teils V für  $\gamma$  die Einheitengleichung

$$[\Pi_1] = [\gamma \cdot l^x t^y \varrho^z] = [1]$$

und hätte nun die unbekanntenen Exponenten nach der dort gegebenen Vorschrift aufzusuchen. Doch liegt es hier nahe, da es beim Pendel nicht auf  $\varrho$  und  $\gamma$ , sondern auf  $\gamma/\varrho = g$  ankommt und da  $g$  die Maßeinheit  $ms^{-2}$  hat, sogleich zu schreiben

$$[\Pi_1] = [g \cdot l^x t^y] = [g \cdot l^{-1} t^2] = [1].$$

Die zugehörige Potenzproduktgleichung liefert eine Froudesche Kenngröße

$$\Pi_1 = \frac{g}{l t^{-2}} = \frac{t^2}{l \varrho \gamma^{-1}}.$$

Für die Kenngrößenbeziehung erhalten wir also die Form

$$\Psi(\Pi_1, \Pi_2) = 0,$$

$$\Psi\left(\frac{t^2}{l \varrho \gamma^{-1}}, \alpha\right) = 0,$$

oder auch nach dem Satz von der Potenzierung der Kenngrößen des Abschnittes Nr. 40

$$\Psi\left(\frac{t}{l^{\frac{1}{2}} \varrho^{\frac{1}{2}} \gamma^{-\frac{1}{2}}}, \alpha\right) = 0,$$

$$\frac{t}{l^{\frac{1}{2}} \varrho^{\frac{1}{2}} \gamma^{-\frac{1}{2}}} = \Phi(\alpha),$$

in Übereinstimmung mit dem oben gefundenen Ergebnis. Es leuchtet ein, daß bei zwei dynamisch ähnlichen Pendelvorgängen von  $H$  und  $M$  die Maßgröße  $l$  sich auf eine beliebige lineare Größe der Ausführung beziehen kann. — Das Problem mit ursprünglich 5 veränderlichen Maßgrößen ist mittels des Allgemeinen Ähnlichkeitsprinzips in ein Problem mit nur 2 veränderlichen dimensionsfreien Kenngrößen verwandelt worden, das zwischen den Kenngrößen bestehende, auf theoretischem oder empirischem Wege ermittelte reine Zahlengesetz gilt für alle geometrisch ähnlichen und vollkommen ähnlich arbeitenden Ausführungen.

b) Mit Dämpfung. Eine an einem dünnen Faden aufgehängte Metallkugel oder ein fester Körper als physisches Pendel von der Dichte  $\varrho_K$  führe in einer zähen Flüssigkeit oder in Luft von der Dichte  $\varrho$ , dem Einheitsgewicht  $\gamma$  und der Zähigkeit  $\eta$  freie Schwingungen aus.  $l$  sei eine beliebige lineare Größe der Ausführung.  $t$  sei wie soeben die Zeit zwischen dem Anfangsausschlag  $\alpha = a/l$  links und dem folgenden Ausschlag rechts; der Oberflächenrauheit des Körpers werde durch die Parameterkenngröße  $\mathfrak{F}_\delta = \delta/l$  Rechnung getragen. Die ursprüngliche Maßgrößenbeziehung

$$F(l, t, \varrho, \gamma, \eta, a, \delta, \varrho_K) = 0$$

umspannt diesmal  $n = 8$  Maßgrößen, so daß bei Wahl von  $k = 3$  Bezugsgrößen — zum Beispiel  $l$ ,  $t$  und Mediumdichte  $\varrho$  — die Zahl der dimensionsfreien Kenngrößen  $r = n - k = 5$  ist. Die 5 Leitgrößen  $\gamma, \eta, a, \delta, \varrho_K$  führen auf folgende Kenngrößen  $\Pi_1$  bis  $\Pi_5$ .

$\gamma$  liefert wie unter Absatz a eine Froudesche Kenngröße

$$\Pi_1 = \frac{\gamma}{l t^{-2} \varrho}.$$

Da  $\eta/\varrho$  die Maßeinheit  $m^2 s^{-1}$  hat, so entsteht für  $\eta$  eine Reynoldssche Kenngröße

$$\Pi_2 = \frac{\eta}{l^2 t^{-2} \varrho}.$$

$a, \delta$  und  $\varrho_K$  liefern ohne weiteres:  $\Pi_3 = a/l$ ,  $\Pi_4 = \delta/l$ ,  $\Pi_5 = \varrho_K/\varrho$ . Die Kenngrößenbeziehung für das gedämpft schwingende Pendel lautet daher

$$\Psi(\Pi_1, \Pi_2, \Pi_3, \Pi_4, \Pi_5) = 0,$$

$$\Psi\left(\frac{\gamma}{l t^{-2} \varrho}, \frac{\eta}{l^2 t^{-2} \varrho}, \frac{a}{l}, \frac{\delta}{l}, \frac{\varrho_K}{\varrho}\right) = 0,$$

oder nach Ersatz von  $\Pi_1$  durch  $\Pi_1^{\frac{1}{2}}$  und Koppelung von  $\Pi_2$  mit  $\Pi_1^{-\frac{1}{2}}$  gemäß Nr. 40 und 41

$$\Psi\left(\frac{t}{l^{\frac{1}{2}}\varrho^{\frac{1}{2}}\gamma^{-\frac{1}{2}}}, \frac{\eta}{l^{\frac{1}{2}}\varrho^{\frac{1}{2}}\gamma^{\frac{1}{2}}}, \frac{a}{l}, \frac{\delta}{l}, \frac{\varrho_K}{\varrho}\right) = 0, \quad \frac{t}{\sqrt{l/g}} = \Phi\left(\frac{\eta}{l^{\frac{1}{2}}\varrho g^{\frac{1}{2}}}, \alpha, \mathfrak{R}_\delta, \mathfrak{R}_{\varrho_K}\right).$$

Durch weiteres Potenzieren und Koppeln der Kenngrößen lassen sich viele neue gleichwertige Formen erzeugen. — Das Problem mit ursprünglich 8 veränderlichen Maßgrößen ist mittels des Allgemeinen Ähnlichkeitsprinzips in ein Problem mit nur 5 veränderlichen dimensionsfreien Kenngrößen verwandelt worden; das zwischen den Kenngrößen bestehende, durch Modellversuche ermittelte reine Zahlengesetz gilt für alle geometrisch ähnlichen und vollkommen ähnlich arbeitenden Ausführungen.

**84. Anwendung des Allgemeinen Ähnlichkeitsprinzips auf ein weiteres dynamisches Problem: Aufsuchung der Maßgrößen und der Kenngrößenbeziehung für Vortriebskraft, Drehmoment und Wirkungsgrad der Schiffsschraube<sup>1</sup>.** Bei vielen Problemen werden mehrere Größen gesucht, z. B. fragt man bei einer mit Schwerwellen arbeitenden Schiffsschraube nach der Vortriebskraft  $P$ , dem Drehmoment  $M$  und dem Wirkungsgrad  $\eta$  in ihrer Abhängigkeit von allen Fortschrittsgraden  $\mathfrak{R}_f = v/dn$ . Infolge der Frage nach mehreren Größen können hier dem Ungeübten leicht Schwierigkeiten erwachsen. Um ihnen auszuweichen, achte man darauf, daß von den drei gesuchten Größen immer nur je eine in die betreffende ursprüngliche Maßgrößenbeziehung aufgenommen werden darf. So erhält man mit  $d, v, \varrho$  als Bezugsgrößen unter Hinweis auf die Bezeichnungen und Ausführungen von Nr. 74 und 75 sowie von Nr. 83 und unter Benutzung des Potenzierungs- und Koppelungssatzes der Reihe nach folgende Maßgrößen- und Kenngrößenbeziehungen für  $P$ , für  $M$  und für  $\eta$ : zunächst für die Vortriebskraft  $P$

$$\begin{aligned} F_1(d, n, v, P, \varrho, \gamma, \eta, \delta) &= 0, \\ \Psi_1\left(\frac{P}{d^2 v^2 \varrho}, \frac{\gamma}{d^{-1} v^2 \varrho}, \frac{\eta}{d v \varrho}, \frac{n}{d^{-1} v}, \frac{\delta}{d}\right) &= 0, \\ \Psi_1\left(\frac{P}{d^2 v^2 \varrho}, \frac{v^2}{d \gamma \varrho}, \frac{d v}{\eta \varrho}, \frac{v}{d n}, \frac{\delta}{d}\right) &= 0, \\ \Psi_1(\mathfrak{R}_P, \mathfrak{F}, \mathfrak{R}, \mathfrak{R}_f, \mathfrak{R}_\delta) &= 0. \\ \mathfrak{R}_P &= \Phi_1(\mathfrak{F}, \mathfrak{R}, \mathfrak{R}_f, \mathfrak{R}_\delta). \end{aligned}$$

Entsprechend gilt für das Drehmoment  $M$  die folgende Maßgrößen- und Kenngrößenbeziehung

$$\begin{aligned} F_2(d, n, v, M, \varrho, \gamma, \eta, \delta) &= 0, \\ \Psi_2\left(\frac{M}{d^3 v^2 \varrho}, \frac{\gamma}{d^{-1} v^2 \varrho}, \frac{\eta}{d v \varrho}, \frac{n}{d^{-1} v}, \frac{\delta}{d}\right) &= 0, \\ \Psi_2\left(\frac{M}{d^3 v^2 \varrho}, \frac{v^2}{d \gamma \varrho}, \frac{d v}{\eta \varrho}, \frac{v}{d n}, \frac{\delta}{d}\right) &= 0, \\ \Psi_2(\mathfrak{R}_M, \mathfrak{F}, \mathfrak{R}, \mathfrak{R}_f, \mathfrak{R}_\delta) &= 0, \\ \mathfrak{R}_M &= \Phi_2(\mathfrak{F}, \mathfrak{R}, \mathfrak{R}_f, \mathfrak{R}_\delta). \end{aligned}$$

<sup>1</sup> Weitere Anwendungen auf Modellprobleme des Maschinenbaues enthält der Aufsatz: M. Weber: Die spezifischen Drehzahlen und die anderen Kenngrößen der Wasserturbinen, Kreiselpumpen, Windräder und Propeller als dimensionsfreie Kenngrößen der Ähnlichkeitsphysik. Zeitschrift „Schiffbau u. Schifffahrt“ 1930.

Und für den Wirkungsgrad  $\eta$ , wenn die Zähigkeit mit  $\mu$  bezeichnet wird,

$$F_3(d, n, v, \eta, \rho, \gamma, \mu, \delta) = 0, \\ \eta = \Re_\eta = \Phi_3(\mathfrak{F}, \mathfrak{R}, \mathfrak{P}_f, \mathfrak{P}_\delta);$$

jedoch kann die Kenngröße  $\eta$  aus  $\Re_P$ ,  $\Re_M$  und  $\mathfrak{P}_f$  hergeleitet werden mittels

$$\eta = \frac{Pv}{M\omega} = \frac{\Re_P d^2 v^2 \rho v}{\Re_M d^3 v^2 \rho 2\pi n} = \frac{\Re_P P_f}{\Re_M 2\pi}.$$

Für jede der zwei Suchkenngößen  $\Re_P$  und  $\Re_M$  besteht eine besondere Kenngrößenbeziehung,  $\Psi_1 = 0$  und  $\Psi_2 = 0$ , und ein anderes aus den Modellversuchen festzulegendes reines Zahlengesetz.

Durch Potenzieren und Koppeln der Kenngrößen können viele neue gleichartige Formen gewonnen werden. Die Probleme mit je ursprünglich 8 veränderlichen Maßgrößen sind mittels des Allgemeinen Ähnlichkeitsprinzips in Probleme mit je nur 5 veränderlichen dimensionsfreien Kenngrößen verwandelt worden. Die zwischen den Kenngrößen bestehenden, durch Modellversuche zu bestimmenden reinen Zahlengesetze gelten für alle geometrisch ähnlichen und vollkommen ähnlich arbeitenden Ausführungen.

**85. Anwendung des Allgemeinen Ähnlichkeitsprinzips auf ein thermodynamisches Problem. Aufsuchung der Maßgrößen und der Kenngrößenbeziehung für die Strömung von Gasen in Verbindung mit Wärmeübertragung.** In Nr. 28e 1 sind die Modellgesetze für die Strömung eines heißen Gases in einem kühleren Metallrohr mit Berücksichtigung der Wärmeübergangsenergie  $E_\alpha$  vom Gas auf die Wand aus der Energiegleichung abgeleitet worden, unter der Voraussetzung, daß die Geschwindigkeiten und Druckunterschiede klein sind und die Gasdichte  $\rho$  als unveränderlich angesehen werden kann. Hier soll dieselbe Aufgabe für ideale Gase noch einmal — aber ohne Benutzung der Energiegleichung — in Angriff genommen werden, und zwar vom Allgemeinen Ähnlichkeitsprinzip aus. Gesucht werde wieder die übergehende Wärmeenergie  $E_\alpha$ . Es ist zunächst die ursprüngliche Maßgrößenbeziehung  $F = 0$  und dann die Kenngrößenbeziehung  $\Psi = 0$  aufzustellen. Zugrunde gelegt werde gemäß Voraussetzung das von uns gewählte abgestimmte technische Maßsystem.

Wir fragen zunächst: Welche Maßgrößen beeinflussen den Vorgang, der sich in einer Einrichtung von gegebener geometrischer Form abspielen soll? — Die Größe der Anordnung ist durch eine beliebig ausgewählte Länge  $l$  der Ausführung gegeben; ferner kommt eine Geschwindigkeit in Betracht, zum Beispiel die mittlere Eintrittsgeschwindigkeit  $v$  des strömenden Gases. Der Temperaturunterschied zwischen Gasmitte und Wand sei an der Eintrittsstelle  $\Delta T$ . — Wesentlich für den Erfolg des Verfahrens ist, daß weder eine Größe zuviel noch eine zuwenig als maßgebend für das Problem in die für die Maßgrößen aufzustellende Beziehung  $F = 0$  aufgenommen wird.

Die für eine mittlere absolute Temperatur  $T$  als unveränderlich anzusehenden Stoffwerte, welche bei der unter Wirkung von Schwere und Zähigkeit verlaufenden Strömung in Verbindung mit Wärmeübergang in Frage kommen, sind für das ideale Gas die folgenden: Dichte  $\rho$ , Einheitsgewicht  $\gamma$  im Schwerfeld  $g$ ,

Zähigkeit  $\eta$ , Wärmeleitfähigkeit  $\lambda_w$  und spezifische Wärme für unveränderlichen Druck bezogen auf die Raumeinheit  $c_p \gamma_n$ . Da die Rauheit der Wand erfahrungsmäßig von wesentlichem Einfluß auf Strömung und Wärmeübergang ist, kommt noch  $\delta$  als ideelle lineare Größe der absoluten Rauheit in Betracht. Die ursprüngliche Maßgrößenbeziehung lautet daher

$$F(l, v, \Delta T, \varrho, \gamma, \eta, \lambda_w, c_p \gamma_n, E_\alpha, \delta, T) = 0$$

und umspannt  $n = 11$  Maßgrößen. Da das Problem ein thermodynamisches ist, sind  $k = 4$  Grundeinheiten des Maßsystems beteiligt, so daß  $r = n - k = 7$  dimensionsfreie Kenngrößen  $\Pi$  zu bilden sind. Wir wählen  $l, v, \Delta T, \varrho$  als Bezugsgrößen und haben mit ihnen die 7 Leitgrößen  $\gamma, \eta, \lambda_w, c_p \gamma_n, E_\alpha, \delta, T$  in 7 dimensionsfreie Potenzprodukte  $\Pi_1$  bis  $\Pi_7$  umzuwandeln.

In entsprechender Weise wie unter Nr. 83 entsteht hier aus  $\gamma$  mittels der Fallbeschleunigung  $g = \gamma/\varrho$ , zu messen in  $m s^{-2}$ , die Kenngröße

$$\Pi_1 = \frac{\gamma}{l^{-1} v^2 \varrho}$$

und aus  $\eta$  mittels der kinematischen Zähigkeit  $\eta/\varrho$ , zu messen in  $m^2 s^{-1}$ , die Kenngröße

$$\Pi_2 = \frac{\eta}{l v \varrho}.$$

Für die Wärmeleitfähigkeit  $\lambda_w$ , gemessen in  $kg s^{-1} g d^{-1}$ , gilt nach der Dimensionslehre des Teils V die Potenzproduktgleichung

$$\Pi_3 = \lambda_w \cdot l^x v^y \Delta T^z \varrho^u$$

und somit, da die Maßeinheit von  $\varrho$   $m^{-4} s^2 kg$  ist, die Einheitengleichung

$$[1] = [kg s^{-1} g d^{-1} m^x m^y s^{-y} g d^z m^{-4u} s^{2u} kg^u],$$

woraus sich entsprechend der Vierzahl der hier benutzten Grundeinheiten vier unabhängige Bestimmungsgleichungen für die unbekanntenen Exponenten  $x, y, z, u$  ergeben:

$$\begin{array}{cccc} 0 = x + y - 4u & 0 = -1 - y + 2u & 0 = 1 + u & 0 = -1 + z, \\ x = -1 & y = -3 & u = -1 & z = 1. \end{array}$$

Das dimensionsfreie Potenzprodukt für  $\lambda_w$  wird daher

$$\Pi_3 = \lambda_w \cdot l^{-1} v^{-3} \Delta T^1 \varrho^{-1} = \frac{\lambda_w}{l v^3 \Delta T^{-1} \varrho}.$$

Für die auf die Raumeinheit bezogene spezifische Wärme  $c_p \gamma_n$ , gemessen in  $kg m^{-2} g d^{-1}$ , lauten die entsprechenden Gleichungen

$$\Pi_4 = c_p \gamma_n \cdot l^x v^y \Delta T^z \varrho^u,$$

$$[1] = [kg m^{-2} g d^{-1} m^x m^y s^{-y} g d^z m^{-4u} s^{2u} kg^u],$$

$$\begin{array}{cccc} 0 = -2 + x + y - 4u & 0 = -y + 2u & 0 = 1 + u & 0 = -1 + z, \\ x = 0 & y = -2 & u = -1 & z = 1. \end{array}$$

Somit hat das dimensionsfreie Potenzprodukt für  $c_p \gamma_n$  die Form

$$\Pi_4 = c_p \gamma_n \cdot l^0 v^{-2} \Delta T \varrho^{-1} = \frac{c_p \gamma_n}{v^2 \Delta T^{-1} \varrho}.$$



Die fünfte Leitgröße, die Wärmeübergangsenergie  $E_\alpha$  von der Maßeinheit  $mkg$ , führt nach dem gleichen Dimensionsverfahren auf

$$\Pi_5 = \frac{E_\alpha}{l^3 v^2 \varrho};$$

doch ist ohne Benutzung der Dimensionslehre klar, daß die Bezugsgrößen  $l, v, \varrho$  den Newtonschen Ausdruck  $l^2 v^2 \varrho$  als Maß für eine Kraft, also  $l^3 v^2 \varrho$  als Maß für eine Energie liefern.

Für  $\delta$  und  $T$  ergeben sich die Parameterkenngrößen

$$\Pi_6 = \frac{\delta}{l}, \quad \Pi_7 = \frac{T}{\Delta T},$$

so daß die Kenngrößenbeziehung unseres Problems der Gasströmung mit Wärmeübergang die Form erhält:

$$\Psi(\Pi_1, \Pi_2, \Pi_3, \Pi_4, \Pi_5, \Pi_6, \Pi_7) = 0,$$

$$\Psi\left(\frac{\gamma}{l^{-1} v^2 \varrho}, \frac{\eta}{l v \varrho}, \frac{\lambda_w}{l v^3 \Delta T^{-1} \varrho}, \frac{c_p \gamma \eta}{v^2 \Delta T^{-1} \varrho}, \frac{E_\alpha}{l^3 v^2 \varrho}, \frac{\delta}{l}, \frac{T}{\Delta T}\right) = 0,$$

oder mit den Bezeichnungen der Nr. 28 e 1

$$\Psi(\mathfrak{F}^{-1}, \mathfrak{R}^{-1}, \mathfrak{C}^{-1}, \mathfrak{D}^{-1}, \mathfrak{D}^{-1}, \mathfrak{B}_\delta, \mathfrak{B}_T) = 0.$$

Unter Heranziehung des Potenzierungssatzes von Nr. 40 entsteht die neue gleichwertige Form

$$\Psi_1(\mathfrak{F}, \mathfrak{R}, \mathfrak{C}, \mathfrak{D}, \mathfrak{D}, \mathfrak{B}_\delta, \mathfrak{B}_T) = 0$$

und hieraus mittels des Koppelungssatzes der Nr. 41

$$\Psi_4(\mathfrak{F}, \mathfrak{R}, \mathfrak{R}\mathfrak{D}/\mathfrak{C}, \mathfrak{D}, \mathfrak{C}/\mathfrak{D}, \mathfrak{B}_\delta, \mathfrak{B}_T) = 0,$$

$$\Psi_4(\mathfrak{F}, \mathfrak{R}, \mathfrak{C}t, \mathfrak{D}, \mathfrak{B}, \mathfrak{B}_\delta, \mathfrak{B}_T) = 0,$$

oder in ausgeschriebener Form, wenn die Stanton'sche Kenngröße bei idealen Gasen wie früher durch  $f(\kappa)$  ersetzt wird,

$$\Psi_4\left(\frac{v^2}{l\gamma\varrho}, \frac{lv}{\eta\varrho}, f(\kappa), \frac{v^2 \Delta T^{-1}}{c_p g_n}, \frac{E_\alpha}{\lambda_w l t \Delta T}, \frac{\delta}{l}, \frac{T}{\Delta T}\right) = 0.$$

Für gleichatomige ideale Gase ist  $f(\kappa)$  ein fester Zahlenwert, so daß sich für solche Gase mit Weglassung von  $f(\kappa)$  in Übereinstimmung mit der Schlußgleichung von Nr. 28 e 1 als Kenngrößenbeziehung ergibt:

$$\frac{E_\alpha}{\lambda_w l t \Delta T} = \left(\frac{\alpha l}{\lambda_w}\right) = \mathfrak{B} = \Phi_4(\mathfrak{F}, \mathfrak{R}, \mathfrak{D}, \mathfrak{B}_\delta, \mathfrak{B}_T).$$

# XV. Die Anwendung des Ähnlichkeitsprinzips der Mechanik auf zeitlich beliebig veränderliche Vorgänge mit besonderer Berücksichtigung schiffbaulicher und aerodynamischer Probleme.

Von Dr.-Ing. Walter Herrmann, Berlin.

## Inhaltsübersicht.

- |  |  |
|--|--|
| <p>I. Das allgemeine Verfahren zur Aufsuchung der Kenngrößenbeziehung eines beliebigen stationären oder nicht stationären mechanischen oder physikalischen Vorgangs auf Grund des Ähnlichkeitsprinzips.</p> <p>A. Bedingungen und Voraussetzungen für den Geltungsbereich des allgemeinen Ähnlichkeitsprinzips.</p> <ol style="list-style-type: none"><li>1. Grundsätzliches und Bezeichnungen.</li><li>2. Festlegung des Begriffs der physikalischen Ähnlichkeit.</li><li>3. Übertragungsregel für Definitionsgrößen und für Erfahrungsbeiwerte.</li><li>4. Modellgesetze.</li><li>5. Voraussetzungen.</li></ol> <p>B. Aufsuchen der Kenngrößenbeziehung für den Sonderfall des stationären Strömungsvorgangs erläutert am Beispiel des Schiffswiderstands.</p> <ol style="list-style-type: none"><li>6. Das Wesen der physikalischen Gleichung.</li><li>7. Die ursprüngliche Maßgrößenbeziehung für den stationären Fall.</li><li>8. Die Kenngrößenbeziehung für den stationären Fall.</li></ol> <p>C. Aufsuchen der Kenngrößenbeziehung für den allgemeinen zeitlich beliebig veränderlichen Vorgang, erläutert an grundlegenden Beispielen.</p> <ol style="list-style-type: none"><li>9. Grundsätzliches.</li><li>10. Maßgrößenbeziehung und Kenngrößenbeziehung für den ersten Grundfall.</li></ol> | <ol style="list-style-type: none"><li>11. Maßgrößenbeziehung und Kenngrößenbeziehung für den zweiten Grundfall.</li><li>12. Maßgrößenbeziehung und Kenngrößenbeziehung für den dritten Grundfall.</li><li>13. Vergleichende Zusammenfassung der bisherigen Ergebnisse.</li><li>14. Übergang vom Einzelmodellversuch auf die Hauptausführung.</li><li>15. Die Kenngrößenbeziehung für Versuchsreihen zeitlich veränderlicher Probleme.</li><li>16. Erweiterung der bisherigen Kenngrößenbeziehung durch Parameterkenngrößen.</li></ol> <p>II. Anwendung des allgemeinen Verfahrens zur Aufstellung der Kenngrößenbeziehung für zeitlich beliebig veränderliche schiffbauliche und flugtechnische Probleme.</p> <ol style="list-style-type: none"><li>17. Anfahrt eines Schiffes bei verschiedenen Trimm.</li><li>18. Stoppfahrt eines Schiffes bei verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten der stationären Fahrt.</li><li>19. Anfahrt eines Schiffes mit verschiedenem Vertriebsgesetz.</li><li>20. Steuerfahrt eines Schiffes.</li><li>21. Dynamische Höhensteuerfahrt von Schiffen, Unterseebooten oder Torpedos.</li><li>22. Abflug oder Anwassern eines Flugbootes.</li><li>23. Absturz- und Trudelmovement eines Luftfahrzeugs.</li><li>24. Das allgemeine zeitlich veränderliche Problem.</li></ol> <p>Zusammenfassung.</p> |
|--|--|

## Einleitung.

Das Allgemeine Ähnlichkeitsprinzip der Physik, dessen Zusammenhang mit der Dimensionslehre und dessen Bedeutung für die physikalischen Gleichungen im allgemeinen sowie für das Modellversuchswesen im besonderen von Professor

M. Weber<sup>1</sup> systematisch dargelegt worden ist, bietet dem Forscher in mehrfacher Hinsicht neue grundlegende Erkenntnisse: Es liefert zunächst das Rüstzeug, eine physikalische Gleichung ihres dimensionalen Beiwerks zu entkleiden, so daß die in den physikalischen Gleichungen versteckten funktionalen Zahlen-gesetze rein hervortreten. Das Prinzip gibt ferner klare Auskunft darüber, eine wie große Mannigfaltigkeit anderer ähnlicher Naturvorgänge durch das Zahlen-ergebnis eines einzelnen Versuchs miterfaßt wird, sofern nur die Bedingungen und Voraussetzungen physikalischer Ähnlichkeit für diese Gruppe von Vorgängen erfüllt sind. Es weist weiter die Richtung, in welcher der Modellforscher vor-zugehen hat, wenn wider Erwarten die zahlenmäßige Übereinstimmung zwischen Modellversuch und Hauptvorgang nicht erreicht worden ist — es kann dies nur daran liegen, daß entweder die Bedingungen und Voraussetzungen der Ähnlich-keitsphysik nicht erfüllt waren, oder daß nicht allen physikalischen Einflüssen bei dem natürlichen Ablauf der Vorgänge durch Beachtung der maßgebenden Modellgesetze genügend Rechnung getragen wurde.

Für praktische Anwendungen ist es hierbei von Wichtigkeit, sich vorzuhalten, daß es nach dem bisherigen Stand der Forschung häufig nicht möglich ist, die Forderungen des Allgemeinen Ähnlichkeitsprinzips zu erfüllen. Dies ist beispiels-weise in besonderem Maße bei den in dieser Arbeit zur Behandlung stehenden Problemen der Strömungsvorgänge bei der Fortbewegung des an der Grenze von Wasser und Luft sich bewegenden Schiffes der Fall, und das Allgemeine Ähn-lichkeitsprinzip nimmt nicht für sich in Anspruch, diese praktischen Schwierig-keiten lösen zu wollen, die in erster Linie darin bestehen, daß die geforderte voll-kommene Ähnlichkeit zwischen Hauptausführung und Modell nicht in vollem Maße erreicht wird, da die verwendeten Stoffe hinsichtlich ihrer maßgeblichen Eigenschaften sich leider nur wenig anpassungsfähig zeigen. Es ist aber von Wichtigkeit, die aus dem Allgemeinen Ähnlichkeitsprinzip als physikalisch notwendig erkannten idealen Forderungen klar aufzustellen, um durch die Schwierigkeiten der Praxis nicht von dem grundsätzlichen, für die gesamte Physik bedeutungsvollen Weg abgedrängt zu werden.

Die vorliegende Untersuchung stellt sich die Aufgabe, das Allgemeine Ähn-lichkeitsprinzip auf eine besondere Gruppe physikalischer Vorgänge anzuwenden: Bisher sind bei den schiffbaulichen und aerodynamischen Problemen, die ein Hauptgebiet des Modellwesens umspannen, wohl ausschließlich stationäre Vor-gänge durch Modellversuche zahlenmäßig erforscht worden. Die schwierigeren nicht stationären, oder — wie hier allgemeiner gesagt werden soll, um beispiels-weise auch die ungleichförmige Bewegung eines Massenpunkts oder eines in Trudelbewegung befindlichen Systems mit zu umfassen — die zeitlich beliebig veränderlichen Vorgänge dieser Gebiete sind meines Wissens bisher systematisch nicht behandelt worden. Ohne Kenntnis und ohne Benutzung des Allgemeinen Ähnlichkeitsprinzips erfordert die modellmäßige Behandlung eines zeitlich ver-änderlichen Ablaufs einen erheblichen Aufwand an Denkarbeit, und das Beschrei-

<sup>1</sup> M. Weber: Das Allgemeine Ähnlichkeitsprinzip der Physik und sein Zusammenhang mit der Dimensionslehre und der Modellwissenschaft, Jahrb. d. Schiffbautechn. Ges. 1930.

ten dieses Weges wird selbst für den Modellfachmann immer ein mehr oder weniger unsicheres Vorwärtstasten bedeuten. Die Anregung, diesen zeitlich veränderlichen Vorgängen mit Hilfe des Allgemeinen Ähnlichkeitsprinzips nachzugehen, habe ich von Herrn Professor Dr.-Ing. M. Weber erhalten, und es sei mir erlaubt, meinem verehrten Lehrer an dieser Stelle ehrerbietig Dank dafür zu sagen. Ursprünglich war der Verfasser einen anderen beschwerlicheren Weg, den der Synthese durch langsames schrittweises Vorwärtstasten, gegangen, allerdings ohne jenen Grad von Sicherheit und Allgemeinheit in den Schlüssen zu gewinnen, welchen der analytische Weg des Allgemeinen Ähnlichkeitsprinzips ohne weiteres gewährleistet.

Die große Bedeutung der zeitlich veränderlichen Vorgänge für viele Anwendungsgebiete geht aus folgenden dem Schiffbau, der Luftfahrt sowie der allgemeinen Technik und Physik entnommenen Beispielen hervor. Es seien hier genannt: die nicht stationäre Kurven- und Schleifenfahrt zur Erprobung der Steuerfähigkeit eines Schiffes, eines Unterseeboots oder eines Luftfahrzeugs, sowie die Trudelbewegung eines Flugzeugs; weiter die Widerstände und zugehörigen Leistungen eines im Seegang fahrenden Schiffes; desgleichen des zugehörigen Propellers ebenfalls im Seegang, ferner das Verhalten von Wasserturbinen in nichtstationären Zuständen, etwa hervorgerufen durch den Eingriff des Reglers, oder von Kreiselpumpen beim Auftreten von Schwingungen in der Flüssigkeitssäule. Ferner gehören hierher die zugleich zeitlich und örtlich veränderlichen Wärmeströmungen in ruhenden festen Körpern oder bewegten Flüssigkeiten und Gasen, sowie entsprechende Fälle aus dem Gebiet des Elektromagnetismus.

Die Arbeit wird zeigen, daß die an wenigen Beispielen gewonnenen Erkenntnisse sich sinngemäß auf alle, selbst die schwierigsten Fälle anwenden lassen, sofern nur die Voraussetzungen für vollkommene physikalische Ähnlichkeit der Vergleichsvorgänge erfüllt sind. So zeigt sich zum Beispiel, daß man von der Kenngrößenbeziehung für die Trudelbewegung eines Flugzeugs leicht zur Kenngrößenbeziehung für den Anlauf und für den Auslauf eines Wasserflugzeuges übergehen kann, obgleich dieser nicht stationäre Vorgang offensichtlich von ganz anderer Art ist.

## **I. Das allgemeine Verfahren zur Aufsuchung der Kenngrößenbeziehung eines beliebigen stationären oder nicht stationären, mechanischen oder physikalischen Vorgangs auf Grund des Ähnlichkeitsprinzips.**

### **A. Bedingungen und Voraussetzungen für den Geltungsbereich des Allgemeinen Ähnlichkeitsprinzips.**

**1. Grundsätzliches und Bezeichnungen.** Alles Grundsätzliche über das Ähnlichkeitsprinzip, über die Voraussetzungen und über den Geltungsbereich, ist in der genannten Arbeit von Weber eingehend dargestellt und zum Teil auch schon in der früheren, der Einführung in die Modellwissenschaft dienenden Ab-

handlung<sup>1</sup> des gleichen Verfassers vom Jahre 1919 enthalten. Im übrigen sei auf Tolman<sup>2</sup> und Buckingham<sup>3</sup> hingewiesen, die wohl zuerst die große Bedeutung dieses in die gesamte Physik beherrschend eingreifenden Prinzips ausgesprochen haben, sowie auf die mehr den Anwendungen dienenden Veröffentlichungen von Gibson<sup>4</sup> und anderen<sup>5</sup>.

Um die folgenden Untersuchungen nach Möglichkeit verständlich zu machen, ohne auf das Studium der anderen Arbeiten angewiesen zu sein, seien im folgenden kurz die Bedingungen und die Voraussetzungen für den Geltungsbereich des Allgemeinen Ähnlichkeitsprinzips zusammengestellt. Im übrigen hält sich diese Arbeit der Einfachheit wegen an die Weberschen Ausdrucksformen und Bezeichnungen sowie an die dort festgelegten Begriffe. Sofern Zweifel über die hier benutzten Begriffe entstehen sollten, sei ausdrücklich auf jene Arbeit verwiesen. Zugrunde gelegt wird wie dort ein abgestimmtes technisches Maßsystem mit den fünf Grundeinheiten Meter  $m$ , Sekunde  $s$ , Kraftkilogramm  $kg$ , die absolute Temperatur in Kelvingrad  $gd$ , die Elektrizitätsmenge in Coulomb  $C$ .

**2. Festlegung des Begriffs der physikalischen<sup>6</sup> Ähnlichkeit.** Zwei Vorgänge zum Beispiel in Modell ( $M$ ) und Hauptausführung ( $H$ ) heißen physikalisch ähnlich, wenn für alle durch das angenommene, abgestimmte Maßsystem festgelegten Grundgrößen der Länge, der Zeit, der Kraft, der Temperatur und der Elektrizitätsmenge fünf unveränderliche Grundübertragungsverhältnisse, oder kürzer Grundverhältnisse, bestehen, und zwar für je zwei entsprechende Grundgrößen von  $M$  und  $H$  der Reihe nach die folgenden Übertragungsgleichungen:

$$l' = l \cdot \lambda, \quad t' = t \cdot \tau, \quad k' = k \cdot \kappa, \quad T' = T \cdot \vartheta, \quad C' = C \cdot \beta,$$

wobei häufig statt  $T' = T \cdot \vartheta$  gesetzt werden kann  $\Delta T' = \Delta T \cdot \vartheta$ , und zwar in Fällen, in denen es nur auf die Temperaturunterschiede ankommt und nicht auf die absoluten Temperaturen selbst.

**3. Übertragungsregeln für Definitionsgrößen und für Erfahrungsbeiwerte.** Bei physikalischer Ähnlichkeit zweier Vorgänge ist das Übertragungsverhältnis für zwei beliebige entsprechende Definitionsgrößen oder Erfahrungsbeiwerte, zusammenfassend als physikalische Größen oder kurz Maßgrößen bezeichnet, in der gleichen Weise aus den Grundverhältnissen  $\lambda$ ,  $\tau$ ,  $\kappa$ ,  $\vartheta$ ,  $\beta$  zu bilden, wie die Maßeinheiten der betreffenden Größen aus den Grundeinheiten  $m$ ,  $s$ ,  $kg$ ,  $gd$ ,  $C$ . Dieser Satz, welcher für die Übertragung irgendeiner am Modell auftretenden Maßgröße auf die entsprechende Maßgröße der Hauptausführung von grundlegender Bedeutung ist, werde an drei Beispielen erläutert.

<sup>1</sup> M. Weber: Die Grundlagen der Ähnlichkeitsmechanik und ihre Verwertung bei Modellversuchen, Jahrb. d. Schiffbautechn. Ges. 1919, S. 355ff.

<sup>2</sup> R. C. Tolman: Principle of similitude, Phys. Rev. (2), Bd. 3, S. 244 (1914); Bd. 6, S. 219 (1915); Bd. 8, S. 8 (1916).

<sup>3</sup> E. Buckingham: On physically similar systems, Phys. Rev. (2), Bd. 4, S. 345 (1914).

<sup>4</sup> A. H. Gibson: The principle of dynamical similarity, with special reference to model experiments, Engg. Bd. 117, S. 325, 357, 391, 422 (1924).

<sup>5</sup> Vgl. die Literaturangaben der in Fußnote 1 auf S. 2 genannten Arbeit von Weber über das Allgemeine Ähnlichkeitsprinzip.

<sup>6</sup> Unter die physikalische Ähnlichkeit gehören beispielsweise die mechanische Ähnlichkeit, die wärme-mechanische Ähnlichkeit und die elektromagnetische Ähnlichkeit.

Beispiel 1: Da die Maßeinheit der Definitionsgröße Beschleunigung  $ms^{-2}$  ist, gilt für das Übertragungsverhältnis zweier entsprechender Beschleunigungen  $b'$  und  $b$  für  $H$  und  $M$  die Gleichung

$$b' = b \cdot \lambda \tau^{-2}.$$

Beispiel 2: Für den Erfahrungsbeiwert der Dichte  $\varrho$  ergibt sich das Übertragungsverhältnis entsprechend der Maßeinheit  $m^{-4}s^2kg$  von  $\varrho$  aus der Gleichung

$$\varrho' = \varrho \cdot \lambda^{-4} \tau^2 \kappa.$$

Beispiel 3: Auch für den Quotienten zweier Erfahrungsbeiwerte gilt die allgemeine Übertragungsregel. Es ergibt sich für das Verhältnis Zähigkeit  $\eta$  geteilt durch Dichte  $\varrho$ , entsprechend der Maßeinheit  $m^2s^{-1}$  von  $\eta/\varrho$ ,

$$\eta'/\varrho' = \eta/\varrho \cdot \lambda^2 \tau^{-1}$$

oder unter Einführung der kinematischen Zähigkeit  $\nu = \eta/\varrho$

$$\nu' = \nu \cdot \lambda^2 \tau^{-1}, \quad \lambda^2 \tau^{-1} = \frac{\eta'/\varrho'}{\eta/\varrho} = \frac{\nu'}{\nu}.$$

Von zwei physikalisch ähnlichen Vorgängen wird also gefordert, daß für je zwei entsprechende beliebige Maßgrößen, welche in den die Vorgänge beschreibenden physikalischen Gleichungen auftreten, die eben beschriebene Übertragungsregel gilt. Aus dem folgenden Abschnitt geht hervor, wie diese Forderung durch die Einhaltung von Modellgesetzen erfüllt wird.

**4. Modellgesetze.** Die letzte Gleichung zeigt, daß bei einem Modellversuch mit innerer Flüssigkeitsreibung das Übertragungsverhältnis entsprechender Zeiten  $\tau$  bestimmt wird durch die willkürliche Wahl des Übertragungsverhältnisses entsprechender Längen  $\lambda$  und des Verhältnisses der beiden Stoffquotienten  $\eta'/\varrho'$  und  $\eta/\varrho$ . Umgekehrt, wenn  $\lambda$  und  $\tau$  bekannt sind, ist dadurch das Verhältnis der Stoffquotienten bestimmt, das heißt die Auswahl der Stoffe von  $H$  und  $M$  muß so erfolgen, daß die durch die letzte Gleichung ausgesprochene Bedingung erfüllt ist. In unserem Beispiel 3 bedeutet diese Forderung, daß die Kenngröße des Reynoldsschen Modellgesetzes

$$\frac{\nu' l'}{\eta'/\varrho'} = \frac{\nu l}{\eta/\varrho} = \Re.$$

für  $H$  und  $M$  denselben reinen Zahlenwert erhält.

Unter Verallgemeinerung dieser Betrachtung findet man, daß sich aus dem Quotienten je zweier den Vorgang maßgeblich beeinflussender physikalischer Erfahrungsbeiwerte, die wir kurz Stoffwerte nennen wollen, je ein neues Modellgesetz ergibt. So liefert der Quotient aus Einheitsgewicht des Stoffes  $\gamma$  geteilt durch zugehörige Dichte  $\varrho$ , also die Fallbeschleunigung  $g$  des Ortes des Vorgangs, den Ansatz:

$$\frac{\gamma'/\varrho'}{\gamma/\varrho} = \frac{g'}{g} = \lambda \tau^{-2}$$

und damit die Kenngröße des Froudeschen Modellgesetzes

$$\frac{\nu'^2}{l' \gamma'/\varrho'} = \frac{\nu^2}{l \gamma/\varrho} = \mathfrak{F}.$$

Entsprechend entsteht aus den Stoffwerten Elastizitätsmodul  $E$  und Dichte  $\rho$  bei Beschleunigungsvorgängen das Cauchysche Modellgesetz

$$\frac{v'^2}{E'/\rho'} = \frac{v^2}{E/\rho} = \mathfrak{C}\alpha,$$

und so liefert jeder neue Stoffwert ein weiteres zu befolgendes Modellgesetz derart, daß die betreffende Modellkenngröße in  $H$  und  $M$  denselben reinen Zahlenwert haben muß. Die Anzahl der Modellgesetze und damit auch der Modellkenngrößen ist also um 1 kleiner als die Zahl der maßgeblichen Stoffwerte.

Welche anderen Kenngrößen außer denen, die Modellgesetze begründen, auftreten, wird im Abschnitt I B und I C bei Erörterung der dort behandelten grundlegenden Fälle dargelegt.

**5. Voraussetzungen.** Der Gültigkeitsbereich des Ähnlichkeitsprinzips wird durch folgende in Webers Arbeit über das Allgemeine Ähnlichkeitsprinzip näher dargelegten Voraussetzungen gekennzeichnet:

Voraussetzung 1. Jedes einzelne Erfahrungsgesetz, welches den Ablauf eines Vergleichsvorgangs maßgeblich beeinflusst, soll ein Potenzproduktgesetz sein, durch welches für jeden neuen Stoff ein physikalischer Erfahrungsbeiwert, ein Stoffwert, nach Zahl und Maß auf dem Wege des Versuchs festgelegt wird. Diese Voraussetzung hat sich in der Regel bei allen Problemen der phänomenologischen Physik in bestimmten Bereichen erfüllen lassen; dagegen werden die physikalischen Gesetze der Individualvorgänge, bei denen es sich um die Bewegung einzelner kleinster Teilchen handelt, gegen diese Voraussetzung verstoßen; so läßt sich zum Beispiel der Elektronenaufbau eines Atoms geometrisch ähnlich nicht verändern.

Voraussetzung 2. Vorgänge mit Änderung des Aggregatzustandes der Stoffe sollen ausgeschlossen sein.

Voraussetzung 3. Es gelte Fouriers Satz: die Glieder einer physikalischen Gleichung sollen dimensionsgleich sein. Für die vorliegende Arbeit heißt das, die Glieder einer Gleichung haben mit Rücksicht auf das benutzte abgestimmte technische Maßsystem gleiche Maßeinheit.

Voraussetzung 4. Die physikalischen Erfahrungsbeiwerte sollen für den Einzelvorgang im Untersuchungsbereich unveränderlich sein.

Voraussetzung 5. Die an den Vorgängen beteiligten Stoffe sollen homogen und isotrop sein, sofern nicht ausdrücklich das Gegenteil ausgesprochen ist.

#### **B. Aufsuchen der Kenngrößenbeziehung für den Sonderfall des stationären Strömungsvorgangs, erläutert am Beispiel des Schiffswiderstands.**

**6. Das Wesen der physikalischen Gleichungen.** Eine einen Naturvorgang beschreibende physikalische Gleichung, dargestellt in allgemeiner analytischer Form durch eine Summe nebeneinanderstehender Potenzproduktglieder, umspannt, solange für die Formelzeichen noch keine bestimmten Zahlenwerte eingesetzt sind, eine große Mannigfaltigkeit verwandter Vorgänge. Aufgabe des Allgemeinen Ähnlichkeitsprinzips ist es, die Zusammenhänge aller durch ein und

dieselbe physikalische Gleichung beschriebenen Vorgänge aufzudecken und das Ergebnis eines Modellversuchs für die Gesamtheit aller ähnlichen Vorgänge nutzbar zu machen.

Da bei Anwendung der physikalischen Gleichung auf einen Einzelvorgang jede einzelne in einem Gliede auftretende Maßgröße in jedem Zeitpunkte ein Produkt aus einer bestimmten Maßzahl und aus einer Maßeinheit ist, so wird jedes einzelne additive Potenzproduktglied der Gleichung ebenfalls ein Produkt aus einem bestimmten Zahlenwert und der Maßeinheit des betreffenden Gliedes, wobei auch die etwa in den Gliedern auftretenden reinen Zahlenfaktoren bereits mitberücksichtigt sind. Nach F o u r i e r s Satz von der Homogenität einer physikalischen Gleichung haben alle Glieder dieselbe Dimension und in unserem abgestimmten technischen Maßsystem sogar dieselbe Maßeinheit, so daß bei uns die physikalische Gleichung für jeden Einzelvorgang unter Weglassung der für alle Glieder gleichen Maßeinheit, auch als reine Zahlengleichung aufgefaßt werden kann.

Geht man anders vor und dividirt die in Frage kommende physikalische Ansatzgleichung in ihrer ursprünglichen analytischen Form durch eins ihrer additiv nebeneinander stehenden Glieder, so vermindert sich die Anzahl der Potenzproduktglieder um eins und an die Stelle des verschwundenen Gliedes tritt die Zahl 1. Die so gewonnene neue Form der Gleichung besteht wieder aus Potenzproduktgliedern, welche nun aber dimensionsfrei sind, obgleich die einzelnen, sie aufbauenden Formelzeichen dimensionsbehaftet sind; die Summe der Potenzproduktglieder, von denen jedes einen reinen Zahlenbruch darstellt, ergibt zusammen gerade die eben erwähnte verbleibende Zahl 1.

Die Erkenntnis, daß eine physikalische Gleichung ihres dimensionalen Beiwerks entkleidet werden kann, bildet die Grundlage des von T o l m a n, B u c k i n g h a m, W e b e r und anderen behandelten Ähnlichkeitsprinzips, das auf die für die gesamte Physik und insbesondere für die Modellwissenschaft bedeutsame Folgerung führt: Jede einen physikalischen Vorgang für einen bestimmten Zeitpunkt nach Zahl und Maß beschreibende physikalische Gleichung, läßt sich in der angegebenen Weise von ihren Dimensionen oder Maßeinheiten befreien, und die so verbleibende Zahlengleichung gewinnt auch für andere Vorgänge verwandter Art Gültigkeit, wenn es möglich ist, jeden der verwandten Vorgänge identisch auf dieselbe Zahlengleichung zurückzuführen. Verwandte Vorgänge dieser Art heißen physikalisch ähnlich. Die Weiterführung dieses Gedankens ist in den Untersuchungen der Vorarbeiter zu finden. Wie das Verfahren der Maßbefreiung im einzelnen gehandhabt wird, und wie das Verfahren gemäß der Bezeichnung Webers über die ursprüngliche Maßgrößenbeziehung zur Kenngrößenbeziehung führt, wird in den nächsten Abschnitten unter Erläuterung an einem Beispiel beschrieben. Die Kenngrößenbeziehung gibt an, welche dimensionsfreien Potenzprodukte — Kenngrößen genannt — in den durch die Modellversuche zu ermittelnden funktionalen reinen mathematischen Zusammenhang eingehen. Nachdem die Kenngrößenbeziehung aufgestellt ist, liefern die Modellversuchsreihen das zugehörige reine Zahlengesetz, genannt die Kennfunktion, welche für alle physikalisch ähnlichen Vorgänge identisch ist.



**7. Die ursprüngliche Maßgrößenbeziehung für den stationären Fall.** Das eben genannte Verfahren der Maßbefreiung soll zunächst an einem stationären Fall erläutert werden, und zwar an dem Beispiel des Gesamtwiderstandes eines gleichförmig geschleppten Modellschiffskörpers; die aus den Modellversuchen gewonnenen Zahlenergebnisse mögen dann später für Hauptausführungen verwendet werden. Diesem Musterbeispiel eines stationären Vorgangs werden vom Abschnitt Nr. 9 ab Fälle zeitlich beliebig veränderlicher Probleme gegenübergestellt, dazu gehören sowohl die als nicht stationär bezeichneten Erscheinungen, als auch solche Einzelvorgänge, bei denen es sich um die veränderlichen Bewegungen eines einzelnen Massenpunktes oder um die Schwerpunkts- oder Drallbewegung eines Körpers handelt.

Der Schiffswiderstand wird in unserem Fall maßgeblich beeinflusst von den durch die Schwere der Flüssigkeit erzeugten Oberflächenwellen und von den Reibungserscheinungen zwischen Außenhaut und Flüssigkeit, sowie zwischen den Flüssigkeitsteilchen selbst und zwischen Flüssigkeit und äußerer Begrenzung. Der Schiffswiderstand  $W$  des in ruhigem, gleichmäßig durchwärmten Wasser rein translatorisch geschleppten Modells hängt bei gegebener Form, gegebener Verdrängung, bei gegebenem unveränderlichem Trimmwinkel und bei gegebener für die Hauptausführung beizubehaltender relativer Rauheit von folgenden Maßgrößen ab: von irgendeiner bestimmt angenommenen linearen Größe des Modells, zum Beispiel seiner Länge  $l$ , von der gleichförmigen Schleppgeschwindigkeit  $v$ , sowie von den Stoffwerten des Wassers, also von der Dichte  $\varrho$ , dem Einheitsgewicht  $\gamma$  und der Zähigkeit  $\eta$ . Es besteht also eine Beziehung zwischen den 6 Maßgrößen:  $l, v, W, \varrho, \gamma, \eta$ , welche sehr verwickelter Art ist, so daß die Lösung des dynamischen Problems auf mathematisch-deduktivem Wege nicht zu gewinnen ist. Diese Beziehung dargestellt durch

$$F(l, v, W, \varrho, \gamma, \eta) = 0$$

heißt die ursprüngliche Maßgrößenbeziehung.

**8. Die Kenngrößenbeziehung für den stationären Fall.** Die Beziehung  $F = 0$  zwischen den dimensionsbehafteten Maßgrößen des Problems kann auf Grund des Allgemeinen Ähnlichkeitsprinzips übergeführt werden in eine Beziehung zwischen dimensionsfreien Potenzprodukten der einzelnen dimensionsbehafteten, durch die Formelzeichen dargestellten 6 Maßgrößen, eine Beziehung, welche die Kenngrößenbeziehung des Problems heißt. Man hat dabei wie folgt zu verfahren: Ausgewählt werden aus den 6 auftretenden Maßgrößen 3 Bezugsgrößen, zum Beispiel  $l, v, \varrho$  entsprechend der Dreizahl der Grundgrößen der Dynamik. Die verbleibenden 3 Maßgrößen  $W, \gamma, \eta$ , genannt die Leitgrößen des Problems, liefern, nach der Lehre von den Dimensionen durch die gewählten Bezugsgrößen maßfrei gemacht, 3 dimensionsfreie Potenzprodukte, die Kenngrößen  $\Pi_1, \Pi_2, \Pi_3$ , deren Beziehung untereinander die für das Problem aufzusuchende Kenngrößenbeziehung

$$\psi(\Pi_1, \Pi_2, \Pi_3) = 0$$

heißt, die aber auch in einer anderen Form, zum Beispiel

$$\Pi_1 = \Phi(\Pi_2, \Pi_3)$$

geschrieben werden kann.

In unserem Beispiel mögen  $\Pi_2, \Pi_3$  die unabhängigen Veränderlichen, genannt die Bestimmungskenngrößen, sein.  $\Pi_1$  ist alsdann die abhängige Veränderliche, Suchkenngröße genannt.

Auf Grund der Dimensionslehre ergeben sich entsprechend den Ausführungen bei Weber mit

$$\Pi_1 = W \cdot l^{x_1} v^{y_1} \varrho^{z_1}$$

$$\Pi_2 = \gamma \cdot l^{x_2} v^{y_2} \varrho^{z_2}$$

$$\Pi_3 = \eta \cdot l^{x_3} v^{y_3} \varrho^{z_3}$$

die Kenngrößen

$$\Pi_1 = W \cdot l^{-2} v^{-2} \varrho^{-1} = \frac{W}{l^2 v^2 \varrho}$$

$$\Pi_2 = \gamma \cdot l v^{-2} \varrho^{-1} = \frac{\gamma}{l^{-1} v^2 \varrho}$$

$$\Pi_3 = \eta \cdot l^{-1} v^{-1} \varrho^{-1} = \frac{\eta}{l v \varrho},$$

so daß die Kenngrößenbeziehung  $\psi = 0$  die Form

$$\psi\left(\frac{W}{l^2 v^2 \varrho}, \frac{\gamma}{l^{-1} v^2 \varrho}, \frac{\eta}{l v \varrho}\right) = 0$$

und die der gleichwertigen Gleichung  $\Pi_1 = \Phi(\Pi_2, \Pi_3)$  die Form

$$\frac{W}{l^2 v^2 \varrho} = \Phi\left(\frac{\gamma}{l^{-1} v^2 \varrho}, \frac{\eta}{l v \varrho}\right)$$

annimmt.

Da nach dem Potenzierungs- und dem Kopplungssatz<sup>1</sup> die Kenngrößenbeziehung auch geschrieben werden kann:

$$\psi_1(\Pi_1, \Pi_2^{-1}, \Pi_3^{-1}) = 0$$

oder

$$\psi_1(\mathfrak{R}_1, \mathfrak{R}_2, \mathfrak{R}_3) = 0,$$

so gilt auch eine Kenngrößenbeziehung von der Form

$$\psi_1\left(\frac{W}{l^2 v^2 \varrho}, \frac{v^2}{l \gamma / \varrho}, \frac{l v}{\eta / \varrho}\right) = 0$$

oder, wenn für  $v^2 : l \gamma / \varrho$  das Symbol  $\mathfrak{F}$  der Froudeschen Kenngröße, für  $l v : \eta / \varrho$  das Symbol  $\mathfrak{R}$  der Reynoldsschen Kenngröße und für die Suchkenngröße  $\mathfrak{R}_W$  geschrieben wird, so ergibt sich die Form

$$\psi_1(\mathfrak{R}_W, \mathfrak{F}, \mathfrak{R}) = 0$$

oder

$$\mathfrak{R}_W = \Phi_1(\mathfrak{F}, \mathfrak{R})$$

oder

$$W = l^2 v^2 \varrho \Phi_1\left(\frac{v^2}{l \gamma / \varrho}, \frac{l v}{\eta / \varrho}\right).$$

Das unbekannte, durch Modellversuche zu gewinnende reine Zahlengesetz zwischen  $\mathfrak{R}_W, \mathfrak{F}, \mathfrak{R}$  heißt die Kennfunktion des Problems. Sie ist für alle ähnlichen Vorgänge identisch, so daß bei der Übertragung der Modellergebnisse auf eine bestimmte, in den Hauptabmessungen und in der Oberflächenfeingestalt geometrisch ähnliche Hauptausführung mit neuem zahlenmäßig gegebenem  $l$  und  $v$  und mit neuen Stoffbeiwerten  $\varrho, \gamma, \eta$  nach Festlegung der Froudeschen und der

<sup>1</sup> Siehe Weber, Fußnote auf S. 356.

Reynoldsschen Modellkennzahl die Suchkennzahl aus dem Zahlengesetz der Kennfunktion eindeutig ermittelt werden kann. Alle vorstehenden Beziehungen gelten also sowohl für das Modell, wie für jede zugehörige Hauptausführung. Die reinen Zahlenergebnisse, gewonnen aus den Modellversuchen und geltend auch für alle ähnlichen Hauptausführungen, liefern das gesuchte reine Zahlengesetz, die Kennfunktion des Problems. Jeder einzelnen stationären Erscheinung sowohl des  $M$  wie der  $H$  ist eine bestimmte zusammengehörige Gruppe von Werten der Kennzahlen zugeordnet, welche in übertragenem Sinne als Koordinaten eines Punktes, des Kennpunktes, gedeutet werden können. Bei einer stationären Erscheinung, bei welcher eine zeitlich unveränderliche Größe, wie zum Beispiel der Schleppwiderstand  $W$ , gesucht wird, kennzeichnet also jeder einzelne Kennpunkt der Kennfläche vollständig die Erscheinung.

Das hier geschilderte Verfahren gestaltet sich deshalb so einfach, weil für den Einzelversuch alle 6 Maßgrößen feste Werte hatten, so daß auch die Kenngrößen des Einzelversuchs und später auch die der Hauptausführung feste Zahlenwerte haben. Würde aber die Aufgabe gestellt, für unser Beispiel des stationären Falls oder für einen beliebigen dynamischen Vorgang eine während des Einzelversuchs sich mit der Zeit ändernde Maßgröße, wie Weglänge, Geschwindigkeit oder Druck eines Flüssigkeitsteilchens, in ihrem zeitlichen Ablauf dimensionsfrei darzustellen, so sind nicht alle Maßgrößen konstant und damit auch nicht alle Kenngrößen. Die einzelne Kenngröße ändert sich dann von selbst infolge des dynamischen Ablaufs und so entstehen gewisse Schwierigkeiten in der Behandlung zeitlich beliebig veränderlicher Probleme, welche Anlaß zu einer besonderen Untersuchung vom Abschnitt Nr. 9 ab geben.

### C. Aufsuchen der Kenngrößenbeziehung für den allgemeinen zeitlich beliebig veränderlichen Vorgang, erläutert an grundlegenden Beispielen.

**9. Grundsätzliches.** Die eben getroffene Gegenüberstellung von stationären Erscheinungen und von zeitlich veränderlichen Vorgängen ist besser folgender allgemeinen Gliederung unterzuordnen. Bei der eben behandelten stationären Erscheinung des gleichförmig geschleppten Schiffes würden für den Einzelversuch in der vollständigen analytischen Endgleichung, das ist diejenige, welche nach erfolgter Integration alle Maßgrößen in endlicher Form — nicht in Differentialform — enthält, sämtliche Maßgrößen unveränderlich sein und daher auch die aus ihnen gebildeten Kenngrößen, das sind die Koordinaten des dem Einzelversuch zugehörigen Kennpunktes. Treten dagegen bei einem Einzelvorgang in der vollständigen analytischen Endgleichung veränderliche Maßgrößen auf, wie zum Beispiel bei der Verfolgung einer zeitlich veränderlichen Maßgröße eines stationären oder nicht stationären Vorgangs, so werden sich mit den veränderlichen Maßgrößen auch die auf ihnen aufgebauten Kenngrößen ändern, und der beispielsweise herangezogene Einzelvorgang ist nicht durch einen einzelnen festen Kennpunkt gekennzeichnet, sondern infolge des natürlichen Ablaufs dieses Einzelvorgangs ergibt sich eine stetige zeitliche Folge von Kenngrößen. Sofern also

bei zeitlich veränderlichen Vorgängen die Problemstellung so gewählt ist, daß für den Einzelvorgang neben unveränderlichen Maßgrößen auch veränderliche, und zwar zeitlicher oder auch anderer Art, auftreten, müssen in der ursprünglichen Maßgrößenbeziehung auch diese veränderlichen Maßgrößen erscheinen. Im übrigen gestaltet sich das soeben an einem stationären Fall erläuterte Verfahren bei der Aufsuchung der ursprünglichen Maßgrößenbeziehung genau so, als wenn die Maßgrößen des Einzelvorgangs unveränderlich wären; denn es handelt sich ja nach dem Ähnlichkeitsprinzip lediglich um die Dimensionsbefreiung von Formelgrößen, ohne daß hierbei deren Zahlenwert schon in Frage kommt. Das Verfahren werde an drei einfachen Beispielen erläutert, welche drei wichtige Grundfälle zeitlich veränderlicher Vorgänge veranschaulichen sollen. Das erste Beispiel behandelt die dimensionsfreie Darstellung für die Anfahr- oder Bremsbewegung oder die Steuerfahrt eines Schiffes mit unveränderlicher oder fehlender Antriebskraft. Im zweiten Beispiel werden die mit der Zeit veränderlichen Wege, Geschwindigkeiten oder Pressungen für ein einzelnes Flüssigkeitsteilchen in der Umgebung eines stationär oder nicht stationär fahrenden Schiffes dimensionsfrei dargestellt oder auch die veränderlichen Zustände in einem Raumpunkt. In dem dritten Beispiel ist das Schiffsproblem dadurch verallgemeinert, daß das Gesetz der veränderlichen Vortriebskraft für das Schiff in die Betrachtung mit einbezogen ist.

**10. Maßgrößenbeziehung und Kenngrößenbeziehung für den ersten Grundfall.** Zur Untersuchung der Anlaufbewegung eines Schiffes werden Modellversuche angestellt. Das in den Hauptabmessungen und in der Oberflächenfeingestalt geometrisch ähnliche Modell wird zunächst mit unveränderlicher Vortriebs- oder Schleppekraft  $S = \text{konst}$  aus dem Ruhezustand beschleunigt. Es werde das Weg-Zeit-Gesetz  $s_v = f(t_v)$  zunächst für eine Einzelfahrt des Modells unter festgegebenen Bedingungen in maßfreier Darstellung gesucht. Folgende Maßgrößen des Modells treten dabei in Beziehung: die Länge  $l$  des Schiffsmodells, sein veränderlicher Weg  $s_v$ , die laufende Zeit  $t_v$  und die drei Stoffwerte der Flüssigkeit, Dichte  $\varrho$ , Einheitsgewicht  $\gamma$  und Zähigkeit  $\eta$ . Für diesen Fall eines nicht stationären Einzelvorgangs lautet dann die ursprüngliche Maßgrößenbeziehung

$$F(l, s_v, t_v, \varrho, \gamma, \eta) = 0,$$

wo  $s_v$  und  $t_v$  die einzigen Veränderlichen sind.

Es liegt nahe, als Bezugsgrößen  $l, t_v, \varrho$  zu wählen, so daß  $s_v, \gamma$  und  $\eta$  als Leitgrößen dimensionsfrei zu machen sind. Sie liefern nach der Dimensionslehre die dimensionsfreien Potenzprodukte

$$\Pi_1 = s_v \cdot l^{-1} = \frac{s_v}{l}$$

$$\Pi_2 = \gamma \cdot l^{-1} t_v^2 \varrho^{-1} = \frac{\gamma}{l t_v^{-2} \varrho}$$

$$\Pi_3 = \eta \cdot l^{-2} t_v \varrho^{-1} = \frac{\eta}{l^2 t_v^{-1} \varrho}$$

und damit die Kenngrößenbeziehung

$$\begin{aligned}\psi(\Pi_1, \Pi_2, \Pi_3) &= 0 \\ \psi\left(\frac{s_v}{l}, \frac{\gamma}{lt_v^{-2}\rho}, \frac{\eta}{l^2 t_v^{-1}\rho}\right) &= 0,\end{aligned}$$

oder wenn  $s_v/l$  als abhängige Veränderliche, als Suchkenngröße, hervorgehoben werden soll, da das Weg-Zeit-Gesetz  $s_v = f(t_v)$  zu bestimmen ist, so wird

$$\frac{s_v}{l} = \Phi\left(\frac{\gamma}{lt_v^{-2}\rho}, \frac{\eta}{l^2 t_v^{-1}\rho}\right).$$

Durch Umpotenzieren ergibt sich eine andere gleichwertige Form der Kenngrößenbeziehung

$$\begin{aligned}\psi_1(\Pi_1, \Pi_2^{-1}, \Pi_3^{-1}) &= 0 \\ \psi_1\left(\frac{s_v}{l}, \frac{lt_v^{-2}}{\gamma\rho}, \frac{l^2 t_v^{-1}}{\eta\rho}\right) &= 0.\end{aligned}$$

Da nach den Ähnlichkeitsgrundsätzen die Froudesche und die Reynoldssche Kenngröße statt auf eine Länge  $l$  und eine Geschwindigkeit  $v$  auf  $l$  und eine beliebig gewählte Zeit  $t$  bezogen werden können, so möge unter Benutzung dieser Umschaltregel hier die auf  $l$  und  $t_v$  bezogenen Kenngrößen

$$\mathfrak{F}_t = \frac{lt_v^{-2}}{\gamma\rho} \quad \text{und} \quad \mathfrak{R}_t = \frac{l^2 t_v^{-1}}{\eta\rho}$$

eingeführt werden, so daß mit der Suchkenngröße  $\mathfrak{R}_s = s_v/l$

$$\begin{aligned}\psi_1(\mathfrak{R}_s, \mathfrak{F}_t, \mathfrak{R}_t) &= 0, \\ \mathfrak{R}_s &= \Phi_1(\mathfrak{F}_t, \mathfrak{R}_t)\end{aligned}$$

wird. Durch geeignete Potenzierung und Kopplung der Kenngrößen können der Kenngrößenbeziehung verschiedenartige neue Formen gegeben werden. Dabei gelingt es, für den Einzelmodellvorgang eine oder mehrere der noch veränderlichen Kenngrößen in unveränderliche umzuwandeln.

Statt dieses Umwegs über die Potenzierung und Kopplung der Kenngrößen kann der folgende „unmittelbare Weg“ beschritten werden: man wähle als Bezugsgrößen eine Gruppe von nur unveränderlichen Maßgrößen des Einzelvorgangs, für unser Beispiel  $l$ ,  $\rho$  und  $\gamma$  oder, um eine geometrische, eine kinematische und eine dynamische Größe zu verwenden, die drei Bezugsgrößen Länge  $l$ , Fallbeschleunigung  $\gamma/\rho$  und Dichte  $\rho$ . Als Kenngrößenbeziehung erhält man dann aus den drei Leitgrößen  $s_v$ ,  $t_v$ ,  $\eta$  durch Dimensionsbefreiung

$$\begin{aligned}\psi_2\left(\frac{s_v}{l}, \frac{t_v}{l^{\frac{1}{2}}\rho^{\frac{1}{2}}\gamma^{-\frac{1}{2}}}, \frac{\eta}{l^{\frac{3}{2}}\rho^{\frac{1}{2}}\gamma^{\frac{1}{2}}}\right) &= 0, \\ \psi_2(\mathfrak{R}_s, \mathfrak{R}_t, \mathfrak{R}_\eta) &= 0.\end{aligned}$$

Man erkennt, daß die letzte Kenngröße nur aus festen Maßgrößen aufgebaut, also während des zeitlichen Ablaufs unveränderlich ist.

Die Bedeutung dieser Feststellung wird klar, wenn wir die Frage beantworten: Welche Modellgesetze sind bei Übertragung auf die in den Hauptabmessungen und in der Oberflächenfeingestalt geometrisch ähnlichen Hauptausführung oder allgemein auf ähnliche Ausführungen zu beachten? — Zweifellos

kommen die beiden Modellgesetze, das Froudesche und das Reynoldssche Ähnlichkeitsgesetz in Betracht, da Schwere und Zähigkeit den Vorgang beeinflussen.

Schon der Anfang des zeitlich veränderlichen Vorgangs unterliegt den hier geltenden Modellgesetzen; für  $t_v = 0$  und  $s_v = 0$  werden  $\mathfrak{R}_s = s_v/l$  und  $\mathfrak{R}_t = t_v : l^{\frac{1}{2}} \rho^{\frac{1}{2}} \gamma^{-\frac{1}{2}}$  beide gleich Null. Die dritte Kenngröße  $\mathfrak{R}_\eta$  liefert eine Bedingung für die Stoffbeiwerte  $\eta$  und  $\gamma \cdot \rho$  oder besser für die beiden kinematischen Größen  $\nu = \eta/\rho$  und  $g = \gamma/\rho$ , wie sogleich gezeigt wird. Diesem Modellgesetz ist für den Fall der Übertragung auf ähnliche Vorgänge durch geeignete Wahl der Stoffwerte derart Rechnung zu tragen, daß die zugehörige Kenngröße  $\mathfrak{R}_\eta$  denselben reinen Zahlenwert erhält. Die Form der beiden letzten Kenngrößenbeziehungen gilt für jeden Zeitpunkt  $t_v$ , und, da  $\mathfrak{R}_\eta$  unabhängig von der Zeit ist, behält  $\mathfrak{R}_\eta$  während des ganzen zeitlichen Ablaufs des Einzelvorgangs am Modell denselben Zahlenwert wie zu Anfang.

Wir ziehen hieraus die nachstehenden Folgerungen für die Modellgesetze: Die Kenngröße  $\mathfrak{R}_\eta$  ist ein Koppelprodukt der Froudeschen und der Reynoldsschen Kenngröße

$$\mathfrak{R}_\eta = \mathfrak{F}_t^{\frac{1}{2}} \mathfrak{R}_t^{-1} = \frac{\mathfrak{F}_t^{\frac{1}{2}}}{\mathfrak{R}_t} = \frac{\eta}{l^{\frac{1}{2}} \rho^{\frac{1}{2}} \gamma^{\frac{1}{2}}} = \frac{\eta}{l^{\frac{1}{2}} \rho^{\frac{1}{2}} \rho^{\frac{1}{2}} \gamma^{\frac{1}{2}} / \rho^{\frac{1}{2}}} = \frac{\nu}{l^{\frac{1}{2}} g^{\frac{1}{2}}}$$

und somit während des ganzen Vorgangs eine feste Kenngröße.

Wäre das Beispiel so gewählt, daß der dynamische Einzelvorgang des Modells mit einer Anfangsgeschwindigkeit  $v_0$  einsetzte, so würde beispielsweise die Kenngröße  $v_0^2 : l\gamma/\rho$  das Froudesche Modellgesetz für die Übertragung bestimmen. Im übrigen errechnet sich in jedem folgenden Augenblick des dynamischen Einzelvorgangs des Modells eine mit der Zeit  $t_v$  veränderliche, auf diese bezogene Froudesche Kenngröße  $\mathfrak{R}_t = t_v : l^{\frac{1}{2}} \rho^{\frac{1}{2}} \gamma^{-\frac{1}{2}}$ . Für irgendeinen physikalisch ähnlich verlaufenden anderen Vorgang mit gestrichelten Formelzeichen gilt

$$\begin{aligned} \mathfrak{R}'_t &= \mathfrak{R}_t, \\ \frac{t'_v}{l'^{\frac{1}{2}} \rho'^{\frac{1}{2}} \gamma'^{-\frac{1}{2}}} &= \frac{t_v}{l^{\frac{1}{2}} \rho^{\frac{1}{2}} \gamma^{-\frac{1}{2}}}, \\ t'_v : t_v &= \frac{l'^{\frac{1}{2}} \rho'^{\frac{1}{2}} \gamma'^{-\frac{1}{2}}}{l^{\frac{1}{2}} \rho^{\frac{1}{2}} \gamma^{-\frac{1}{2}}} = \frac{l'^{\frac{1}{2}}}{g'^{\frac{1}{2}}} : \frac{l^{\frac{1}{2}}}{g^{\frac{1}{2}}} \end{aligned}$$

so daß  $t'_v$  und  $t_v$  als entsprechende Zeiten von Hauptausführung und Modell sich verhalten müssen wie die Wurzeln aus den zugehörigen Werten  $l'/g'$  und  $l/g$ . Die Beachtung des Froudeschen Modellgesetzes erfolgt somit hierbei dadurch, daß jede für einen bestimmten Zeitpunkt  $t_v$  des  $M$  geltende Kenngröße  $\mathfrak{R}$  dieselbe bleibt, wenn für den ähnlichen Vorgang dieser Kenngröße  $\mathfrak{R} = \mathfrak{R}'$  eine Zeit  $t'_v$  zugeordnet wird entsprechend der Gleichung mit  $l'/l = \lambda$  und  $g'/g = \lambda/\tau^2$

$$t'_v = t_v \sqrt{\frac{l'/l}{g'/g}} = t_v \cdot \tau,$$

oder, wenn an der Erdoberfläche  $g' = g = \text{konst.}$  gesetzt wird,

$$t'_v = t_v \sqrt{\lambda}.$$

Das heißt, die Zeit  $t_v$  ist anzupassen der entsprechenden Zeit  $t_0$  im Verhältnis der Wurzel aus dem durch die geometrische Ähnlichkeit bedingten Längenverhältnis.  $\lambda$

In unserem Beispiel, wo die Anfangsgeschwindigkeit  $v_0 = 0$  war, wird der Erfüllung des Froudeschen Modellgesetzes bei der Übertragung Genüge geleistet durch die eben dargelegte Verzerrung des Zeitmaßstabes.

Wird die Aufgabe derart gestellt, daß unter Erfüllung der Voraussetzung des ersten Grundfalls für eine Beschleunigungsfahrt mit konstanter Vortriebskraft  $S$  aus den Modellversuchen nicht  $s_v = f(t_v)$  bestimmt wird, sondern eine der folgenden Beziehungen: die veränderliche Fahrgeschwindigkeit  $v_v = f(t_v)$ ,  $v_v = f(s_v)$  oder die veränderliche Beschleunigung des Modells  $b_v = f(t_v)$ ,  $b_v = f(s_v)$  oder der gesamte veränderliche Modellwiderstand  $W_v = f(t_v)$ ,  $W_v = f(s_v)$ ,  $W_v = f(v_v)$  oder die veränderliche Widerstandsleistung  $W_v v_v = N_v = f(t_v)$ ,  $N_v = f(s_v)$ , so ergeben sich der Reihe nach folgende ursprüngliche Maßgrößenbeziehungen nebst zugehörigen Kenngrößenbeziehungen:

$$\begin{aligned}
 1. \quad & \left\{ \begin{array}{l} F_{vt}(v_v, t_v, l, \varrho, \gamma, \eta) = 0 \\ \psi_{vt} \left( \frac{v_v}{l^{\frac{1}{2}} \varrho^{-\frac{1}{2}} \gamma^{\frac{1}{2}}}, \frac{t_v}{l^{\frac{1}{2}} \varrho^{\frac{1}{2}} \gamma^{-\frac{1}{2}}}, \frac{\eta}{l^{\frac{3}{2}} \varrho^{\frac{1}{2}} \gamma^{\frac{1}{2}}} \right) = 0 \end{array} \right. \\
 2. \quad & \left\{ \begin{array}{l} F_{vs}(v_v, s_v, l, \varrho, \gamma, \eta) = 0 \\ \psi_{vs} \left( \frac{v_v}{l^{\frac{1}{2}} \varrho^{-\frac{1}{2}} \gamma^{\frac{1}{2}}}, \frac{s_v}{l}, \frac{\eta}{l^{\frac{3}{2}} \varrho^{\frac{1}{2}} \gamma^{\frac{1}{2}}} \right) = 0 \end{array} \right. \\
 3. \quad & \left\{ \begin{array}{l} F_{bv}(b_v, v_v, l, \varrho, \gamma, \eta) = 0 \\ \psi_{bv} \left( \frac{b_v}{\varrho^{-1} \gamma}, \frac{v_v}{l^{\frac{1}{2}} \varrho^{-\frac{1}{2}} \gamma^{\frac{1}{2}}}, \frac{\eta}{l^{\frac{3}{2}} \varrho^{\frac{1}{2}} \gamma^{\frac{1}{2}}} \right) = 0 \end{array} \right. \\
 4. \quad & \left\{ \begin{array}{l} F_{bs}(b_v, s_v, l, \varrho, \gamma, \eta) = 0 \\ \psi_{bs} \left( \frac{b_v}{\varrho^{-1} \gamma}, \frac{s_v}{l}, \frac{\eta}{l^{\frac{3}{2}} \varrho^{\frac{1}{2}} \gamma^{\frac{1}{2}}} \right) = 0 \end{array} \right. \\
 5. \quad & \left\{ \begin{array}{l} F_{Wt}(W_v, t_v, l, \varrho, \gamma, \eta) = 0 \\ \psi_{Wt} \left( \frac{W_v}{l^3 \gamma}, \frac{t_v}{l^{\frac{1}{2}} \varrho^{\frac{1}{2}} \gamma^{-\frac{1}{2}}}, \frac{\eta}{l^{\frac{3}{2}} \varrho^{\frac{1}{2}} \gamma^{\frac{1}{2}}} \right) = 0 \end{array} \right. \\
 6. \quad & \left\{ \begin{array}{l} F_{Ws}(W_v, s_v, l, \varrho, \gamma, \eta) = 0 \\ \psi_{Ws} \left( \frac{W_v}{l^3 \gamma}, \frac{s_v}{l}, \frac{\eta}{l^{\frac{3}{2}} \varrho^{\frac{1}{2}} \gamma^{\frac{1}{2}}} \right) = 0 \end{array} \right. \\
 7. \quad & \left\{ \begin{array}{l} F_{Wv}(W_v, v_v, l, \varrho, \gamma, \eta) = 0 \\ \psi_{Wv} \left( \frac{W_v}{l^3 \gamma}, \frac{v_v}{l^{\frac{1}{2}} \varrho^{-\frac{1}{2}} \gamma^{\frac{1}{2}}}, \frac{\eta}{l^{\frac{3}{2}} \varrho^{\frac{1}{2}} \gamma^{\frac{1}{2}}} \right) = 0 \end{array} \right. \\
 8. \quad & \left\{ \begin{array}{l} F_{Nt}(N_v, t_v, l, \varrho, \gamma, \eta) = 0 \\ \psi_{Nt} \left( \frac{N_v}{l^{\frac{1}{2}} \varrho^{-\frac{1}{2}} \gamma^{\frac{3}{2}}}, \frac{t_v}{l^{\frac{1}{2}} \varrho^{\frac{1}{2}} \gamma^{-\frac{1}{2}}}, \frac{\eta}{l^{\frac{3}{2}} \varrho^{\frac{1}{2}} \gamma^{\frac{1}{2}}} \right) = 0 \end{array} \right. \\
 9. \quad & \left\{ \begin{array}{l} \mathfrak{F}_{Ns}(N_v, s_v, l, \varrho, \gamma, \eta) = 0 \\ \psi_{Ns} \left( \frac{N_v}{l^{\frac{1}{2}} \varrho^{-\frac{1}{2}} \gamma^{\frac{3}{2}}}, \frac{s_v}{l}, \frac{\eta}{l^{\frac{3}{2}} \varrho^{\frac{1}{2}} \gamma^{\frac{1}{2}}} \right) = 0. \end{array} \right.
 \end{aligned}$$

**11. Maßgrößenbeziehung und Kenngrößenbeziehung für den zweiten Grundfall.** In diesem zweiten Fall soll gleichförmige Fahrgeschwindigkeit des Schiffs-

modells nicht ausgeschlossen sein; sowohl stationäre als auch nicht stationäre Fahrt des Modells — aber wieder unter der Voraussetzung unveränderlicher Vortriebskraft  $S$  — wird zugrunde gelegt. Diesmal sollen die zeitlich veränderlichen Vorgänge in der strömenden Flüssigkeit mittels des Allgemeinen Ähnlichkeitsprinzips dimensionsfrei dargestellt werden. Am Modell soll aufgesucht werden: die krumme Bahn eines Flüssigkeitsteilchens durch Verfolgung der Wege in drei Hauptrichtungen  $x, y, z$  in Abhängigkeit von der laufenden Zeit  $t_v$ , oder die mit  $t_v$  veränderlichen Geschwindigkeitskomponenten eines Flüssigkeitsteilchens  $v_x, v_y, v_z$ , oder die veränderliche Pressung  $p_v$  des Teilchens in Abhängigkeit von  $t_v$ . Man erhält so für die mit der Zeit veränderliche Pressung folgende ursprüngliche Maßgrößenbeziehung und zugehörige Kenngrößenbeziehung

$$\begin{aligned} F(p_v, t_v, l, \varrho, \gamma, \eta) &= 0 \\ \psi\left(\frac{p_v}{l\gamma}, \frac{t_v}{l^{\frac{1}{2}}\varrho^{\frac{1}{2}}\gamma^{-\frac{1}{2}}}, \frac{\eta}{l^{\frac{1}{2}}\varrho^{\frac{1}{2}}\gamma^{\frac{1}{2}}}\right) &= 0 \\ \psi(\mathfrak{R}_p, \mathfrak{R}_t, \mathfrak{R}_\eta) &= 0. \end{aligned}$$

Entsprechendes gilt für den Fall, daß zum Beispiel der Druck  $p_v$  oder die Schwallhöhe  $h_v$  in einer an einem festen Ort des Raumes beliebig veränderlichen Strömung etwa bei der Kanalfahrt eines Schiffes von der Modelllänge  $l$ , welche die Größe der geometrisch ähnlich zu übertragenden Modellausführung samt Kanal festlegt, und zwar wieder mit konstanter Vortriebskraft  $S$ , dimensionsfrei darzustellen ist, so erhält man für die Schwallhöhe  $h_v = f(t_v)$

$$\begin{aligned} F(h_v, t_v, l, \varrho, \gamma, \eta) &= 0 \\ \psi\left(\frac{h_v}{l}, \frac{t_v}{l^{\frac{1}{2}}\varrho^{\frac{1}{2}}\gamma^{-\frac{1}{2}}}, \frac{\eta}{l^{\frac{1}{2}}\varrho^{\frac{1}{2}}\gamma^{\frac{1}{2}}}\right) &= 0. \end{aligned}$$

Bei der Übertragung auf die Hauptausführung ist darauf zu achten, daß nicht nur die geometrische Ähnlichkeit bezüglich der Hauptabmessungen, sondern auch die der Oberflächenfeingestalt erfüllt ist.

**12. Maßgrößenbeziehung und Kenngrößenbeziehung für den dritten Grundfall.** Dieser Grundfall sieht eine wesentliche Verallgemeinerung der Grundfälle 1 und 2 vor, insofern die bisherige Unveränderlichkeit der Vortriebskraft aufgegeben und statt dessen eine bestimmte Vorschrift über das Gesetz der Veränderlichkeit der Vortriebskraft  $S_v$  gegeben sein soll. Es möge bekannt sein  $S_v = f(t_v)$  oder  $S_v = f(s_v)$  oder  $S_v = f(v_v)$ . Alle diese Probleme lassen sich ohne grundsätzliche Schwierigkeiten nach dem Ähnlichkeitsprinzip behandeln. Zur Veranschaulichung des einzuschlagenden Verfahrens sei hier  $S_v = f(t_v)$  zahlenmäßig als Zwangsgesetz für den Vortrieb des Modells, dessen Bewegungsgesetz  $s_v = f(t_v)$  gesucht werden soll, gegeben. Nach dem Ähnlichkeitsprinzip sind  $S_v$  und  $t_v$  nach Wahl geeigneter Bezugsgrößen des Modells durch zwei Kenngrößen  $\mathfrak{R}_s$  und  $\mathfrak{R}_t$  darzustellen. Um dies zu erreichen, wird die vollständige ursprüngliche Maßgrößenbeziehung für den Modellvorgang aufgestellt; sie lautet unter Einbeziehung von  $S_v$  offensichtlich

$$F(s_v, t_v, l, \varrho, \gamma, \eta, S_v) = 0.$$



Man wird zweckmäßigerweise wieder die für das Modell festen Maßgrößen  $l$ ,  $\rho$ ,  $\gamma$  als Bezugsgrößen wählen. Damit entstehen aus den Leitgrößen  $S_v$  und  $t_v$  die Kenngrößen

$$\mathfrak{R}_S = \frac{S_v}{l^3 \gamma}, \quad \mathfrak{R}_t = \frac{t_v}{l^{\frac{1}{2}} \rho^{\frac{1}{2}} \gamma^{-\frac{1}{2}}},$$

so daß das gegebene dimensionsbehaftete Zwangsgesetz für den Vortrieb in die dimensionsfreie Form übergeht

$$\mathfrak{R}_S = \varphi(\mathfrak{R}_t).$$

Dieses so gewonnene reine Zahlengesetz der Vortriebskraft ist für alle ähnlichen und ähnlich betriebenen Ausführungen einzuhalten.

Im übrigen geht die ursprüngliche Maßgrößenbeziehung zunächst über in eine Kenngrößenbeziehung

$$\begin{aligned} \psi \left( \frac{s_v}{l}, \frac{t_v}{l^{\frac{1}{2}} \rho^{\frac{1}{2}} \gamma^{-\frac{1}{2}}}, \frac{\eta}{l^{\frac{1}{2}} \rho^{\frac{1}{2}} \gamma^{\frac{1}{2}}}, \frac{S_v}{l^3 \gamma} \right) &= 0 \\ \psi(\mathfrak{R}_s, \mathfrak{R}_t, \mathfrak{R}_\eta, \mathfrak{R}_S) &= 0 \\ \mathfrak{R}_s &= \Phi(\mathfrak{R}_t, \mathfrak{R}_\eta', \mathfrak{R}_S). \end{aligned}$$

Da neben dieser Kenngrößenbeziehung  $\psi = 0$  noch die Nebenbedingung  $\mathfrak{R}_S = \varphi(\mathfrak{R}_t)$  besteht, so kann die Suchkenngröße  $\mathfrak{R}_s$  auf nur zwei unabhängige Kenngrößen  $\mathfrak{R}_t$  und  $\mathfrak{R}_\eta$  zurückgeführt werden, also gilt

$$\mathfrak{R}_s = \Phi(\mathfrak{R}_t, \mathfrak{R}_\eta),$$

außerdem ist das Zwangsgesetz zu befolgen

$$\mathfrak{R}_S = \varphi(\mathfrak{R}_t).$$

**13. Vergleichende Zusammenfassung der bisherigen Ergebnisse.** Die Lösung der Aufgabe, ein Problem mit unveränderlichen Maßgrößen des Einzelmodellvorgangs dimensionsfrei darzustellen, war nach den Ausführungen des Abschnitts Nr. 8 deshalb einfach, weil die aus den Maßgrößen sich aufbauenden Kenngrößen für den Einzelvorgang feste Zahlenwerte ergaben, so daß ein einziger Kennpunkt, dessen Koordinaten eben jene festen Kenngrößen sind, den Einzelvorgang vollkommen kennzeichnet.

Demgegenüber führt die Behandlung zeitlich veränderlicher Vorgänge auf gewisse Schwierigkeiten. Wie die drei Grundfälle gezeigt haben, treten hier bei den zeitlich veränderlichen Vorgängen in der ursprünglichen Maßgrößenbeziehung bereits bei der Erörterung des Einzelvorgangs veränderliche Maßgrößen auf: Es ändert sich beispielsweise mit der Zeit  $t_v$ , die gemäß der Aufgabenstellung gerade zu suchende physikalische Größe  $p_v$ , die anderen Maßgrößen der ursprünglichen Maßgrößenbeziehung bleiben bei der Betrachtung des Einzelmodellvorgangs unverändert. Infolgedessen werden bei der Dimensionsbefreiung alle die Kenngrößen bereits für den Einzelmodellvorgang veränderlich, in denen die veränderlichen Maßgrößen auftreten; es kann vorkommen, daß sämtliche Kenngrößen in diesem Sinne beim Ablauf des Einzelmodellvorgangs veränderlich werden; durch ein geeignetes Vorgehen läßt es sich aber, wie in den drei Grundfällen gezeigt, erreichen, daß nur zwei veränderliche Kenngrößen auftreten, von denen beispielsweise die eine die laufende Zeit, die andere die veränderliche Maßgröße

enthält. Die übrigen Kenngrößen lassen sich als feste Kenngrößen aus festen Maßgrößen aufbauen, und da dies auf die einfachste Darstellungsart führt, empfiehlt es sich, soweit wie möglich die Potenzprodukte in Form fester Kenngrößen aufzustellen. In den weiteren Anwendungen ist dieses einfache „unmittelbare Verfahren“ immer befolgt worden. Irgendwelche Einschränkungen in bezug auf die Mannigfaltigkeit der Übertragungsmöglichkeiten des Einzelvorgangs hat dieses auf die Mindestzahl veränderlicher Kenngrößen führende Verfahren nicht zur Folge.

**14. Übergang vom Einzelmodellvorgang auf die Hauptausführung.** Welche Modellgesetze sind nun bei der Übertragung des Einzelablaufs am Modell auf ähnliche Ausführungen zu beachten? — Da nach Einleitung des dynamischen Geschehens der Vorgang — gleichgültig, ob ein Zwangsgesetz vorgesehen ist oder nicht — selbsttätig abläuft, oder wie gesagt werden soll, dem Zugriff von außen entzogen ist, und zwar sowohl im Modell wie in der Hauptausführung, so müssen bereits im Anfangszeitpunkt alle in Frage kommenden Modellgesetze erfüllt sein. Beispielsweise gelten hinsichtlich des Froudeschen Modellgesetzes für die Anfangsgeschwindigkeit  $v_0$  die Ausführungen des Abschnittes Nr. 10: Ist die Anfangsgeschwindigkeit  $v_0$  des Modells gegeben, so ist das Froudesche Modellgesetz nach Festlegung der beiden entsprechenden Stoffwertequotienten  $\gamma/\varrho$  und  $\gamma'/\varrho'$  für  $M$  und  $H$  in der üblichen Weise zu befolgen; für den Fall  $v_0 = 0$  würde  $\mathfrak{F} = v_0^2 : l\gamma/\varrho$  gleich Null und die entsprechende Anfangsgeschwindigkeit für die  $H$  wird also auch gleich Null. Ist mit der Beachtung der richtigen Anfangsgeschwindigkeiten dem Froudeschen Modellgesetz voll Rechnung getragen? — Nein, vielmehr ist dem Froudeschen Modellgesetz während des ganzen Ablaufs des Einzelmodellvorgangs dadurch Geltung zu verschaffen, daß entsprechende Zeiten  $t'_0$  und  $t_0$  für  $H$  und  $M$  infolge der Gleichheit der zugehörigen Zeitkenngößen  $\mathfrak{R}'_t = \mathfrak{R}_t$  auf das oben angegebene Übertragungsverhältnis entsprechender Zeiten

$$t'_0 : t_0 = l'^{\frac{1}{2}} \varrho'^{\frac{1}{2}} \gamma'^{-\frac{1}{2}} : l^{\frac{1}{2}} \varrho^{\frac{1}{2}} \gamma^{-\frac{1}{2}}$$

führen müssen. Diese Zuordnung der Zeiten ist hier bei dem natürlichen dynamischen Ablauf gleichwertig der ständigen Erfüllung des Froudeschen Modellgesetzes.

Das Reynoldssche Ähnlichkeitsgesetz wird bei dem hier befolgten „unmittelbaren Verfahren“ der möglichst weitgehenden Bevorzugung unveränderlicher Kenngrößen dadurch eingehalten, daß die unveränderliche Kenngröße

$$\mathfrak{R}_\eta = \frac{\eta}{l^{\frac{1}{2}} \varrho^{\frac{1}{2}} \gamma^{\frac{1}{2}}},$$

wie sie in den Grundfällen der Abschnitte Nr. 10, 11, 12 auftritt, für  $M$  und  $H$  mit gleich großem Zahlenwert einzurichten ist. Mit anderen Worten, das  $\eta'$  der  $H$  ist so zu wählen, daß  $\mathfrak{R}'_\eta = \mathfrak{R}_\eta$  wird. Die Befolgung dieser Vorschrift ist gleichbedeutend mit der Befolgung eines sonst durch  $\mathfrak{R}' = \mathfrak{R}$  gekennzeichneten Modellgesetzes, und dieses Reynoldssche Modellgesetz ist dann für jeden Zeitpunkt erfüllt, wenn die Zuordnung entsprechender Zeiten  $t'_0$  und  $t_0$  nach dem eben angegebenen Übertragungsverhältnis erfolgt, wie nachstehende Überlegung lehrt:

Würde man das Zeitübertragungsverhältnis  $t'_v : t_v$  aus einer gedachten auf  $t_v$  aufgebauten Reynoldsschen Kenngröße errechnen wollen, so erhielte man

$$t'_v : t_v = l'^2 \varrho' \eta'^{-1} : l^2 \varrho \eta^{-1}.$$

Unter Heranziehung der festen Kenngröße

$$\begin{aligned} \Re'_\eta &= \Re_\eta \\ \frac{\eta'}{l'^{\frac{1}{2}} \varrho'^{\frac{1}{2}} \gamma'^{\frac{1}{2}}} &= \frac{\eta}{l^{\frac{1}{2}} \varrho^{\frac{1}{2}} \gamma^{\frac{1}{2}}} \end{aligned}$$

ergibt sich

$$t'_v : t_v = l'^{\frac{1}{2}} \varrho'^{\frac{1}{2}} \gamma'^{-\frac{1}{2}} : l^{\frac{1}{2}} \varrho^{\frac{1}{2}} \gamma^{-\frac{1}{2}},$$

also das gleiche Zeitübertragungsverhältnis wie bei Errechnung aus Froudes Modellgesetz.

Für die dimensionsfreie Darstellung und für die Übertragung des Einzelmodellvorgangs auf eine Hauptausführung ziehen wir hieraus die Folgerung: Es müssen erstens bereits im Anfangszeitpunkt die in Betracht kommenden Modellgesetze, zu denen auch das Zwangsgesetz gehört, erfüllt sein. Der weitere dynamische Ablauf erfolgt dann ohne äußeren Zugriff allein auf Grund der Naturgesetze. Sämtliche Kenngrößen der  $H$  behalten von selbst denselben Zahlenwert wie die entsprechenden Kenngrößen des  $M$ . Das gilt auch für die veränderliche Zeitkenngröße, und daraus ergibt sich zweitens die richtige Zuordnung entsprechender Zeiten  $t'_v$  und  $t_v$  von  $H$  und  $M$ .

**15. Die Kenngrößenbeziehung für Versuchsreihen zeitlich veränderlicher Probleme.** Der folgenden Betrachtung wird der einfache Fall eines aus dem Ruhezustand anfahrenden Schiffs bei unveränderlicher Vortriebskraft zugrunde gelegt. Vorausgesetzt werde der Einfachheit wegen zunächst unveränderliche relative Rauheit  $\Re_\delta = \delta/l$ , so daß diese Kenngröße aus der Betrachtung entfällt. Die Kenngrößenbeziehung für das gesuchte Weg-Zeit-Gesetz lautet nach Nr. 10

$$\psi(\Re_1, \Re_2, \Re_3) = 0$$

$$\psi(\Re_s, \Re_t, \Re_\eta) = 0$$

$$\Re_s = \Phi(\Re_t, \Re_\eta)$$

oder ausgeschrieben

$$\frac{s_v}{l} = \Phi\left(\frac{t_v}{l^{\frac{1}{2}} \varrho^{\frac{1}{2}} \gamma^{-\frac{1}{2}}}, \frac{\eta}{l^{\frac{1}{2}} \varrho^{\frac{1}{2}} \gamma^{\frac{1}{2}}}\right).$$

Bisher war es für den Einzelvorgang auf dem in Nr. 10 beschriebenen „unmittelbaren Weg“ so eingerichtet, daß  $\Re_3$  einen festen Zahlenwert für  $H$  und  $M$  bildete. Geht man nun zu einer Reihe von Versuchen über, indem man der Reynoldsschen Kenngröße  $\Re_3$  immer neue Werte erteilt, zum Beispiel durch Änderung der Zähigkeit  $\eta$ , erweitert man den der Kenngrößenbeziehung zukommenden Mannigfaltigkeitsbereich. Bei Darstellung in einem dreiachsigen rechtwinkligen Koordinatensystem wird  $\psi = 0$  eine in ihren Einzelpunkten durch die Versuchsreihen bestimmte Kennfläche, auf der durch die Bedingung des Einzelversuchs  $\Re_3 = \text{konst.}$  die dynamische Ablaufkurve des Weg-Zeit-Kenngrößengesetzes

$$\psi(\Re_1, \Re_2) = 0$$

ausgeschnitten wird. Durch die Einhaltung der Gleichheit von  $\Re_2$  für  $H$  und  $M$  für jeden einzelnen entsprechenden Zeitpunkt erfüllt sich das Froudesche

Modellgesetz für jeden Zeitpunkt. Im allgemeinen werden bei einem physikalischen Problem außer  $\mathfrak{R}_2$  und  $\mathfrak{R}_3$  weitere Modellgesetze  $\mathfrak{R}_4, \mathfrak{R}_5, \dots, \mathfrak{R}_r$  je gleich für  $H$  und  $M$  auftreten, so daß eine  $(r - 1)$ -fache Mannigfaltigkeit von Versuchsreihen das gesuchte Zahlengesetz bestimmt.

**16. Erweiterung der bisherigen Kenngrößenbeziehung durch Parameterkenngrößen.** Die Ausschaltung der relativen Rauheit, also der Kenngröße  $\mathfrak{P}_\delta$ , durch die vorläufige Annahme der Gleichheit dieser Kenngröße für  $M$  und  $H$ , würde den größten Schwierigkeiten begegnen. In Wirklichkeit hat man meist mit gleicher absoluter Oberflächenbeschaffenheit von  $M$  und  $H$ , also mit ungleichem  $\mathfrak{P}_\delta$  zu rechnen. Dieser Umstand zwingt, dem  $\mathfrak{P}_\delta$  besondere Aufmerksamkeit zu widmen und von vornherein die Kenngrößenbeziehung für praktische Fälle und auch hier bei der theoretischen Untersuchung in der erweiterten Mannigfaltigkeit

$$\psi(\mathfrak{R}_1, \mathfrak{R}_2, \mathfrak{R}_3, \mathfrak{P}_\delta) = 0$$

zu schreiben. Die Kenngröße  $\mathfrak{P}_\delta = \delta/l$  nennen wir in diesem Zusammenhang Parameterkenngröße; sie ist nicht wie eine Stoffwert- oder Modellgesetzkenngröße auf dem Quotienten zweier Stoffwerte aufgebaut, wie zum Beispiel die Reynoldssche Kenngröße  $\mathfrak{R}$ , welche den Quotienten aus Zähigkeit  $\eta$  und Dichte  $\rho$  enthält. Parameterkenngrößen enthalten nur einen oder keinen Stoffwert.

Eine weitere Parameterkenngröße würde in der Kenngrößenbeziehung für den Anlauf eines Schiffes auftreten, wenn man den Einfluß einer Umformung des Schiffskörpers durch affine Änderung aller Breitenabmessungen untersuchen wollte. Mit  $\mathfrak{P}_b = b/l$  würde nunmehr gelten

$$\psi(\mathfrak{R}_1, \mathfrak{R}_2, \mathfrak{R}_3, \mathfrak{P}_\delta, \mathfrak{P}_b) = 0.$$

Unter Verallgemeinerung dieser Ausführungen wird demnach das allgemeinste zeitlich veränderliche Problem der Physik auf die Kenngrößenbeziehung

$$\psi(\mathfrak{R}_1, \mathfrak{R}_2, \dots, \mathfrak{R}_r; \mathfrak{P}_a, \mathfrak{P}_b, \dots, \mathfrak{P}_z) = 0$$

führen.

Zu den Parameterkenngrößen sollen dimensionsfreie Potenzprodukte von der Form  $\mathfrak{P}_P = P : l^2 v^2 \rho$  oder  $\mathfrak{P}_P = P : l^3 \gamma$  gehören, da die Kenngröße  $\mathfrak{P}_P$  nur einen Stoffwert enthält, also keinen Stoffwertquotienten. Bei der rechnerischen Verfolgung sind die Modellgesetzkenngrößen  $\mathfrak{R}$  und die Parameterkenngrößen  $\mathfrak{P}$  gleichwertig. Der dynamische Einzelablauf eines zeitlich veränderlichen Einzelmodellvorgangs wird beschrieben durch Festhaltung sämtlicher Kenngrößen, mit Ausnahme der beiden ersten  $\mathfrak{R}_1$  und  $\mathfrak{R}_2$ , welche infolge des natürlichen Ablaufs von selbst ihre Wertereihe durchlaufen.

## II. Anwendung des allgemeinen Verfahrens zur Aufstellung der Kenngrößenbeziehung für zeitlich beliebig veränderliche schiffbauliche und flugtechnische Probleme.

**17. Anfahrt eines Schiffes bei verschiedenem Trimm.** Die Anfahrt eines Schiffes erfolgte mit unveränderlicher Vortriebskraft  $P$ . Im Ruhezustand habe das Vergleichsmodell eine Anfangstrimmlage gekennzeichnet durch den Trimm-

winkel gegen die Horizontale  $\beta = 0$ . Bei der beschleunigten Anfahrt des Schiffes ändert sich mit der Wellenform der Fahrtrimmwinkel von selbst. Die Kenngrößenbeziehung für das Weg-Zeit-Gesetz  $s_v = f(t_v)$  dieser Beschleunigungsfahrt bei dem Einzelversuch lautet nach Nr. 10 unter Berücksichtigung der relativen Rauheit  $\mathfrak{R}_\delta = \delta/l$

$$\psi\left(\frac{s_v}{l}, \frac{t_v}{l^{\frac{1}{2}} \varrho^{\frac{1}{2}} \gamma^{-\frac{1}{2}}}, \frac{\eta}{l^{\frac{1}{2}} \varrho^{\frac{1}{2}} \gamma^{\frac{1}{2}}}, \frac{\delta}{l}\right) = 0.$$

Die Anfangstrimmlage des Schiffes werde jetzt durch ein infolge Ladungsverschiebung hervorgerufenen Kräftepaar so geändert, daß ein neuer Anfangstrimmwinkel  $\beta$  entsteht. Dadurch erweitert sich mit der neuen Parameterkenngröße des Winkels  $\beta$  die letzte Beziehung auf

$$\psi\left(\frac{s_v}{l}, \frac{t_v}{l^{\frac{1}{2}} \varrho^{\frac{1}{2}} \gamma^{-\frac{1}{2}}}, \frac{\eta}{l^{\frac{1}{2}} \varrho^{\frac{1}{2}} \gamma^{\frac{1}{2}}}, \frac{\delta}{l}, \beta\right) = 0$$

$$\psi(\mathfrak{R}_1, \mathfrak{R}_2, \mathfrak{R}_3; \mathfrak{R}_\delta, \mathfrak{R}_\beta) = 0.$$

Kommt auch noch die Veränderung der bei dem Einzelversuch festen Vertriebskraft  $P$  hinzu, so erweitert sich die Kenngrößenbeziehung auf

$$\psi(\mathfrak{R}_1, \mathfrak{R}_2, \mathfrak{R}_3; \mathfrak{R}_\delta, \mathfrak{R}_\beta, \mathfrak{R}_P) = 0.$$

**18. Stoppfahrt eines Schiffes bei verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten der stationären Fahrt.** Das Schiff laufe nach Abstellen der Maschinenkraft in gerader Fahrt sich selbst überlassen aus. Gesucht werde wieder die Kenngrößenbeziehung des Weg-Zeit-Gesetzes  $s_v = f(t_v)$ ; die jeweilige Anfangsgeschwindigkeit  $v_0$  geht in die Maßgrößenbeziehung des Problems ein

$$F(s_v, t_v, l, \varrho, \gamma, \eta, \delta, v_0) = 0.$$

Dies liefert nach den in Abschnitt I gegebenen Vorschriften die Kenngrößenbeziehung

$$\psi\left(\frac{s_v}{l}, \frac{t_v}{l^{\frac{1}{2}} \varrho^{\frac{1}{2}} \gamma^{-\frac{1}{2}}}, \frac{\eta}{l^{\frac{1}{2}} \varrho^{\frac{1}{2}} \gamma^{\frac{1}{2}}}, \frac{\delta}{l}, \frac{v_0}{l^{\frac{1}{2}} \varrho^{-\frac{1}{2}} \gamma^{\frac{1}{2}}}\right) = 0.$$

**19. Anfahrt eines Schiffes mit verschiedenem Vortriebsgesetz.** Unter Hinweis auf den Grundfall 3 in Nr. 12 sei für das Schiff ein Vortriebsgesetz in Potenzproduktform

$$S_v = f(t_v)$$

beispielsweise

$$S_v = \sigma t_v^{\frac{1}{2}}$$

gegeben, worin  $\sigma$  gemessen in  $kg s^{-\frac{1}{2}}$  ein für den Einzelversuch festgelegener Zwangswert ist. Die als Zwangswert bezeichnete Größe  $\sigma$  spielt in diesem Gesamtproblem dieselbe Rolle wie ein Stoffwert oder sonstiger physikalischer Beiwert in einem Einzelerfahrungsgesetz und soll in der Maßgrößen- und Kenngrößenbeziehung wie ein Stoffwert angesehen werden, und genau wie der einzelne Stoffwert im Gesamtbereich des Problems veränderlich, aber für jeden Einzelversuch ein fester Wert ist, so soll auch der Zwangswert  $\sigma$  im Gesamtproblem veränderlich sein, für jeden Einzelfall aber einen zahlenmäßig bestimmten Wert besitzen. Nach dem Allgemeinen Ähnlichkeitsprinzip ist  $\sigma$  in geeigneter Weise zu einem dimensionsfreien Potenzprodukt, der Zwangskenngröße, umzubilden. Die ursprüngliche Maßgrößenbeziehung des Weg-Zeit-Gesetzes und

die dazugehörige Kenngrößenbeziehung lautet also für die Anfahrt eines Schiffes mit veränderlichem Vortriebsgesetz

$$F(s_v, t_v, l, \varrho, \gamma, \eta, \delta, \sigma) = 0$$

$$\psi\left(\frac{s_v}{l}, \frac{t_v}{l^{\frac{1}{2}} \varrho^{\frac{1}{2}} \gamma^{-\frac{1}{2}}}, \frac{\eta}{l^{\frac{1}{2}} \varrho^{\frac{1}{2}} \gamma^{\frac{1}{2}}}, \frac{\delta}{l}, \frac{\sigma}{l^{\frac{1}{2}} \gamma^{\frac{1}{2}} \varrho^{-\frac{1}{2}}}\right) = 0.$$

**20. Steuerfahrt eines Schiffes.** Für die Steuerfahrt eines Schiffes mit unveränderlicher Vortriebskraft  $P$ , aber mit von Einzelversuch zu Einzelversuch wechselndem Ruderwinkel  $\alpha$  werde die Stellung des Schiffes in Abhängigkeit von der Zeit  $t_v$  dimensionsfrei dargestellt. Die mit der Zeit  $t_v$  veränderliche Lage des Schiffes als freibeweglichen Körpers mit drei Freiheitsgraden in der Ebene werde festgelegt durch die drei aus Modellversuchen zu bestimmenden Koordinaten: veränderlicher Radiusvektor des Schiffsschwerpunktes  $r_v$  oder eines anderen beliebig angenommenen Schiffspunktes gemessen gegen ein festes Seezeichen als Pol, zugehöriger Polwinkel  $\chi_v$ , Einbuchtungswinkel  $\varepsilon_v$  der Schiffssachse gegen die Steuerbahn.

Für jede der drei zu suchenden Koordinaten

$$r_v = f_1(t_v), \quad \chi_v = f_2(t_v), \quad \varepsilon_v = f_3(t_v)$$

besteht eine ursprüngliche Maßgrößenbeziehung und eine Kenngrößenbeziehung. Für den Radiusvektor gilt:

$$F_1(r_v, t_v, l, \varrho, \gamma, \eta, \alpha, \delta) = 0$$

$$\psi_1\left(\frac{r_v}{l}, \frac{t_v}{l^{\frac{1}{2}} \varrho^{\frac{1}{2}} \gamma^{-\frac{1}{2}}}, \frac{\eta}{l^{\frac{1}{2}} \varrho^{\frac{1}{2}} \gamma^{\frac{1}{2}}}, \alpha, \frac{\delta}{l}\right) = 0.$$

Für den zugehörigen Polwinkel gilt:

$$F_2(\chi_v, t_v, l, \varrho, \gamma, \eta, \alpha, \delta) = 0$$

$$\psi_2\left(\chi_v, \frac{t_v}{l^{\frac{1}{2}} \varrho^{\frac{1}{2}} \gamma^{-\frac{1}{2}}}, \frac{\eta}{l^{\frac{1}{2}} \varrho^{\frac{1}{2}} \gamma^{\frac{1}{2}}}, \alpha, \frac{\delta}{l}\right) = 0.$$

Und für den Einbuchtungswinkel gilt:

$$F_3(\varepsilon_v, t_v, l, \varrho, \gamma, \eta, \alpha, \delta) = 0$$

$$\psi_3\left(\varepsilon_v, \frac{t_v}{l^{\frac{1}{2}} \varrho^{\frac{1}{2}} \gamma^{-\frac{1}{2}}}, \frac{\eta}{l^{\frac{1}{2}} \varrho^{\frac{1}{2}} \gamma^{\frac{1}{2}}}, \alpha, \frac{\delta}{l}\right) = 0.$$

Wird in den drei Kenngrößenbeziehungen je für die Suchkenngroße gemeinsam  $\mathfrak{R}_x$  geschrieben, so lassen sich die drei Beziehungen einheitlich darstellen durch:

$$\psi(\mathfrak{R}_x, \mathfrak{R}_t, \mathfrak{R}_\eta; \mathfrak{P}_\alpha, \mathfrak{P}_\delta) = 0$$

$$\mathfrak{R}_x = \Phi(\mathfrak{R}_t, \mathfrak{R}_\eta; \mathfrak{P}_\alpha, \mathfrak{P}_\delta).$$

Unter  $\mathfrak{R}_x$  kann auch irgendeine andere Suchgröße verstanden werden, etwa der bei der Steuerfahrt mit der Zeit sich ändernde Krängwinkel.

**21. Dynamische Höhensteuerfahrt von Schiffen, Unterseebooten oder Torpedos.** Wenn die Eigenschaften eines in einem homogenen Medium von unveränderlicher Dichte  $\varrho$  vollständig eingetauchten Körpers vom Gewicht  $Q$  und der Verdrängung  $V$  bei der kurvenlosen Höhensteuerfahrt modellmäßig zu erforschen wären, ist folgendes zu beachten: Die Schwerpunktsbahn sei bestimmt

durch  $y = f_1(t_v)$ ,  $x = f_2(t_v)$ , der Trimmwinkel sei gemessen durch den Winkel  $\beta = f_3(t_v)$ . Das Vortriebsgesetz sei zum Beispiel wiedergegeben durch  $S_v = \sigma \sqrt{t_v}$ , worin  $\sigma$  von Versuch zu Versuch einen anderen Wert erhält, der Höhensteuerwinkel befolge das Gesetz  $\zeta = \zeta_{\max} \sin(2\pi n t_v)$ , worin  $\zeta_{\max}$  und  $n$  für jeden Einzelversuch festgegebene Werte sind. Als Stoffwerte kommen in Betracht  $\rho$ ,  $\gamma$ ,  $\eta$  des Mediums und die mittlere Dichte des schwimmenden Körpers  $\rho_k = Q : Vg$ ; außerdem die Größen  $\sigma$ ,  $\zeta_{\max}$ ,  $n$ .

Für die veränderliche Höhe  $y = f_1(t_v)$  lautet dann die ursprüngliche Maßgrößenbeziehung

$$F(y, t_v, l, \rho, \gamma, \eta, \sigma, \rho_k, \zeta_{\max}, n, \delta) = 0$$

und die Kenngrößenbeziehung

$$\psi\left(\frac{y}{l}, \frac{t_v}{l^{\frac{1}{2}} \rho^{\frac{1}{2}} \gamma^{-\frac{1}{2}}}, \frac{\eta}{l^{\frac{1}{2}} \rho^{\frac{1}{2}} \gamma^{\frac{1}{2}}}, \frac{\sigma}{l^{\frac{1}{2}} \rho^{-\frac{1}{2}} \gamma^{\frac{1}{2}}}, \frac{\rho_k}{\rho}, \zeta_{\max}, \frac{n}{l^{-\frac{1}{2}} \rho^{-\frac{1}{2}} \gamma^{\frac{1}{2}}}, \frac{\delta}{l}\right) = 0$$

allgemein

$$\psi(\mathfrak{R}_1, \mathfrak{R}_t, \mathfrak{R}_\eta, \mathfrak{R}_\sigma, \mathfrak{R}_\rho; \mathfrak{F}_{\zeta_{\max}}, \mathfrak{F}_n, \mathfrak{F}_\delta) = 0,$$

$\mathfrak{R}_1$  kann sich der Reihe nach beziehen auf die gesuchten Maßgrößen  $x$ ,  $y$ ,  $\beta$ .

**22. Abflug oder Anwassern eines Flugbootes.** Der Abflug oder das Anwassern eines Flugbootes mit veränderlicher Vortriebskraft des Propellers werde an einem verkleinerten Modell möglichst in seiner vollen Erscheinung nachgeahmt. Es werde gesucht:  $s_v = f(t_v)$  oder irgendeine andere Größe in Abhängigkeit von der laufenden Zeit. Als Stoffwerte kommen in Frage: für das Wasser  $\rho$ ,  $\gamma$ ,  $\eta$  und der reine Zahlenwert  $k = \Delta V/V$ , die räumliche Zusammendrückbarkeit; für die Luft  $\rho_L$ ; dagegen spiele  $\eta_L$  der Luft in Anbetracht der von der Reynoldsschen Kenngröße so gut wie unabhängigen Widerstandsbeiwerte keine maßgebliche Rolle; für das Flugboot die mittlere Dichte  $\rho_k = Q : Vg$ , der Elastizitätsmodul  $E$  und die Poissonsche Zahl  $m$ . Als ursprüngliche Maßgrößenbeziehung der veränderlichen Höhe  $y = f_1(t_v)$  ergibt sich dann mit  $n_P$  als veränderlicher Propellerdrehzahl

$$F(y, t_v, l, \rho, \gamma, \eta, E, m, k, \rho_L, \rho_k, \zeta_{\max}, n, n_P, \delta) = 0$$

und als Kenngrößenbeziehung unter Weglassung der konstanten Kenngröße  $\frac{\rho_L}{\rho}$

$$\psi\left(\frac{y}{l}, \frac{t_v}{l^{\frac{1}{2}} \rho^{\frac{1}{2}} \gamma^{-\frac{1}{2}}}, \frac{\eta}{l^{\frac{1}{2}} \rho^{\frac{1}{2}} \gamma^{\frac{1}{2}}}, \frac{E}{l\gamma}, m, k, \frac{\rho_k}{\rho}, \zeta_{\max}, \frac{n}{l^{-\frac{1}{2}} \rho^{-\frac{1}{2}} \gamma^{\frac{1}{2}}}, \frac{n_P}{l^{-\frac{1}{2}} \rho^{-\frac{1}{2}} \gamma^{\frac{1}{2}}}, \frac{\delta}{l}\right) = 0$$

allgemein

$$\psi(\mathfrak{R}_1, \mathfrak{R}_t, \mathfrak{R}_\eta, \mathfrak{R}_E; \mathfrak{F}_{\zeta_{\max}}, \mathfrak{F}_n, \mathfrak{F}_{n_P}, \mathfrak{F}_\delta) = 0,$$

worin unter  $\mathfrak{R}_1$  jede andere Suchkenngröße des Problems verstanden werden kann. Die Größen  $\zeta_{\max}$  und  $n$  sind zunächst dem Zwangsgesetz der Höhensteuerung aus Nr. 21 entnommen; es bereitet keine Schwierigkeiten, auf Grund der bisherigen Ausführungen jedes andere der Wirklichkeit angepaßte Zwangsgesetz für die Höhensteuerung dimensionsfrei in  $\psi = 0$  einzuführen.

**23. Absturz- und Trudelbewegung eines Luftfahrzeugs.** Bei den großen Geschwindigkeiten, die ein Flugzeug beim Fallen in der Luft erfährt, sollen die beim Abfangen auftretenden Kräfte so groß sein, daß die Verbiegung und die Verdrehung des Tragflügels merkbaren Einfluß auf die aerodynamischen Kräfte

und damit auf den Gesamtablauf der Bewegung gewinnen. Unter der Voraussetzung, daß sämtliche Stoffwerte wieder als unveränderlich angesehen werden können und weder Antriebs- noch Steuerorgane betätigt werden, lautet die ursprüngliche Maßgrößenbeziehung und die Kenngrößenbeziehung für den im Raum frei beweglichen Körper mit 6 Freiheitsgraden für die Gesetze:

$$\begin{aligned} x &= f_1(t_v), & y &= f_2(t_v), & z &= f_3(t_v) \\ \alpha &= f_4(t_v), & \beta &= f_5(t_v), & \zeta &= f_6(t_v) \end{aligned}$$

beispielsweise für die Hauptbewegung in der lotrechten unter Berücksichtigung der Luftzähigkeit

$$\begin{aligned} F(z, t_v, l, \varrho_L, \eta_L, E, G, \varrho, \gamma, \delta) &= 0 \\ \psi\left(\frac{z}{l}, \frac{t_v}{l^{\frac{1}{2}} \varrho_L^{\frac{1}{2}} \gamma^{-\frac{1}{2}}}, \frac{\eta_L}{l^{\frac{1}{2}} \varrho_L^{\frac{1}{2}} \gamma^{\frac{1}{2}}}, \frac{E}{l\gamma}, \frac{G}{l\gamma}, \frac{\varrho}{\varrho_L}, \frac{\delta}{l}\right) &= 0 \end{aligned}$$

in allgemeiner Form

$$\psi(\mathfrak{R}_1, \mathfrak{R}_t, \mathfrak{R}_\eta, \mathfrak{R}_E, \mathfrak{R}_G; \mathfrak{P}_\varrho, \mathfrak{P}_\delta) = 0.$$

$E$  und  $G$  sind die beiden Elastizitätsmaße des Flugzeuggerüsts, welche auf die beiden einzuhaltenden Cauchyschen Modellgesetze führen. Unter  $\mathfrak{R}_1$  kann jede der obengenannten Suchkenngößen oder auch andere unabhängige zeitlich Veränderliche verstanden werden, wie die Kenngröße der Geschwindigkeit  $v$ , die der Pressung  $p$  an einer angenommenen Stelle des Flugzeugs oder deren Zusammenfassung in die sechs Komponenten der aerodynamischen Kräftegruppe.

**24. Das allgemeine zeitlich veränderliche Problem.** Im allgemeinen Anwendungsfall der vorstehenden Untersuchungen auf einen zeitlich veränderlichen Vorgang mögen auftreten:

1. als Stoffwerte

$$\varrho, \gamma, \eta, E, G, \varrho_1, \varrho_2, \sigma_1, \sigma_2 \dots,$$

2. als Nichtstoffwertgrößen von untereinander verschiedener Dimension

$$q_1, q_2, q_3 \dots,$$

3. als Parametergrößen, das sind die bei einer Einzelversuchsreihe konstant zu haltenden Nichtstoffwertgrößen, welche mit einer Dimension behaftet sind, die unter den Nichtstoffwertgrößen von 2 schon vertreten ist.

$$p_1, p_2, p_3 \dots$$

Gesucht werde die Kenngrößenbeziehung für das Gesetz

$$q_1 = f(q_2).$$

Die ursprüngliche Maßgrößenbeziehung lautet:

$$F(q_1, q_2, q_3, \dots, \varrho, \gamma, \eta, E, G, \varrho_1, \varrho_2, \sigma_1, \sigma_2, \dots; p_1, p_2, p_3 \dots) = 0$$

und dementsprechend die zugehörige Kenngrößenbeziehung:

$$\psi(\mathfrak{R}_1 \dots, \mathfrak{R}_2 \dots; \mathfrak{P}_1 \dots) = 0.$$

Aus dieser allgemeinsten Form der Kenngrößenbeziehung entstehen die Kenngrößenbeziehungen der Sonderfälle der Praxis, indem jeweils die Kenngrößen weggelassen werden, deren Einfluß auf den betreffenden Vorgang nicht in Betracht kommen.



### Zusammenfassung.

In der vorliegenden Abhandlung wird die Aufgabe gelöst, einen beliebigen zeitlich veränderlichen Vorgang auf Grund des Allgemeinen Ähnlichkeitsprinzips, wie es von M. Weber<sup>1</sup> in seiner Arbeit über dieses Prinzip und seinem Zusammenhang mit der Modellwissenschaft dargelegt worden ist, für Zwecke des Modellversuchswesens dimensionsfrei darzustellen. Nach Festlegung des Geltungsbereichs und Aufstellung der maßgebenden Voraussetzung, insbesondere des Aufbaus der Einzelerfahrungsgesetze in Potenzproduktform und der Unveränderlichkeit der physikalischen Erfahrungsbeiwerte wird zuerst an drei Grundfällen das allgemeine Verfahren entwickelt und dann auf eine Reihe technisch wichtiger zeitlich veränderlicher Sonderprobleme angewandt. Zum Schluß wird der dimensionsfreie Ansatz für das allgemeine Problem gegeben, in welchem beliebig viele Einzelerfahrungsgesetze mit ihrem zugehörigen Stoffwert Einfluß auf den Vorgang haben; jeder einzelne zeitlich veränderliche Fall der Praxis ist daraus durch Weglassung der jeweils nicht in Betracht kommenden Größen zu gewinnen.

### Erörterungen.

Herr Professor Horn, Berlin:

Meine Herren! Herr Prof. Weber hat im Jahre 1919, und zwar auch hier vor der Schiffbautechnischen Gesellschaft, einen Vortrag gehalten über die Grundlagen der Ähnlichkeitsmechanik, und ich glaube, alle, die ihn gehört oder hinterher gelesen haben, werden die Empfindung gehabt haben, daß dieser Vortrag außerordentlich anregend, bahnbrechend und fruchtbringend zunächst für unsere Kreise, aber auch für viele andere technische Kreise, gewesen ist. Dieser Vortrag hat mit der schönen Klarheit, wie sie allen Ausführungen und Arbeiten des Herrn Prof. Weber eigen ist, Aufklärung gebracht über manche uns vielleicht bis dahin nicht ganz klaren Dinge der Ähnlichkeitswissenschaft; er hat in unseren Kreisen nachhaltig gewirkt und hat auch die Praxis des Modellwesens, für uns also des schiffbautechnischen Modellwesens, reich befruchtet. Der heutige Vortrag bildet eine Krönung des damals begonnenen Werkes. Die Modellwissenschaft steht damit heute als ein einheitliches Ganzes, als ein geschlossener Bau vor uns, den zu betrachten allein schon einen ästhetischen Genuß bedeutet. Dieses Werk reicht weit, weit über die schiffbautechnischen Gebiete und die der Strömungslehre — Gebiete, die uns ja in erster Linie interessieren — hinaus und wird ganz gewiß auch in den Kreisen der Vertreter der Wärmelehre, der Elektrizitätslehre usw. stärkste Beachtung finden. Die Schiffbautechnische Gesellschaft kann stolz darauf sein, daß dieser Vortrag vor ihrem Forum gehalten wurde und in ihrem Jahrbuch erscheint.

Der Vortrag des Herrn Dr. Herrmann über die nichtstationären Probleme ist für uns Schiffbauer ganz besonders aktuell und interessant, er ist vor allem als Ergänzung des Vortrags von Herrn Prof. Weber durch Einbeziehung der nichtstationären Probleme außerordentlich dankenswert.

Wir Schiffbauer können aber das Werk von Herrn Prof. Weber erst und nur dann recht würdigen, wenn wir uns die Worte vor Augen halten, die er selbst am Schlusse seines Vortrags ausgesprochen hat, daß nämlich diese Arbeit streng wissenschaftliche Forderungen formuliere, und wir, die wir es mit der Praxis, mit der Verwertung der Lehren der Modellwissenschaft, zu tun haben, wir müssen sehen, was wir tun müssen, um diesen Forderungen gerecht zu werden. Wenn wir an diese Aufgabe auch vielleicht mit dem Empfinden herangehen, daß wir uns diesem Ideal nur sehr langsam nähern können, daß es vielleicht nie für uns erreichbar sein wird, so geht es uns da eben ähnlich, wie es auch sonst im Leben zu gehen pflegt: auch da gibt es eine große Reihe von idealen Forderungen, denen wir nachstreben, von denen wir aber im voraus wissen, daß sie niemals erreichbar sein werden. Ebenso aber, wie für den Fortschritt der ganzen Menschheit die Aufstellung solcher Forderungen immer ein Ansporn gewesen ist, der sie dann auch tatsächlich weiter gebracht hat, so bin ich auch überzeugt davon, daß dieser neue und abschließende Vortrag von Herrn Prof. Weber mit seinen strengen Idealforderungen auch für uns Schiffbauer — wenn ich jetzt zu unserem engeren Kreise zurückkehren darf — ein Ansporn zum Fortschritt sein wird.

Dieser wird ja nun leider gerade uns Schiffbauern, wie Sie alle wissen, nicht leicht gemacht. Vom Standpunkt der idealen Forderungen der Ähnlichkeitswissenschaft aus gesehen, ist ja unser schiffbauliches Modellversuchswesen trotz aller Mühe und aller intensiven Arbeit, die jahrzehntelang schon auf diesen Zweig der Technik verwendet worden ist, eigentlich doch wohl immer noch ein ziemlich raues Handwerk. Noch immer müssen wir, wenn wir praktische Modellversuche auswerten wollen, eine Trennung der Widerstandsanteile vornehmen, die strenggenommen nicht zulässig ist, und wir müssen den Reibungswiderstand des Schiffs unter Voraussetzungen errechnen, von denen wir genau wissen, daß sie nicht zu-

<sup>1</sup> M. Weber: Das Allgemeine Ähnlichkeitsprinzip der Physik und sein Zusammenhang mit der Dimensionslehre und der Modellwissenschaft, Jahrb. d. Schiffbautechn. Ges. 1930.

treffen. Wird nun an diesem Zustand durch den Vortrag von Herrn Prof. Weber etwas geändert? Zeigt er uns einen Weg zu einer Reform? Eine solche unmittelbare Konsequenz wird er, glaube ich, nicht haben, wenigstens sehe ich sie bisher nicht. Denn es ist ja nicht etwa auf Unkenntnis zurückzuführen, wenn wir bisher solche zum Teil etwas üble Kompromisse haben schließen müssen, sondern, wie Herr Prof. Weber selbst gesagt hat, weil wir da eben mit den störrischen Elementen kämpfen müssen, die sich unserem Willen nicht fügen wollen. Immerhin hat es an Bestrebungen, seinen idealen Forderungen wenigstens näher zu kommen, auch bisher schon nicht gefehlt. Ich greife z. B. einen Fall heraus, bei dem in den letzten Jahren versucht worden ist, die Trennung der Widerstandsanteile und die auf unzuverlässiger Basis beruhende Errechnung des Reibungswiderstandes auszuschalten. Ich meine das Verfahren von Telfer. Dieses Verfahren, das in den letzten Jahren entwickelt worden ist, hat in der Praxis allerdings noch keine große Verbreitung gefunden; aber immerhin, ich möchte es doch zum mindesten als einen aussichtsreichen Ansatz betrachten, und ich darf Ihnen vielleicht mal ein Bild an die Wand werfen, das Ihnen zeigt, wie man nach diesem Verfahren arbeitet.

Sie sehen da über der Abszissenachse, eingeteilt nach den Reynoldsschen Zahlen, als Ordinaten aufgetragen die Beiwerte der Gesamtwiderstände. Sie sind mit  $\zeta$  bezeichnet, nach der Weberschen Bezeichnung müßte es  $\alpha$  heißen. Die parallelen Linien, die Sie sehen, sind die Kurven der Widerstandsbeiwerte für konstante Froudesche Zahlen. Sie sehen rechts drei dicke schwarze Kurven, das sind die Versuchskurven von Modellversuchen mit ein und derselben Schiffsform, aber hergestellt in drei verschiedenen

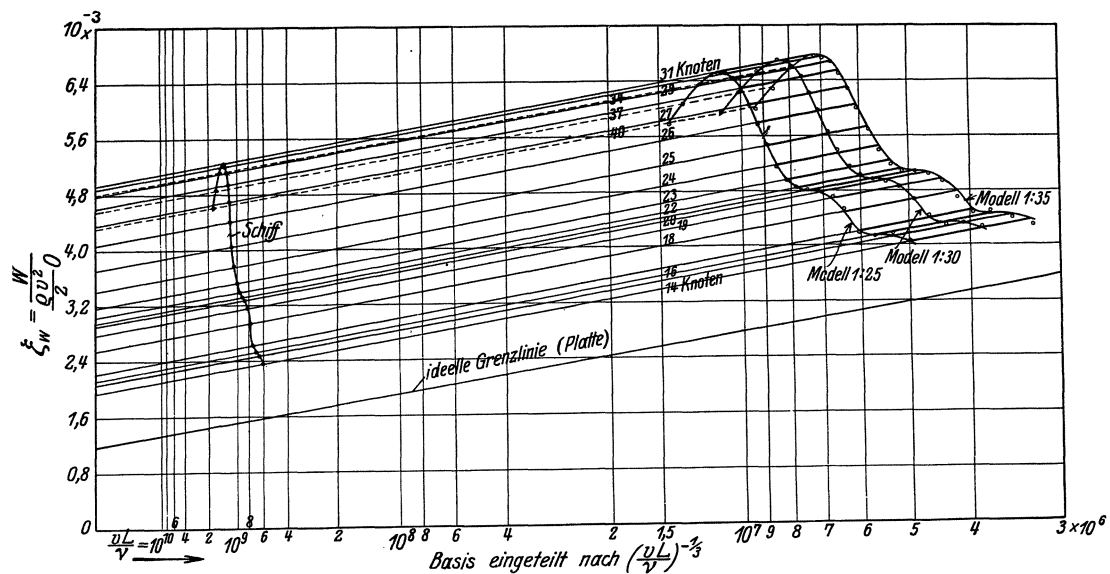


Abb. 1.

Maßstäben. Da sehen Sie solche kleine Kreise, Versuchspunkte, und bei der Verbindung von Punkten gleicher Froudescher Zahlen nimmt Telfer als Richtschnur, daß über den Reynoldsschen Zahlen aufgetragen die Linien konstanter Froudescher Zahlen aequidistante Linien darstellen müssen; streng genommen ist auch das noch nicht richtig, aber es wäre doch schon eine wesentlich bessere Annäherung als die Annäherung, mit der wir sonst arbeiten. Daß die Linien dieser Linienschar hier nicht nur aequidistant, sondern auch parallele Geraden sind, liegt an der Auftragung — die Abszisse ist nämlich nicht proportional  $\Re$  eingeteilt, sondern nach  $\Re^{-1/3}$ , doch darauf will ich hier nicht näher eingehen. Jedenfalls sehen Sie: es sind die Gesamtwiderstandsbeiwerte aufgetragen, es findet keine Trennung statt zwischen Reibungswiderstand — wenigstens nicht von vornherein — und Formwiderstand.

So ist hier zwar eine Unzulänglichkeit, wenigstens in grundsätzlichem Sinne, beseitigt, aber ein anderes Übel bleibt doch noch bestehen, und das liegt darin, daß wir diese Linien gleicher Froudescher Zahlen, die wir im Modellbereich etwa festlegen können, nun verlängern müssen bis in den Bereich des naturgroßen Schiffs hinein. Und das gibt eben diese unangenehmen und unsicheren Extrapolationen.

Nun möchte ich nur noch darauf aufmerksam machen, daß diese Linien konstanter Froudescher Zahlen nichts anderes darstellen als Schnitte, in denen sich die in jeweiligen Abständen  $\mathfrak{F}$  parallel der  $\alpha$ - $\Re$ -Ebene gelegten Ebenen mit der Weberschen Kennfläche  $\alpha = f(\mathfrak{F}, \Re)$  schneiden, nur sind alle Schnitte auf die  $\alpha$ - $\Re$ -Ebene projiziert; also, im Grunde genommen ist das schon ein merklicher Ansatz nach der Richtung, wie der Webersche Vortrag sie zeigt. Aber, wie gesagt, ein Hauptübel bleibt bestehen, diese sehr unangenehme Extrapolation auf weit entfernte Gebiete, und das einzige, was da grundsätzlich helfen könnte, wäre, durch geeignete Wahl des Flüssigkeitsmediums das Modell- $\eta$  so klein zu machen, daß das Modell- $\Re$  in den Größenbereich des Schiffs- $\Re$  gelangt. Dieser Weg scheint bisher praktisch ungangbar, wenn man bedenkt, daß man mit diesem Medium, das wir da suchen, einen ganz großen Schlepptank füllen soll.

So klafft denn bisher immer noch eine große Kluft zwischen Ideal und Wirklichkeit. Wir müssen uns zunächst damit bescheiden, daß wir uns dem Ideal wenigstens nähern, und so schwer gangbar der Weg und die Erreichung des Zieles auch scheint, das eine sollen wir unter keinen Umständen tun: wir sollen uns nicht zur Ruhe setzen und in alten Formen erstarren. Daß wir das nicht tun, dessen möge uns das so schöne Werk des Herrn Prof. Weber eine stete Mahnung sein. (Lebhafter Beifall.)

Herr Dr.-Ing. W. Schmidt, Berlin:

Meine Herren! Nur eine Bemerkung möchte ich an die ein gewaltiges Gebiet umfassenden theoretischen Betrachtungen des Herrn Professor Weber anknüpfen — kurz gesagt, ich möchte Sie auf die Bedeutung der logarithmischen Auftragung für die Ähnlichkeitsbetrachtungen hinweisen, mit denen es die Schiff- und Schiffsmaschinenbauer gewöhnlich zu tun haben.

Betrachten Sie z. B. den Formwiderstand, wie ihn Froude definiert hat, und zwar einmal beim Modell, und sodann den hieraus berechneten, der für das Schiff gelten soll. Wenn diese beiden Werte über den zugehörigen Geschwindigkeiten in ein gewöhnliches Netz eingetragen werden, so ergeben sich zwei verschiedene, im allgemeinen nicht übersichtliche Kurven; wählt man dagegen ein logarithmisch geteiltes Netz, so erhält man in beiden Fällen den gleichen Kurvenverlauf mit gleichen Differentialquotienten an den einander entsprechenden Stellen; nur sind beide Kurven in waagerechter und senkrechter Richtung gegeneinander verschoben.

Schon aus diesem ganz elementaren Beispiel geht die grundlegende Bedeutung des logarithmisch geteilten Netzes für praktische Ähnlichkeitsbetrachtungen hervor. Es wäre nicht schwer, Ihnen den großen Nutzen an vielen Beispielen vor Augen zu führen, den man durch Anwendung des logarithmischen Maßstabes in vielen derartigen Fällen erreicht. Übrigens ist diese Tatsache den Forschern, die in Versuchsanstalten arbeiten, seit langem bekannt.

Nur auf einiges will ich deshalb hier ganz kurz hinweisen:

1. Die logarithmische Auftragung ist gerechter als die gewöhnliche, denn gleiche prozentuale Unterschiede werden bei jener durch gleiche Strecken dargestellt.

2. Gerade die Beziehungen zwischen Potenzprodukten, von denen Herr Professor Weber ausging, lassen sich mit der logarithmischen Auftragung in außerordentlich einfacher Weise darstellen — auf den Grund hierfür will ich zum Schluß näher eingehen —, so daß man dabei gewissermaßen zu einer Kurzschrift in der Auftragungsform gelangt, die es ermöglicht, gewaltige Mengen von Versuchswerten übersichtlich in wenige Tafeln einzuordnen. Ich habe bereits vor einigen Jahren versucht, den Schiffsmaschinenbauer an Hand der bekannten Schaffranschen Schraubenversuche auf diese Tatsache hinzuweisen<sup>1</sup>, und es läuft augenblicklich wieder eine ähnliche Arbeit, die in entgegenkommender Weise von der Marineleitung und vom Verein deutscher Ingenieure unterstützt worden ist.

Um Ihnen hier die Vorzüge der logarithmischen Auftragung sinnfällig durch Belege vor Augen zu führen, habe ich ein Modell angefertigt und außerdem einige Lichtbilder beschafft (Abb. 1 und 2). Das Modell stellt das Ergebnis von Schraubenversuchen von Dr. Schaffran mit einer Gruppe von Modellschrauben dar, bei der nur das Steigungsverhältnis  $H/D$  geändert worden ist. Natürlich ändert sich dabei auch die projizierte Flügelfläche, alle anderen Konstruktionswerte sind jedoch konstant gehalten.

Als Koordinaten der Grundfläche des Modells sind die Werte  $\log \frac{v_e}{nD}$  und  $\log \frac{WPS}{\rho D^5 n^3}$ , kurz: die Logarithmen des sog. Fortschrittsgrades und eines Belastungsgrades gewählt worden (Abb. 1 und 2).

Es ist also zunächst

$$\log \frac{WPS}{\rho D^5 n^3} = f\left(\log \frac{v_e}{nD}\right)$$

oder umgekehrt für verschiedene Steigungsverhältnisse  $H/D$  durch Kurven auf der Grundfläche dargestellt und sodann auf diesen Kurven senkrecht zur Grundfläche der jeweilige, beim Versuch festgestellte Schraubenwirkungsgrad durch Blechstreifen mit verschiedener Höhe gekennzeichnet worden. Gleiche Wirkungsgrade sind schließlich durch Niveaukurven miteinander verbunden, damit ist eine hügelartige Raumfläche entstanden, auf der man jeweils in einer bestimmten Himmelsrichtung von einem beliebigen Punkt aus fortzuschreiten hat, wenn in den Koordinatenwerten nur eine der 5 Größen  $WPS$ ,  $n$ ,  $D$ ,  $v_e$  oder  $\rho$  geändert wird<sup>2</sup> (Abb. 2).

Ändert man aber  $D$  oder  $n$ , so bleiben dabei neue Belastungsgrade konstant, die man aus den ursprünglichen Koordinaten durch „Koppelung“ erhält, nämlich

$$1. \quad \frac{WPS}{\rho D^5 n^3} \cdot \left(\frac{v_e}{nD}\right)^{-5} = \frac{WPS n^2}{\rho v_e^5},$$

$$2. \quad \frac{WPS}{\rho D^5 n^3} \cdot \left(\frac{v_e}{nD}\right)^{-3} = \frac{WPS}{\rho D^2 v_e^3},$$

und wenn man

$$\frac{WPS}{\rho D^5 n^3} = \frac{M_a 2\pi}{\rho D^5 n^2}$$

setzt,

$$3. \quad \frac{m_a 2\pi}{\rho D^5 n^2} \cdot \left(\frac{v_e}{nD}\right)^{-2} = \frac{M_a 2\pi}{\rho D^3 v_e^2}.$$

Die Richtungen, in denen diese neuen Kenngrößen fortschreiten, sind auf dem Modell durch Wegweiser dargestellt, an denen man sich Wegmarken angebracht zu denken hat (Abb. 2). Sind z. B. der Schraubendurchmesser  $D$  und die Steigung  $H$  gesucht und für diese Aufgabe  $WPS$ ,  $n$ ,  $v_e$  und die Dichte  $\rho$  gegeben, so benutzt man den mit  $WPS n^2 / \rho v_e^5$  bezeichneten Wegweiser, biegt an der durch die gegebenen Werte bestimmten Wegmarke senkrecht zum Wegweiser ab und sucht in dieser neuen Richtung den besten Pro-

<sup>1</sup> Schmidt: Zusammenfassende Darstellung von Schraubenversuchen. Berlin: VDJ-Verlag 1926.

<sup>2</sup> Vgl. auch Schmidt: Zusammenfassung von Meilenfahrtergebnissen. Z. V. d. J. Bd. 72 S. 1715. 1928.

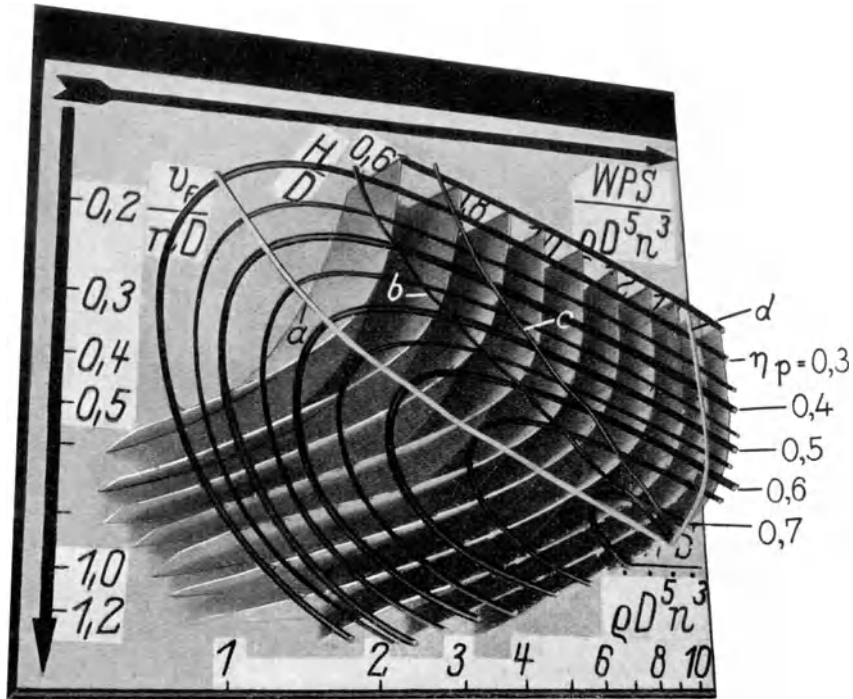


Abb. 1.

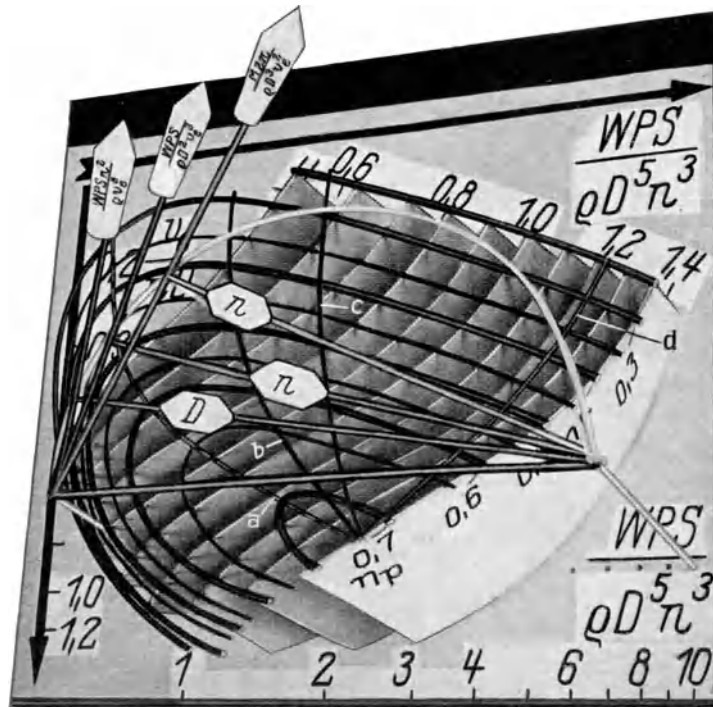


Abb. 2.

Abb. 1 und 2. Planmäßige Versuche von Dr. Schaffran mit einer Schraubenfamilie (Schraubendurchmesser  $D = \text{konst.}$ , Nebendurchmesser  $d = \text{konst.}$ , Steigung  $H = \text{konst.}$  bei der einzelnen Schraube, Flügelquerschnitte auf gleichen Halbmessern konstant;  $H/D$  veränderlich bei der Schraubenfamilie).  $x$ -Achse =  $\log \frac{WPS}{\rho D^5 \pi^3 n^2}$ ,  $y$ -Achse =  $\log \frac{v_e}{nD}$ ,  $z$ -Achse =  $\eta_p$ . Wegweiser geben die Richtungen an, in denen die Belastungsgrade  $WPS n^2 / \rho v_e^5$ ,  $\bar{W}PS / \rho D^2 v_e^5$  und  $M 2 \pi / \rho D^2 v_e^3$  sowie  $D$  und die Drehzahl  $n$  fortschreiten. Die bestmöglichen Lösungen bei gegebenen Konstruktionswerten liegen auf den Kurven  $b$ ,  $c$ , und  $d$ , die besten Wirkungsgrade der einzelnen Schrauben auf der Kurve  $a$ . Der Einheitskreis in Abb. 2 faßt die Einheitswerte der Logarithmen der verschiedenen Belastungsgrade zusammen.

peller an der Stelle, wo der Wirkungsgradhügel auf diesem Wege den höchsten Punkt hat<sup>1</sup>; dieser ergibt das gesuchte Steigungsverhältnis an, und aus seinen Koordinatenwerten ermittelt man den Durchmesser  $D$ . In entsprechender Weise findet man  $n$ , wenn die übrigen Größen gegeben sind. Damit ist die Frage nach der bestmöglichen Schraube oder ihrer bestmöglichen Drehzahl gelöst.

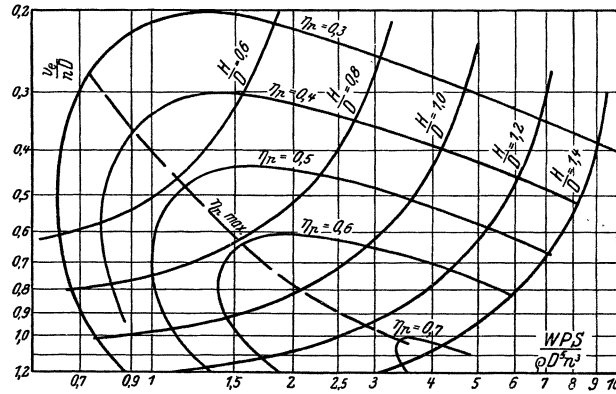


Abb. 3. Die Kurve für  $\eta_{p \max}$  ( $a$  in Abb. 1 und 2) wird durch die Berührungspunkte der Niveaulinien für  $\eta_p = \text{konstant}$  mit den Schraubencharakteristiken für verschiedene Steigungsverhältnisse  $H/D$  festgelegt.

Vergleicht man hiermit eine entsprechende Darstellung mit gewöhnlichem Koordinatennetz, bei der die Werte

$$\frac{WPS n^2}{\rho v_e^5} = \text{konst.}; \quad \frac{WPS}{\rho D^2 v_e^3} = \text{konst.}$$

und

$$\frac{m_a^2 \pi}{\rho D^3 v_e^2} = \text{konst.}$$

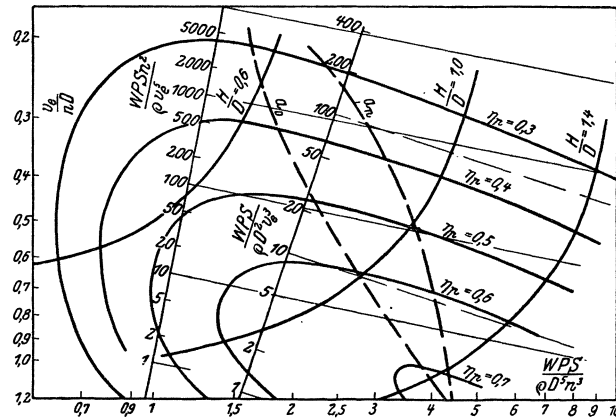


Abb. 4. Bestimmung der Kurven  $a_D$  und  $a_n$  ( $b$  und  $c$  in Abb. 1 und 2) durch die Berührungspunkte der Lote auf die Wegweiser der Belastungsgrade  $WPS n^2 / \rho v_e^5$  und  $WPS / \rho D^2 v_e^3$  mit den Niveaulinien für  $\eta_p = \text{konst.}$

auf Kurven liegen, so leuchtet der Vorzug der logarithmischen Darstellung ohne weiteres ein. Der Grund hierfür läßt sich leicht erkennen, wenn man Kenngrößen von der allgemeinen Form

$$\xi = \frac{A}{x^\alpha y^\beta z^\gamma} = A x^{-\alpha} y^{-\beta} z^{-\gamma}.$$

$$\eta = \frac{B}{x^\delta y^\epsilon z^\iota} = B x^{-\delta} y^{-\epsilon} z^{-\iota}$$

betrachtet und ihre Logarithmen nach einer bestimmten Richtung hin differenziert, man erhält dann

$$\ln \xi = \ln(A x^{-\alpha} y^{-\beta} z^{-\gamma}),$$

$$\ln \eta = \ln(B x^{-\delta} y^{-\epsilon} z^{-\iota})$$

<sup>1</sup> Die jeweilig höchsten Punkte sind in Abb. 1 und 2 durch die Kurven  $a, b, c$  und  $d$  zusammengefaßt; wie das geschieht, zeigen Abb. 3 und 4.

und mit  $d \ln x = d \ln C x = dx/x$ ,

$$\frac{\partial_x \ln \xi}{\partial_x \ln \eta} = \frac{\alpha}{\delta}; \quad \frac{\partial_y \ln \xi}{\partial_y \ln \eta} = \frac{\beta}{\varepsilon} \quad \text{und} \quad \frac{\partial_z \ln \xi}{\partial_z \ln \eta} = \frac{\gamma}{\iota}.$$

Hiernach verhalten sich die Differentialquotienten von  $\ln \xi$  und  $\ln \eta$  nach einer bestimmten Richtung (partieller Differentialquotient nach  $x, y, z$ ), wie die Exponenten von  $x, y, z$  in obiger Gleichung. Diese Quotienten sind also von  $x, y, z, A$  und  $B$  unabhängig, das ist für  $\xi$  und  $\eta$  (im Gegensatz zu  $\ln \xi$  und  $\ln \eta$ ) nicht der Fall. Daher die wesentliche Vereinfachung beim Gebrauch des logarithmisch geteilten Netzes bei der Darstellung von solchen Versuchsergebnissen, die nach der Gleichung der Potenzprodukte, wie sie Herr Professor Weber in seiner Arbeit betrachtet, ansteigen.

Im Anschluß an den sehr beachtenswerten Vortrag von Herrn Dr.-Ing. Herrmann möchte ich auf eine Erscheinung kurz hinweisen, auf die wir in der Marineleitung gestoßen sind. Es handelt sich dabei um die Frage, ob Unterschiede beim Modellwiderstand infolge von Trimmänderungen auch bei Schiffen mit dem gleichen Prozentsatz auftreten werden. Die Berechtigung dieser Frage läßt sich leicht nachweisen,

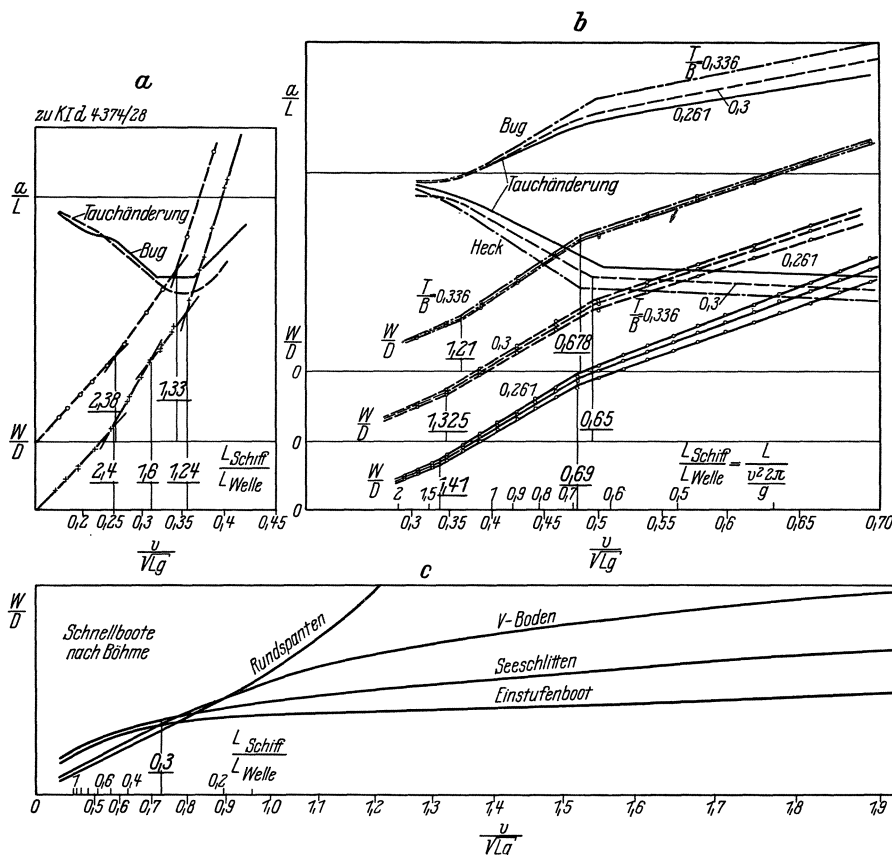


Abb. 5 a bis c. Modellversuchsergebnisse, dargestellt in der Form  $w/D$  und  $a/L$  über  $v/\sqrt{wg}$ .  $w$  = Modellwiderstand,  $D$  = Modellgewicht,  $v$  = Modellgeschwindigkeit,  $L$  = Modelllänge,  $g$  = Erdbeschleunigung,  $a$  = Tauchänderung. Die in Abb. 5 a dargestellten Versuchsergebnisse wurden mit drei ähnlichen Modellen auf drei Tiefgängen erhalten.

wenn man sich über der Mittschiffsebene des Modells seinen spezifischen Flächenwiderstand und den eines ähnlichen Schiffes, auf den Modellmaßstab umgerechnet, für ähnliche Geschwindigkeiten räumlich dargestellt denkt. Diese Raumflächen bestimmen dann einen Körper, der der Froudeschen Reibungskorrektur entspricht und der im Vorschiff jedenfalls einen größeren Querschnitt hat als achtern. Über Abb. 6 ist dieser Körper angedeutet. Hiernach muß sich beim Austausch des Buges und einem entsprechenden Einsinken des Hecks die Froudesche Reibungskorrektur ändern, und zwar in Abhängigkeit von der Austauschung des Bugs. Das geht auch aus Versuchen mit drei ähnlichen Modellen auf drei Tiefgängen klar hervor (Abb. 5 b), deren Ergebnisse zunächst in der Form  $W/D$  und  $a/L$  über  $v^2/Lg$  aufgetragen worden sind. Danach wurde auf der Abszissenachse die im Schiffbau ziemlich allgemein übliche Teilung nach  $v/\sqrt{Lg}$  vermerkt, die dabei ungleichmäßig verteilte Teilstriche erhält. Hierbei ist

- $W$  = der Modellwiderstand,
- $D$  = die Verdrängung,
- $a$  = Austauschung des Buges,
- $L$  = die Modelllänge,
- $v$  = die Modellgeschwindigkeit,
- $g$  = die Erdbeschleunigung.

Man erkennt aus dieser Auftragung, daß die gemessenen Unterschiede entsprechender  $W/D$ -Werte bei ähnlichen Modellen um so größer sind, je kleiner das Verhältnis  $T/B$  (Tiefgang : Breite) und  $a/L$  sind, und umgekehrt. Da dieses Verhalten nicht allein auf die relativ größere Oberfläche bei kleinerem Tiefgang zurückgeführt werden kann, kommt hierin eine Bestätigung der erwarteten Erscheinung zum Ausdruck. Hiernach scheint es erforderlich, in solchen Fällen, wo bei Modellversuchen sehr verschiedene Trimmänderungen vorkommen, diese Erscheinung wohl zu beachten, wenn man solche Versuche mitein-

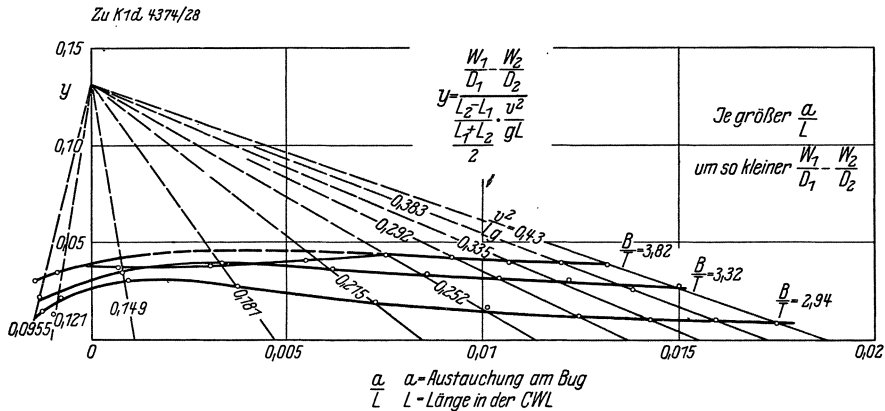
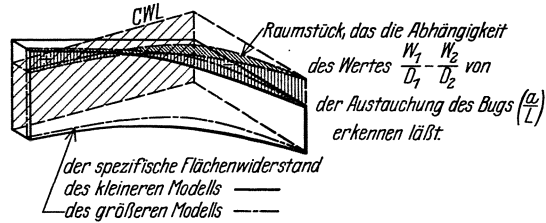


Abb. 6. Ausgleich der Werte  $\frac{W_1}{D_1} - \frac{W_2}{D_2}$  in Abb. 5 c mit Hilfe der Werte  $y = \frac{W_1}{D_1} - \frac{W_2}{D_2} \cdot \frac{L_2 - L_1}{L_1 + L_2} \cdot \frac{v^2}{Lg}$ .

ander vergleicht oder gar Schlüsse auf große Schiffe hieraus zieht. In Abb. 6 ist versucht worden, die Ergebnisse der drei Versuchsreihen untereinander durch Auftragung von

$$\frac{W_1}{D_1} - \frac{W_2}{D_2} \cdot \frac{L_2 - L_1}{L_1 + L_2} \cdot \frac{v^2}{Lg}$$

über  $a/L$  auszugleichen. Das ist in diesem Falle besonders für hohe Werte von  $v^2/Lg$  gelungen.

Herr Dr. von den Steinen, Hamburg:

Der heutige Vortrag von Herrn Professor Dr. Weber ist die logische Weiterentwicklung seines Vortrages von 1918. Ich habe oft beim Nachschlagen in diesem ersten Vortrag das Gefühl einer tiefen Dankesverpflichtung gehabt, weil es so einfach ist, sich in diesem periodischen System der Modellgesetze zurechtzufinden gegenüber dem bis dorthin bestehenden Nebeneinander von teils recht umständlich und unübersichtlich abgeleiteten Einzelgesetzen. Man mußte schon Physiker sein, um sich hier auszukennen, während man doch als Ingenieur seine Anwendungen machen wollte. So sehe ich auch den heutigen Vortrag als ein sehr wertvolles Geschenk an, welches uns Herr Professor Dr. Weber gemacht hat. Jeder, der sich beruflich mit dem Vortrag 1918 zu befassen hatte, wird wohl die Empfindung bekommen haben, daß in diesem Vortrag eine Perspektive enthalten war, die sich noch weiter verfolgen lassen mußte. Der heutige Vortrag dürfte hinter diese Entwicklungsmöglichkeit den Schlußpunkt gesetzt haben.

Für den Schiffbauingenieur und seinen praktischen Anwendungsbereich war in mancher Beziehung der erste Vortrag vielleicht plastischer. Das Kombinieren des Newtonschen Hauptähnlichkeitsgesetzes mit einem oder auch mehreren der damaligen 5 Spezialgesetze ist gewissermaßen anschaulicher als das Arbeiten mit der von einem hohen Standpunkt aus zusammengefaßten Ähnlichkeitsgleichung, die sich aus Modellgesetzen zusammensetzt, welche als Quotienten zweier Stoffwerte abgeleitet sind. Das Endergebnis ist natürlich in beiden Fällen das gleiche. Eine große Vereinfachung gegen 1918 dürfte das vierte Verfahren der Herleitung der Modellgesetze (Nr. 30) bringen, wofür allerdings die Maßstabsregel von 1918 (Nr. 13) schon einen deutlichen Hinweis enthielt.

Ich möchte nun hier gerne noch einige Fragen stellen, trotzdem diese eigentlich an der formal-theoretischen Eigenart des Vortrages vorbeigehen.

Als Grundgrößen verwendet Herr Professor Weber das Meter, die Sekunde, das Kilogramm. Nun ist heutzutage, soweit man bei der Unabhängigkeit der Grundgrößen voneinander dies auszusprechen wagt, das Kilogramm gegenüber der Sekunde und vor allem gegenüber dem Meter eine so kleine Einheit, daß man es — zumal bei Ähnlichkeitsrechnungen — sehr gerne mit der Tonne austauschen möchte. Vom Standpunkt der Theorie ist hieran nichts auszusetzen, im Gegenteil, die Beziehung, daß ein Kubikmeter reines Wasser eine Tonne wiegt, daß also die Zahl 1000 überflüssig wird, liegt ganz in der Tendenz der Theorie, auch die Leistungseinheit der Metertonne pro Sekunde dürfte gegenüber der entsprechenden Kilogrammheit nur vorteilhaft sein. Weshalb kann man sich nun trotzdem im Zeitalter der heutigen Kraftgrößen nicht dazu durchringen, die Tonne gegen das Kilogramm einzutauschen?

In zweiter Linie möchte ich gerne wissen, ob bei der Wahl der Modell-Kenngrößen der Exponent 1 des Stoffwertquotienten maßgebend ist. Die Schiffbaupraxis wählt gerne bei der Auftragung der Widerstandskurven die Geschwindigkeit zur Abszissenlänge, also  $v/\sqrt{gL}$ , und nennt diesen Wert  $\mathfrak{F}$  an Stelle des von Professor Weber mit  $\mathfrak{F}$  bezeichneten Quadratwertes.

Ganz allgemein, dies ist der dritte Punkt meiner Fragen, wäre es bei der zunehmenden Einführung der Kennziffern sehr wertvoll, wenn man über die bei den Kenngrößen im Nenner stehenden Definitionsgrößen zu einer Einigung kommen könnte. Im Schrifttum hat hier nahezu jeder Autor seine eigenen Größen, während doch gerade hier das Webersche Ähnlichkeitsgesetz eine Einigung so eindeutig nahelegt.

Schließlich möchte ich noch die Frage stellen, ob schon Versuche über die Beeinflussbarkeit der Stoffwertgrößen vorliegen. Denn zweifellos stellen doch gekoppelte Modellkenngrößen, wie etwa  $\sqrt{\mathfrak{F}}/\mathfrak{R}$  eine Funktion zwischen den Stoffwerten und  $\lambda$  dar, über deren praktische Ausführbarkeit man für die Anwendungszwecke gerne tabellarisch oder funktionell Auskunft hätte. Denn diese  $\lambda$ -Funktion ist gerade deshalb von besonderem praktischen Interesse, weil nunmehr der grundlegenden Längenmaßstab nicht mehr allein nach der Größe des Prüffeldes und nach dem Meßbereich der Dynamometer frei gewählt werden darf, sondern durch diese neue Abhängigkeit auf einige Zahlenbereiche oder gar auf einige Zahlenpunkte beschränkt wird. Es dürfte in diesem Zusammenhange nicht uninteressant sein, darauf hinzuweisen, daß seinerzeit Herr Baurat Schlichting in Lichtenrade nach Art des Wellenkampfschen Systems ein Schleppverfahren für Propeller entwickelt hat, welches einen nur sehr kleinen Versuchstank beansprucht. Bei diesem Verfahren, welches jetzt in meinem Laboratorium Anwendung finden soll, hoffe ich mit dem kleinen Glastank von 10 m Länge, 1 m Breite bei 0,5 m Tiefe auszukommen. Ich habe mich nun schon mit einer Großfirma in Hamburg in Verbindung gesetzt, und die Zusage erhalten, daß man mir die zu Propellerversuchen erforderlichen Ölmengen für diesen Tank kostenlos leihen würde. Weiter aber kann auch das Wasser in diesem Tank durch zugeführten Dampf soweit erhitzt werden, als es die Kittstellen der eingesetzten Glasfenster zulassen. (Beifall.)

Herr Prof. Dr.-Ing. Weber, Berlin (Schlußwort):

Meine Herren! Gestatten Sie mir zunächst eine Bemerkung zum Vortrage des Herrn Dr.-Ing. Herrmann: Er hat auf den von mir entwickelten Grundlagen des Allgemeinen Ähnlichkeitsprinzips der Physik aufgebaut und dabei gerade diejenigen schwierigen, nichtstationären Modellprobleme zu systematischer Lösung geführt, die bei der sonst üblichen synthetischen, schrittweise vorwärtstastenden Behandlung außerordentlich mühsam dimensionsfrei darzustellen sind. Ich sehe in den Betrachtungen von Dr.-Ing. Herrmann eine recht erfreuliche Weiterführung meiner eigenen Arbeit über die Ähnlichkeitsphysik, welche die allgemeinen Richtlinien aufdeckt, nach denen alle Modellprobleme, auch die verwickelten nichtstationären, zunächst rein formal in Angriff zu nehmen sind, sofern nur die von mir genannten Voraussetzungen erfüllt sind.

Die Herren Professor Dr.-Ing. Horn, Dr.-Ing. Schmidt und Marinebaurat Dr.-Ing. von den Steinen haben in der Erörterung ein reges Interesse für meine Ähnlichkeitsuntersuchungen bekundet. Dafür danke ich ihnen verbindlich. Ich bin überzeugt, die Ingenieure werden sich schnell die grundlegenden Vorstellungen des Ähnlichkeitsprinzips der Physik zu eigen machen, und die neuen Auffassungen werden bald Früchte tragen, nicht nur im Schiffbau, sondern auch in allen anderen Zweigen der Technik und in der Physik.

Die Forderung, einen physikalischen Vorgang in einer Hauptausführung „getreu“ oder „vollkommen ähnlich“ in einem Modell nachzuahmen, ist leicht erhoben, aber oft sehr schwer oder garnicht durchzuführen. Die Ähnlichkeitsphysik liefert auf dem Wege rein logischer Schlußfolgerung die formellen Bedingungen, welche zu erfüllen sind, damit vollkommene physikalische Ähnlichkeit besteht und damit zugleich eine sichere Übertragbarkeit der Meßergebnisse von Modell auf Hauptausführung gewährleistet wird. Diese Bedingungen sind bei einer großen Reihe von Vorgängen im Luftfahrwesen, der Wärmeübertragung und des Wasserbaues tatsächlich heute schon in recht befriedigender Weise erfüllt, leider aber gerade nicht im Gebiete des Schiffbaus, der doch als erster den Modellversuch als exaktes Hilfsmittel für die Beurteilung neuer Entwurfsformen erkannt und benutzt hat. Trotzdem die getreue Modellnachahmung bei vielen schiffbaulichen Problemen zur Zeit nicht erreichbar ist, bleibt doch das allgemeine Ähnlichkeitsprinzip der helle Leitstern, dem wir folgen müssen und der uns dem ersehnten Ziele getreuer Nachbildung immer näher bringt — auch im Schiffbau, wo wir erst seit einiger Zeit und besonders auch heute ganz deutlich die Fortschritte in der Vervollkommnung unserer wissenschaftlichen Methoden erkennen.

Indem ich auf die Ausführungen des Herrn Professor Horn erwidere, sei mir gestattet, die folgende Gegenüberstellung zu machen, wobei ich schon etwas in den nächsten Vortrag, den des Herrn Dr.-Ing. Weinblum, übergreife: William Froude ermittelt den Reibungswiderstand des Schiffs durch Rechnung und erhält als Differenz zwischen gemessenem Gesamtwiderstand und errechnetem Reibungswiderstand den Wellenwiderstand, der nun allein — nach den Ähnlichkeitsgrundsätzen — von Modell auf die große Ausführung übertragen wird. Herr Dr.-Ing. Weinblum wird in dem folgenden Vortrage gerade den reinen Wellenwiderstand eines Schiffs auf Grund eines von Mitchell begründeten Ansatzes rein theoretisch errechnen und zwar unter Voraussetzung einer idealen, also reibungsfreien Flüssigkeit. Das scheint mir ein recht verheißungsvoller Weg zu sein. Dabei behandelt Herr Weinblum zunächst —



immer rein theoretisch — das Zustandekommen der Wellenbewegung des Wassers, verursacht durch die Fahrt des Schiffs. Dann wendet er sich der äußerst wichtigen Schiffbauaufgabe zu, den Einfluß einer Änderung der Schiffform auf den Wellenwiderstand nach einer beliebigen Richtung auf theoretischem Wege systematisch zu ermitteln. Im Gegensatz zu Froude und Weinblum kennt die exakte Ähnlichkeitsmechanik keine zahlenmäßige Aufteilung in einen besonderen Reibungs- und in einen besonderen Wellenwiderstand: Nach den Lehren der Ähnlichkeitsmechanik ist vielmehr eine vollkommen zuverlässige Ermittlung des Reibungswiderstandes allein, also der Resultierenden aller Tangentialkräfte, und des Wellenwiderstandes allein, also der Resultierenden aller Normalkräfte am Schiff, nicht durchführbar. Nach den Grundsätzen der Modellwissenschaft ist der gesamte Widerstand des Modells zu messen und — sofern sich die Bedingungen für vollkommene Ähnlichkeit erfüllen lassen — ist der gesamte Widerstand als Ganzes — ohne Aufteilung in Wellen- und Reibungswiderstand — auf die große Ausführung zu übertragen.

Ich glaube auch, daß uns die von Herrn Professor Horn erläuterten Telferschen Gedankengänge ein gutes Stück in der modellmäßigen Erforschung des Gesamtschiffwiderstandes vorwärtsbringen: Telfer geht ganz folgerichtig vor, wenn er sich bemüht, den Beiwert  $\alpha$  für den Gesamtwiderstand nicht nur in seiner Abhängigkeit von der Froudeschen Kennzahl  $\mathfrak{F}$  sondern auch von der Reynoldsschen Kennzahl  $\Re$  aufzusuchen und wenn er das weite Gebiet zwischen den  $\alpha$ -Werten des Modells und den  $\alpha$ -Werten des großen Schiffes durch eine geschickt gewählte Extrapolation ausfüllen will, und zwar durch Wahl eines geeigneten analytischen Gesetzes für die Kennlinien  $\alpha = f(\Re)$  bei konstanten Froudeschen Kennzahlen. Nachdem Herr Professor Horn das Telfersche Verfahren beleuchtet hat, möchte ich mir erlauben, Ihnen in diesem Zusammenhang noch einige Lichtbilder über die Charakteristik des Widerstandes eines Schiffes vorzuführen:

Abb. 1 zeigt die nach dem üblichen Froudeschen Modellverfahren ermittelte Kennlinie für den Beiwert  $\zeta = P_w : l^2 v^2 \rho$  des Wellenwiderstandes  $P_w$  allein, aufgetragen über  $\sqrt{\mathfrak{F}} = v : \sqrt{lg}$ , wobei es grundsätzlich gleich ist, ob  $\sqrt{\mathfrak{F}}$  oder  $\mathfrak{F}$  als Abszisse und ob  $l^2$  oder die Spantfläche  $f$  gewählt wird.

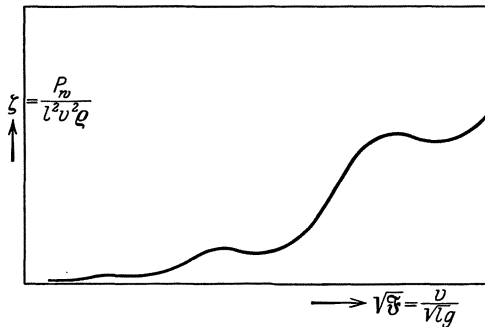


Abb. 1.

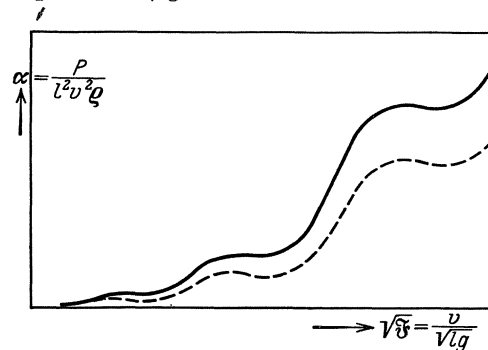


Abb. 2.

Abb. 2 stellt in der ausgezogenen Kurve die Kennlinie für den Beiwert  $\alpha = P : l^2 v^2 \rho$  des Gesamtwiderstandes  $P$ , aufgetragen über  $\sqrt{\mathfrak{F}}$ , dar; doch ist zu beachten, daß diese Kennlinie vor der Ähnlichkeitsmechanik nur dann bestehen kann, wenn bei den Modellversuchen sowohl die Reynoldssche Kennzahl  $\Re$  wie auch der Rauheitsgrad oder die relative Rauheit  $\mathfrak{R}_\delta$  der benetzten Oberfläche konstant gehalten wird.

In Abb. 3 sind die Kennlinien für die Beiwerte  $\alpha$  des Gesamtwiderstandes  $P$  in Abhängigkeit von  $\sqrt{\mathfrak{F}}$  bei verschiedenen jeweils konstanten Werten von  $\Re$  gezeichnet, und die aus den Modellversuchen zu ermittelnde Abhängigkeit zwischen den drei Hauptveränderlichen  $\alpha$ ,  $\sqrt{\mathfrak{F}}$  und  $\Re$  ist in dem dreiaxigen Koordinatenkreuz der Abb. 4 in ihrem generellen Verlauf durch die Fläche  $\Psi(\alpha, \sqrt{\mathfrak{F}}, \Re) = 0$  als Charakteristik der betreffenden Schiffform dargestellt, allerdings unter der ausdrücklichen Voraussetzung, daß der Rauheitsgrad  $\mathfrak{R}_\delta$  der benetzten Oberfläche durch besondere Maßnahmen in gleicher Weise für Modell und für Hauptausführung unverändert erhalten wird. In Wirklichkeit sind wir heute noch nicht einmal in der Lage, diese Voraussetzung bei den Modellversuchen allein zu erfüllen, erst recht nicht bei der Übertragung auf das Hauptschiff. Hier besteht noch ein sehr großer Mangel; wir müssen in Zukunft der Rauheitsbedingung größere Aufmerksamkeit zuwenden als bisher, zumal wir aus Wärmeübergangsversuchen wissen, daß die Rauheit eine große Rolle spielt. Die Kennfunktion oder Charakteristik einer Schiffform wäre erst vollständig und dann in gleicher Weise für Modell wie für Hauptausführung gültig, wenn neben  $\alpha$ ,  $\sqrt{\mathfrak{F}}$  und  $\Re$  noch  $\mathfrak{R}_\delta$  als vierte Kennzahl in dem Abhängigkeitsgesetz vertreten wäre, wenn also mehrere Flächen von der in Abb. 4 dargestellten Art durch Modellversuche je für einen neuen konstanten Wert von  $\mathfrak{R}_\delta$  aufgesucht wären. Der Trimmparameter eines sich frei einstellenden Modells mit bestimmter, unbeweglicher Ladung würde keine fünfte Veränderliche ergeben, sondern ist — neben der abhängigen Veränderlichen  $\alpha$  — als zweite abhängige Kennzahl, bestimmt durch  $\sqrt{\mathfrak{F}}$ ,  $\Re$ ,  $\mathfrak{R}_\delta$  anzusehn.

Neben dieser durch den Rauheitsgrad verursachten Schwierigkeit besteht beim Schiff noch eine zweite, welche uns hindert, das Ergebnis eines Modellversuchs exakt auf die große Ausführung zu übertragen: Wir können bei großem Maßstab die Grundbedingung der Ähnlichkeitsmechanik, das ist die Gleichheit der Kennzahlen für Hauptausführung und Modell, hinsichtlich der Reynoldsschen Zahlen nicht erfüllen, da wir bei dem Modell nicht eine so weitgehend verkleinerte kinematische Zähigkeit verwenden können, wie es das Verhältnis  $v : v'$  vorschreibt, wobei die gestrichelten Größen für die Hauptausführung gelten. Gegenüber einer Verkleinerung von  $v'$  auf vielleicht den zweihundersten Teil, besteht bei  $\eta/\rho$  — wenn Wasser beibehalten wird — noch nicht einmal die Möglichkeit, im Modell auf die Hälfte herunterzugehen; das

Modell arbeitet in kinematisch viel zu zäher Flüssigkeit, also mit viel zu kleiner Reynoldsscher Zahl, wie es in Abb. 4 durch die Kennpunkte  $M$  gegenüber  $H$  angedeutet ist. Hier setzt nun der Telfersche Vorschlag ein: Aus theoretischen Überlegungen glaubt er den gesetzmäßigen Verlauf der Kurve zwischen  $M$  und  $H$  zu kennen, und so gelangt er von den Modellpunkten  $M$  aus mittels eines analytischen Extrapolationsgesetzes nach dem für das Großschiff geltenden Kennpunkt  $H$ . Wird statt  $\Re$  die Potenz  $\Re^{-1/3}$  auf der zugehörigen Koordinatenachse aufgetragen, so entstehen nach Telfer im Turbulenzgebiet für die Kennlinien des Extrapolationsgesetzes die „Telferschen Geraden“  $\alpha = f(\Re^{-1/3})$  für jeden neuen Wert  $\sqrt[3]{\mathfrak{F}} = \text{konst.}$  In dieser Weise sucht Telfer die Lücke zwischen dem in kinematisch zu zäher Flüssigkeit arbeitenden Modell und der großen Hauptausführung auszufüllen, so daß die so bestimmte Charakteristik den Gesamtbereich von Modell und Großschiff umspannt.

Die in Abb. 4 diagonal verlaufende punktierte Linie entspricht der aus den üblichen Modellversuchen ermittelten Kennlinie  $\alpha = f(\sqrt[3]{\mathfrak{F}})$  der Abb. 2; denn bei Nichtbeachtung von  $\Re$  werden beim Modell die Reynoldszahlen  $v l : \eta / \rho$  proportional mit  $v$  und daher auch proportional mit den Kennzahlen  $\sqrt[3]{\mathfrak{F}} = v : \sqrt[3]{l g}$  anwachsen, woraus sich die Diagonalkurve ergibt.

Vor den Forschern im Modellversuchswesen breitet sich, wenn sie dem Ziel einer getreuen Nachahmung im Sinne der Ähnlichkeitsmechanik näherkommen wollen, noch ein weites Arbeitsfeld aus, besonders hinsichtlich der Bewältigung der inneren Flüssigkeitsreibung und der Hautreibung.

Auf die Ausführungen des Herrn Dr.-Ing. W. Schmidt möchte ich in diesem Zusammenhange erwidern: Herr Dr. Schmidt hat uns ein von ihm ausgearbeitetes, sehr lehrreiches Verfahren zur schnellen Aufsuchung des für gegebene Bedingungen geeignetsten Propellers erläutert. Es ist ihm durch logarithmische Darstellung der Propellerversuchsergebnisse gelungen, statt der in Wirklichkeit bestehenden Kurvenabhängigkeiten gerade Linien zu erhalten, die ein sehr bequemes Aufsuchen des geeignetsten Propellers

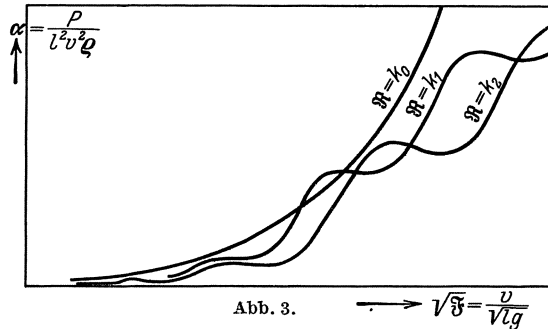


Abb. 3.

in jedem einzelnen praktischen Falle ermöglichen. Insbesondere sind die von Herrn Dr. Schmidt vorgeführten schönen Modelle, welche die Charakteristiken für alle Propeller einer bestimmten Schraubengattung bei veränderlichem Steigungsparameter darstellen, ein sehr wertvolles Hilfsmittel zur Lösung der Aufgabe den relativ günstigsten Propeller nach Größe, Form und Betriebsart zu ermitteln, also denjenigen Propeller aufzusuchen, der mit relativ bestem Wirkungsgrad den jeweils gegebenen Bedingungen entspricht.

Ich habe jetzt noch auf die von Herrn Marinebaurat Dr.-Ing. von den Steinen gestellten Fragen zu antworten: Er hat es zunächst als vorteilhaft bezeichnet, in der Technik als Kräfteinheit nicht das Kilogramm, sondern die Tonne zu benutzen, da ein Kubikmeter reinen Wassers gerade eine Tonne wiegt, so daß beim spezifischen Gewicht des Wassers die jetzt erforderliche Zahl 1000 überflüssig wird. In dieser

Hinsicht hat Herr Marinebaurat von den Steinen sehr recht, und sein Vorschlag verdient Beachtung. Bei den Untersuchungen in der Ähnlichkeitsphysik sind wir nicht auf das ursprünglich gewählte System der Maßeinheiten, z. B. auf  $m, s, kg$ , angewiesen. Ich darf auf die Nr. 43 meines Vortrags hinweisen, in der ausgesprochen ist, daß es bei Erledigung praktischer zahlenmäßiger Modellaufgaben zweckmäßig ist, die einzelnen Maßgrößen jeweils nach Zahl und Maß so in die Kenngrößen für Hauptausführung und Modell einzusetzen, wie sie von den einschlägigen Handbüchern geboten werden. Danach ist bei den Anwendungen zur Ähnlichkeitsphysik jedes beliebige Maßsystem ohne weiteres zulässig.

Auf die zweite Frage erwidere ich: Bei der Wahl der Modellkenngrößen ist es vom Standpunkt der Ähnlichkeitsphysik auf Grund der Potenzierungsregel Nr. 40 meines Vortrags gleichgültig, ob  $v^2 : lg$  oder  $v : \sqrt[3]{lg}$  benutzt wird. In meinem Vortrag von 1919 über die Grundlagen der Ähnlichkeitsmechanik habe ich zu Ehren Froudes den Ausdruck  $\mathfrak{F} = v^2 : lg$  als Froudesche Kennzahl bezeichnet, und ich möchte daher vorschlagen, bei dieser Bezeichnung zu bleiben; die im Schiffbaumodellwesen übliche Kenngröße  $v : \sqrt[3]{lg}$  wäre dann mit  $\mathfrak{F}^{1/2}$  abzukürzen.

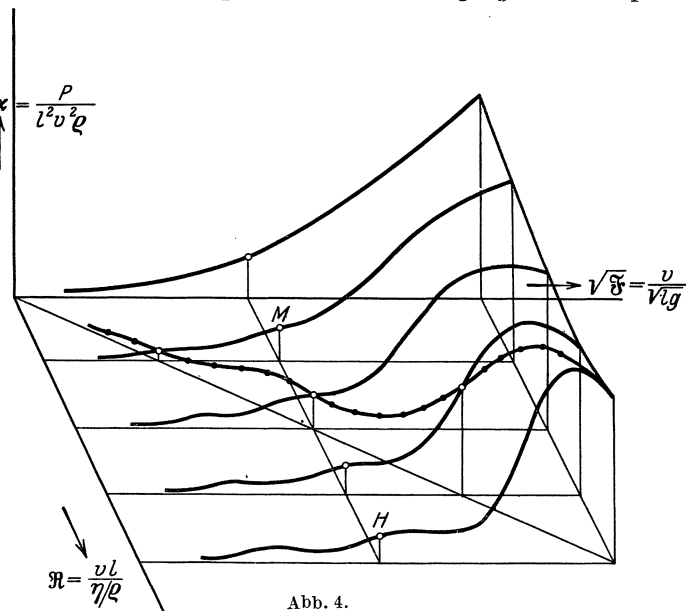


Abb. 4.

Die dritte Frage betrifft die Wahl der im Nenner einer Kenngröße stehenden Bezugsgrößen. Theoretisch ist es gleichgültig, welche Bezugsgrößen bei der Dimensionsbefreiung einer Maßgröße gewählt werden, und gerade diese Freiheit gewährt die Möglichkeit, die jeweils geeignetste Form der dimensionsfreien Kenngrößen aufzufinden. Ich darf Herrn Kollegen von den Steinen hier auf diese Veröffentlichung von mir, die ich hier auslege, hinweisen; sie ist heute unter dem Titel: „Die spezifischen Drehzahlen und die anderen Kenngrößen der Wasserturbinen, Kreiselpumpen, Windräder und Propeller als dimensionsfreie Kenngrößen der Ähnlichkeitsphysik“ als ein Sonderheft der Zeitschrift „Schiffbau und Schifffahrt“ erschienen und wird in den nächsten laufenden Nummern veröffentlicht. Ja, ich möchte hierzu sagen: Gerade die Freiheit in der Wahl der Bezugsgrößen und die große Allgemeinheit, die dem Ähnlichkeitsprinzip der Physik zukommt, sind der Schlüssel zur klaren Erkenntnis des Begriffs und des Wesens der so oft benutzten und so oft mißverständlich gedeuteten spezifischen Drehzahl. Aber Herr von den Steinen hat durchaus recht, wenn er für die praktische zahlenmäßige Berechnung der Kennzahlen jetzt, nachdem die Vorstellungen und Grundlagen vollkommen klargelegt sind, Einheitlichkeit fordert, damit nicht jeder Autor in seinen eigenen Größen seine eigene Sprache redet.

Die letzte Frage des Herrn Marinebaurat von den Steinen betreffend die Anpassungsmöglichkeit oder Beeinflussbarkeit der Stoffwerte und ihrer Quotienten ist die Kernfrage des Schiffsmodellversuchswesens: Inwieweit vermag die Praxis die Forderung einer getreuen, also physikalisch vollkommen ähnlichen Nachbildung eines Vorgangs in einem Modell zu erfüllen? — In der geringen Beeinflussbarkeit der kinematischen Zähigkeit des Wassers liegen die Hauptschwierigkeiten für die Anstellung von Versuchen an Schiffsmodellen, sofern man sich das Ziel setzt, die aus den Modellversuchen gewonnenen Kennzahlen ungeändert für den vollkommen ähnlichen Vorgang am großen Schiff zu übernehmen. Und wie ich vorhin ausführte, sind wir Schiffbauer leider noch am weitesten von dem Ziel vollkommener Ähnlichkeit entfernt. Es ist daher die Absicht des Herrn Kollegen von den Steinen sehr zu begrüßen, Modellversuche statt in Wasser in Öl und zwar nach dem Wellenkamp-Verfahren vorzunehmen.

Vor uns türmen sich zwei hohe Berggruppen auf, die „Reynoldsschen Berge“, deren Bezwingung uns in Verbindung mit Froude so ungeheure Mühe bereitet und die „Rauhen Berge“, die ebenfalls noch zu bewältigen sind. Aber ich habe doch das Vertrauen, daß wir durch die vereinte Arbeit aller Modellforscher gegenwärtig dem Ziel ein gutes Stück nähergerückt sind, und daß wir das Ziel schließlich auch tatsächlich erreichen werden. Mittelbar oder unmittelbar haben uns die verschiedenen auf der diesjährigen Tagung hier beleuchteten Wege von Froude, Kempf, Telfer, Horn, Weinblum, von den Steinen und anderen wertvolle Anregungen gegeben — und ich darf wohl die meinigen auch dazu rechnen — wie wir vorzugehen haben, um die Bedingungen, welche die Ähnlichkeitsphysik stellt, für das Schiffsmodellwesen immer besser zu erfüllen. (Lebhafter Beifall.)

Vorsitzender Herr Ministerialdirektor Dr.-Ing. e. h. Presze:

Meine Herren! Herr Professor Weber ist eigentlich sehr bescheiden gewesen, wenn er die Ausführungen, die er uns heute gemacht hat, als einen Vortrag bezeichnete; sie sind ein Auszug aus einem großen wissenschaftlichen Werke, den er uns hier vorgetragen hat. Etwas Ähnliches gilt auch für die Ausführungen von Herrn Dr. Herrmann.

Wir alle kennen ja die Wichtigkeit, aber auch die Schwierigkeiten der Untersuchungen am Modell, der Übertragung der Modellergebnisse auf das Großschiff, und wir sind Herrn Professor Weber außerordentlich dankbar, daß er diese sehr eingehenden wissenschaftlichen Erörterungen, diese wertvollen Untersuchungen, die er angestellt hat, der Schiffbautechnischen Gesellschaft erstmalig zur Verfügung gestellt hat. (Bravo!) Ich hoffe und wünsche, daß die beiden Berge, die er vorhin erwähnt hat, der Reynoldssche und der Rauheitsberg, bei seinem nächsten Vortrag als überwunden gelten können. (Bravo!) Ich spreche beiden Herren den allerherzlichsten Dank der Schiffbautechnischen Gesellschaft für ihre wertvollen Beiträge aus. (Lebhafter Beifall.)

## XVI. Anwendungen der Michellschen Widerstandstheorie.

Von Dr.-Ing. G. Weinblum, Berlin.

Die vorliegende Arbeit stellt sich als Aufgabe, die von Michell begründete Widerstandstheorie für scharfe keilförmige Körper auf wirkliche Schiffsförmungen zu übertragen. Aufbauend auf der Arbeit Michells und seiner Nachfolger Havelock und Wigley werden verschiedene wichtige Fragen des wellenbildenden Widerstandes besprochen und als allgemeinstes Ergebnis in erster Näherung die Reduktion der Frage nach der Schiffsoberfläche geringsten Widerstandes auf ein einfaches Variationsproblem gewonnen. Zur endgültigen Lösung des Problems ist ein weiterer Ausbau der Theorie, umfangreiche Versuchstätigkeit und numerische Arbeit erforderlich.

### Bezeichnungen.

Außer den allgemein im Schiffbau üblichen:  $L B T \alpha \beta \delta \kappa$ , die dimensionslosen Koordinaten

$$\xi = \frac{x}{L/2}, \quad \eta = \frac{y}{B/2}, \quad \zeta = \frac{z}{T},$$

wobei  $y = \frac{B}{2} \eta = f(\xi, \zeta)$  die Gleichung der Schiffsoberfläche bezeichnet

$$m = \frac{\text{eine ganze positive Zahl} \cdot \pi}{L/2}; \quad \lambda = \frac{m v^2}{g},$$
$$\gamma = \frac{\lambda \cdot L \cdot g}{2 v^2} = \frac{m \cdot L}{2},$$

$\beta$  Spantvölligkeitsgrad; außerdem  $\beta = \frac{\lambda^2 g T}{v^2}$ ,

$$M_i = \int_0^1 \xi^i \sin \gamma \xi d\xi,$$

$$M'_i = \int_0^1 \xi^i \cos \gamma \xi d\xi,$$

$\varphi(\zeta)$  Spantgleichungen;  $f(\beta) = \int_0^1 \varphi(\zeta) e^{-\beta \zeta} d\zeta$ ,

$$\varphi = \frac{v}{\sqrt{gL}} \text{ Froudesche Zahl,}$$

$R$  = Widerstandsintegral,

$c$  Parameter, der sowohl konstant als von  $\xi$  abhängig sein kann. In letzterem Falle gilt die Bezeichnung  $c(\xi)$ .

$$f_0(\lambda) = \frac{\lambda^2}{\sqrt{\lambda^2 - 1}},$$

$$\gamma' = \varrho \cdot g,$$

$$\zeta_0 = \text{Gleichung der Wellenoberfläche.}$$

### I. Michells Theorie.

Die Arbeiten Froudes haben die Berechnung des Schiffswiderstandes auf eine so feste Basis gestellt, daß sie für die ganze fernere Entwicklung maßgebend gewesen sind. Ihre Nachfolger haben sich vorzugsweise auf empirischem Gebiet bewegt, nur hin und wieder wurden Anknüpfungspunkte an die theoretische Hydrodynamik gefunden. Die Schwierigkeit der Probleme brachte es mit sich, daß die theoretischen Lösungen, von denen oft zu viel erwartet wurde, entweder stark idealisierte Fälle behandelten oder direkt versagten. Der erste Versuch einer mathematischen Lösung des wellenbildenden Schiffswiderstandes rührt von Lord Kelvin her, dessen bekanntes Bild in alle Lehrbücher der Schiffstheorie übergegangen ist. Diese auf der Theorie der Druckpunkte aufgebaute Lösung, welche, wie Hogner nachgewiesen hat, auch mathematisch den Vorgang in den Grenzgebieten nicht richtig wiedergibt, gestattet natürlich nicht, irgendwelche weitergehende Schlüsse auf das uns interessierende Problem zu ziehen. Es hat sich deswegen bis in die letzten Jahre die Ansicht behauptet, es wäre gänzlich unmöglich, den Widerstand eines Schiffes auf rechnerische Weise mit einigermaßen genügender Genauigkeit zu ermitteln. Während in sehr vielen Fällen die schöpferische technische Praxis der Theorie vorausseilt, in anderen die Theorie der Ausführung den Weg weist, liegt hier ein Fall vor, daß das Versuchswesen an einem wissenschaftlichen Ergebnis längere Zeit achtungslos vorübergegangen ist. Schon im Jahre 1898 hatte der große australische Ingenieur Michell eine strenge Lösung für den wellenbildenden Widerstand unter freilich sehr einschneidenden Beschränkungen gegeben. Diese Theorie, deren Anwendungen die vorliegende Arbeit behandeln soll, ist eigentlich erst durch Havelock Gemeingut der Schiffstheorie geworden. Havelock, der seit 20 Jahren an der theoretischen Untersuchung der Wellenbildung und speziell der Schiffswellen arbeitet, wandte zuerst im Jahre 1923 die Michellsche Formel auf ein zweidimensionales System an und konnte überraschende Ergebnisse für einige Wasserlinienformen erzielen, die gute qualitative Übereinstimmung mit Taylors Versuchen zeigten. In einigen weiteren Arbeiten untersuchte dann Havelock den Einfluß des parallelen Mittelschiffs und des Tiefgangs. Diese Veröffentlichungen regten Wigley an, einen schon von Michell vorgeschlagenen Gedanken zur Ausführung zu bringen — die Theorie an einigen einfachen Schiffsmoellen experimentell zu prüfen. Die gute Übereinstimmung von Rechnung und Versuch haben den Verfasser bestimmt, die Theorie einer allgemeinen Untersuchung über den wellenbildenden Widerstand von Schiffen zugrunde zu legen.

Die Annahmen, von denen Michell ausging, sind folgende:

I. Die allgemein in der Hydrodynamik für die Behandlung des Wellenproblems gültigen:

a) Ideale Flüssigkeit,

b) die Wellenhöhe ist gering im Verhältnis zur Wellenlänge, oder die Neigung der Welle zur Horizontalen ist überall eine kleine Größe (es ist das eine Voraussetzung, die z. B. in der Elastizitätslehre bei der Untersuchung von Vibrationen gemacht wird und die in weiten Bereichen gute Ergebnisse liefert).

II. Die Schiffswände bilden überall einen kleinen Neigungswinkel zur Mittschiffsebene. Diese letzte spezielle Bedingung bedeutet eine sehr weitgehende Beschränkung. Sie macht die Anwendungsmöglichkeit der Theorie auf die üblichen Schiffformen erst von einer experimentellen Bestätigung abhängig.

Zu den ersten Punkten ist zu sagen, daß die Vernachlässigung der Reibung auf die Wellenbildung und die Dämpfung der Wellen wohl ein ganz untergeordneter Fehler ist; auch kann man mit einiger Wahrscheinlichkeit annehmen, daß bei scharfen Schiffen der Formwiderstand, hervorgerufen durch Ablösungserscheinungen, das errechnete Bild nicht wesentlich abändern wird, weil die virtuelle Tangente, die in erster Linie die Wellenerzeugung bestimmt, keine prinzipielle Änderung erfährt<sup>1</sup>). Die Formwiderstandsverhältnisse bei völligen Frachtschiffen bedürfen erst der Klärung durch den Versuch, weil die Bedingung der kleinen Neigung zur Mittschiffsebene eigentlich alle Schiffe mit flachem Boden ausschließt, insbesondere auch Gleitboote. Ebenso verbieten sie eine exakte Behandlung von Schiffen mit wulstförmigen Steven, da die Tangente hier unendlich wird.

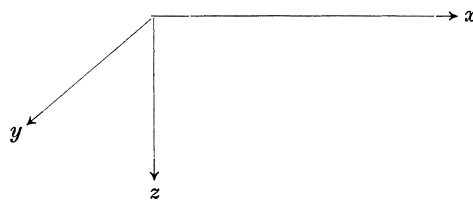


Abb. 1. Koordinatensystem.

Das Koordinatensystem wird nach vorstehender Abb. 1 angenommen. Wir betrachten das Schiff als in Ruhe befindlich und erteilen dem Wasser in genügend großem Abstand von der Störungsursache eine Geschwindigkeit gleich der wirklichen des Schiffes. Die ungestörte Wasseroberfläche entspreche der Koordinate  $z = 0$ , die Gleichung der Bodenlinie sei  $z = h$ . Wir untersuchen also nur Schiffe mit ebenem Kiel, deren Bodenlinie sich vom Achtersteven zum Vorsteven erstreckt. Aus dieser Randbedingung ergeben sich neue Beschränkungen; wir müssen Schiffe mit stark abgeschrägten Stevenformen, z. B. die Maier-Form, von unseren Untersuchungen ausschließen. Ferner ist zu beachten, daß die infolge der Fahrt hervorgerufenen Vertrimmungen nicht berücksichtigt werden, d. h. die Randbedingung  $z = h$  für alle Geschwindigkeiten bestehen bleibt. Auch das ist eine Einschränkung, welche eine Behandlung der Gleitboote vollkommen ausschließt.

Wenn es hiernach den Anschein hat, daß die Michellsche Theorie mit Gebilden operiert, die mit üblichen Schiffformen wenig Gemeinsames haben<sup>2</sup>, so

<sup>1</sup> Siehe Wigley: TINA 1926.

<sup>2</sup> Exakt genommen sind das in der  $\xi$  und  $\zeta$ -Richtung keilförmige Körper, deren Tiefgang an die Größenordnung der Länge reicht.

besteht eine Anzahl von Faktoren, welche die Übertragbarkeit trotzdem in den meisten Fällen mit großer Genauigkeit gewährleistet:

1. Die flachen Bodenstellen treten bei nicht zu völligen Schiffen nur im mittleren Teil auf, der in der Regel für die Wellenbildung von geringerem Einfluß im Vergleich zu den Schiffsenden ist.

2. Die Diskussion der Formel wird ferner ergeben, daß in Richtung der Tiefgangskoordinate ein Faktor  $e^{-\beta z}$  vorhanden ist, welcher die Spantform gegenüber den Wasserlinien als unwesentlicher erscheinen läßt. Immerhin sollen sich alle Betrachtungen dieser Arbeit zunächst auf scharfe Schiffe beziehen, für die ja auch die Wellenbildung eine größere Rolle spielt, bis weitere Versuchsergebnisse vorliegen, wobei als Positivum zu bewerten ist, daß selbst beträchtliche Winkel in Schwingungsproblemen noch als klein betrachtet werden können, solange nur nicht ihre Tangente unendlich wird.

Die Wellenbildung eines Schiffes ist ein stationärer Vorgang, d. h. sie ändert sich bei den von uns gemachten Annahmen für einen beliebigen Punkt des Raumes nicht in Abhängigkeit von der Zeit.

Eine kurze Wiedergabe der Theorie ist im Anhang zu finden; wir merken uns hier nur als endgültige Widerstandsformel:

$$R = \frac{4 \rho g^2}{\pi v^2} \int_1^{\infty} (I^2 + J^2) \frac{\lambda^2 d\lambda}{\sqrt{\lambda^2 - 1}},$$

$$I = \iint f(x, z) e^{-\frac{\lambda^2 g z}{v^2}} \cos \frac{\lambda g x}{v^2} dx dz,$$

$$J = \iint f(x, z) e^{-\frac{\lambda^2 g z}{v^2}} \sin \frac{\lambda g x}{v^2} dx dz.$$

Schon eine flüchtige Betrachtung zeigt, daß der Widerstand in einen aus symmetrischen Funktionen bestehenden Hauptteil und einen Nebensummanden, welcher der Unsymmetrie Rechnung trägt, zerfällt. Da beide Glieder positiv sind, so folgt unmittelbar der Satz, daß jede Unsymmetrie der Wasserlinien bei gleicher Grundform den wellenbildenden Widerstand erhöht. Das Integral hat eine unendliche Grenze; wir wollen grundsätzlich, um eine möglichst allgemeine Lösung zu erzielen, angenäherte Integration anwenden; deswegen führen wir die Integration bis zu einem endlichen Wert durch und schätzen den Fehler ab. Ausführung s. Anhang S. 37—39.

Michell gibt auch Formeln an, welche den Einfluß von Flächenelementen aufeinander in der Längs- wie in der Höhenrichtung zu untersuchen gestattet. Von Interesse ist das Ergebnis für die Interferenz in der Längsschiffsachse, welches nach Einführung der Bezeichnung für die unserer Geschwindigkeit entsprechende freie Welle  $l$  einen maximalen Widerstand bei einer Entfernung der Elemente von ungefähr

$$x - x' = (k - \frac{7}{8}) l$$

und den geringsten Widerstand bei einer Entfernung von ungefähr

$$x - x' = (k + \frac{3}{8}) l \quad k - \text{ganze Zahl}$$

zeigt.

## II. Arbeiten von Havelock und Wigley.

Die schöne Michellsche Arbeit steht außerhalb des Rahmens der Entwicklung, in welcher sich die Wellentheorie vollzogen hat; sie hat das Widerstandsproblem für ein Differentialschiff exakt gelöst und bis heute keine Fortentwicklung erfahren. Dieser Tatsache trug auch Havelock Rechnung, als er in seinen Arbeiten 1923 und 1925 bei der Auswertung konkreter Fälle zur Michellschen Formel griff.

Die Ergebnisse der drei Havelockschen Arbeiten, die für uns in Frage kommen, bestehen kurz in folgendem:

1. Für bestimmte Grenzfälle ergibt die Michellsche Formel dasselbe Resultat für das Ellipsoid wie die Formel von Havelock. Dieses Ergebnis ist insofern von großer Bedeutung, als Wigley es benutzt hat, um den größten möglichen Fehler zu bestimmen, welcher infolge der Vernachlässigung der quadratischen Geschwindigkeitsglieder im Ansatz der Michellschen Theorie auftreten kann. Das Ergebnis  $< \sim 5\%$  ermutigt durchaus die Übertragung auf Formen, welche der Bedingung kleiner Neigung nicht mehr genügen, zu versuchen.

2. Eine zweidimensionale Untersuchung von Zylindern parabolischen Querschnitts, deren Wasserliniengleichung wie folgt lautet:

$$y = \frac{b}{1 - \frac{1}{5} \frac{l^2}{d^2}} \left(1 - \frac{x^2}{l^2}\right) \left(1 - \frac{l^2 + x^2}{6 d^2}\right)$$

$2l =$  Schiffslänge  
 $d =$  Parameter

zeigt den Einfluß hohler und gerader Wasserlinien über einen großen Geschwindigkeitsbereich und bestätigt qualitativ die experimentellen Ergebnisse (1923).

3. Die Einflüsse der Verlängerung des parallelen Mittelschiffs lassen sich für unendlichen Tiefgang rechnerisch erfassen (s. Anhang S. 44).

4. Die Abhängigkeit des Widerstandes vom Tiefgang erhellt für die einfachsten Spezialfälle aus einem Diagramm (Proc. R. Soc. 1925).

Diese Ergebnisse werden fast alle durch Besselsche Funktionen teilweise recht komplizierter Art erzwungen.

Die Probe aufs Exempel wurde zuerst von Wigley, TINA 1926, gemacht. Er untersuchte die Michellsche Form

$$1. \quad y = \pm 0,32 \left(1 - \cos \frac{\pi x}{8}\right) \left(1 + \cos \frac{5\pi z}{8}\right),$$

$$2. \quad y = \pm 1,333 \cos \frac{\pi x}{16},$$

die Havelocksche Form und eine nach eigener Annahme

$$3. \quad y = \pm (1 - z^2) \cos \frac{\pi x}{16}$$

rechnerisch. Charakteristisch für alle erwähnten Arbeiten ist die Oberflächen-gleichung

$$y = f_1(x) f_2(z),$$



wodurch eine leichte numerische Behandlung erzielt wird. Bezeichnen wir mit  $\beta(\xi)$  die Völligkeit eines Spants an einer beliebigen Stelle, so entspricht das einer Bedingung  $\beta(\xi) = \text{const}$

$$\kappa = \frac{\delta}{\alpha\beta} = 1.$$

Bevor wir die Resultate Wigleys zusammenfassen, ist zu bemerken, daß die Form 2

$$y = 1,333 \cos \frac{\pi x}{16}$$

für den Vergleich leider unbrauchbar ist, da selbst bei Abrundung der Ecken der Formwiderstand dominiert. Dieses Modell war dazu bestimmt, die Abweichung des Experiments von der Theorie für den extremen Fall eines flachen Bodens zu untersuchen. Im weiteren Verlauf der vorliegenden Arbeit wird gezeigt, wie dieses Ziel durch einfache parabolische Formen hätte erreicht werden können.

Da ein Vergleich von Theorie und Versuch nur mit Einbeziehung des Formwiderstandes angestellt werden kann, so ist die Tatsache von größter Bedeutung, daß zuerst durch den Vorschlag Föttingers, getauchte Doppelmodelle unter Wasser zu schleppen, eine Trennung von Form und wellenbildendem Widerstand ermöglicht wurde. Dahingehende Untersuchungen von Kempf und Barillon haben ergeben, daß für sehr scharfe Schiffsformen der Formwiderstand fast zu vernachlässigen ist<sup>1</sup>. Die Ergebnisse seiner Arbeit faßt Wigley wie folgt zusammen:

1. Die errechneten Widerstandskurven sind im Mittel kleiner als die versuchsmäßig festgestellten, besonders bei höheren Geschwindigkeiten.
2. Die Humps in den berechneten Kurven sind größer.
3. Die Hollows sind noch mehr übertrieben und erscheinen in der Versuchskurve als flache Stellen.
4. Die Humps erscheinen in der theoretischen Kurve ungefähr um 8% früher als in der Versuchskurve bezogen auf

$$\textcircled{P} = \frac{V_{kn}}{2,428 \sqrt{\frac{\delta}{\beta}} L_m}.$$

Diese Abweichungen erklärt Wigley wie folgt:

1. Formwiderstand und Annahme einer kleinen Neigungstangente zur Symmetrieebene.
2. und 3. Vernachlässigung der dämpfenden Einflüsse. Hierzu ist zu sagen, daß eine Glättung der Hollows natürlich ist, ähnlich wie bei der Umsetzung von Geschwindigkeit in Druck gewöhnlich starke Entropievermehrung stattfindet, das Modell der idealen Flüssigkeit also nicht mehr stimmt. Diesbezügliche Überlegungen s. auch Tutin: TINA 1924.

Unsere weiteren Untersuchungen zeigen, daß die Unveränderlichkeit der Spantvölligkeiten über die Länge<sup>2</sup> Anlaß zu den starken Buckeln in der Widerstandskurve gibt. Nach Beseitigung dieser Annahme oder Wahl einer komplizierteren CWL stimmen Theorie und Versuch besser überein.

<sup>1</sup> Siehe insbesondere Kempf: Werft Reederei Hafen 1929.

<sup>2</sup> Oder exakter die primitive Form der Displacementsskala, die hierdurch bedingt ist.

4. Die Verspätung der Humps in den Versuchskurven erklärt Wigley durch den schon vorhin besprochenen Einfluß der virtuellen Tangente.

Im nächsten Jahre veröffentlichte Wigley die Untersuchung über den Einfluß der Breite<sup>1</sup>, welche nach Michells Theorie quadratisch den Widerstand beeinflussen soll. Die Versuche zeitigten das Ergebnis, daß bei abnehmender Breite die Versuchsergebnisse sich in der Form weitgehend der Theorie anpassen, die Fehler in den Absolutwerten dagegen größer werden. Aus diesem Grunde ist die Vermutung auszusprechen, daß der Formwiderstand mehr zum Tragen kommt, als Barillon annimmt<sup>2</sup>. Bei quadratischer Abnahme des Anteils der Wellenbildung treten selbstverständlich die Ungenauigkeiten in allen andern Faktoren mit erhöhter Bedeutung hervor. So kann z. B. die Unsicherheit im Reibungswiderstand das Resultat weitgehend beeinflussen. Bis zur Lieferung eines Gegenbeweises kann man vielleicht behaupten, daß für extrem schlanke Körper ( $L:B = 16$ ) der wellenbildende Widerstand sich genauer als andere Widerstandsarten rechnen läßt. Es wäre erwünscht, um den Einfluß des größeren Bodenkinkels mit Sicherheit auszuschalten, Formen mit vergrößertem Tiefgang zu schleppen, wenn die Breiten allein untersucht werden sollen.

### III. Druckpunkte.

Der Vollständigkeit halber müssen auch andere Arbeiten Havelocks und Hogners, welche eine Fülle theoretisch interessanter Ergebnisse gezeitigt haben, zum Vergleich herangezogen werden; sie beruhen im wesentlichen auf der Theorie der Druckpunkte, die einfachsten Fälle findet man in Lambs „Hydrodynamik“.

Für das dreidimensionale Problem mit Symmetriebedingungen erhält man Lösungen mit Hilfe von Besselschen Funktionen. Ein wichtiger Faktor bei der Behandlung dieser mathematisch sehr schwierigen Probleme ist die sogenannte Methode der stationären Phasen (Grundsätzliches hierüber s. Lamb); sie soll hier erwähnt werden, weil sie zur Auswertung der Michellschen Integrale herangezogen werden könnte, doch erübrigt sich, wie wir später sehen werden, bei der verlangten technischen Genauigkeit eine derartige Komplikation.

Der Theorie der Druckpunkte liegt nun folgendes mechanische Modell zugrunde: wir denken uns die Drücke auf einen festen Belag, der auf der Welle liegt, angreifend, dann läßt sich der Widerstand sehr einfach wie folgt ausdrücken (s. Skizze)

$$R = \int_0^s p \frac{\partial \zeta_0}{\partial x} dS,$$

wobei die Funktion nur über einen bestimmten Bereich  $S$  von 0 verschieden ist. Während Havelock sich auf symmetrische Druckverteilung beschränkt, geben die neuesten Arbeiten von Hogner Lösungen für beliebige Druckverteilung; damit ist die Theorie der Druckpunkte zu einem Abschluß gekommen. Die praktische Anwendbarkeit der Ergebnisse auf unser Problem liegt noch nicht vor. Zwar

<sup>1</sup> TINA 1927.

<sup>2</sup> Siehe Kempf: Werft Reederei Hafen 1929.

wird es leichter sein, für ein Drucksystem geringsten Widerstandes die entsprechende Form zu finden, als umgekehrt von der Form die entsprechende Druckverteilung, wie das Hogner in seinem Delfter Vortrag anführt, doch ist diese Brücke noch nicht geschlagen. Dagegen hat sich (Havelock 1918) das interessante Resultat ergeben, daß gewisse Drucksysteme in bezug auf den Widerstand getauchten Körper, deren Tauchtiefe im Vergleich zur Höhendimension groß ist, und die durch Doppelquellen gebildet werden können, äquivalent sind. Auf diese Weise hat Havelock eine Formel für den Widerstand getauchter Rotationsellipsoide erhalten. Es muß noch besonders hervorgehoben werden, daß diese Betrachtungen keinerlei Beschränkung der Körperform verlangen, als einzige Bedingungen gelten nur die Annahme idealer Flüssigkeit und der kleinen Wellenneigung. Insofern gehen die Theorien in der Allgemeinheit über das Michellsche Integral hinaus, sie ermöglichen jedoch noch nicht eine Berechnung des Schiffswiderstandes für gegebene Formen.

#### IV. Problemstellung.

Die Problemstellung der vorliegenden Arbeit kann im Gegensatz zu Havelock und Wigley dahin präzisiert werden, daß die Theorie Michells brauchbaren Schiffformen, nicht die Schiffformen der Möglichkeit einer eleganten mathematischen Behandlung, angepaßt werden. Deswegen wird auf eine Darstellung des Widerstandsintegrals durch mathematische Funktionen prinzipiell verzichtet — selbst die einfachsten Gleichungen führen auf Besselsche und hypergeometrische Funktionen, die nicht tabelliert sind; numerische und graphische Methoden dagegen, die dem Schiffbauer geläufig sind, gestatten eine Lösung in allen interessierenden Fällen zu erzwingen.

Der Wert einer Theorie kann natürlich schon in qualitativen Ergebnissen liegen, die gestatten Angaben zu machen, welche Größenordnung oder auch nur welches Vorzeichen der Änderung einer unabhängigen Variablen in der gesuchten Funktion entspricht. In vielen Fällen werden wir uns bei Anwendung der Michellschen Theorie hiermit begnügen; von einer praktischen Bedeutung im üblichen Sinne kann jedoch nur die Rede sein, wenn auch quantitative Schlüsse gezogen werden können. Die Klärung dieser Frage für den wellenbildenden Widerstand wird als weiteres wesentliches Problem der vorliegenden Arbeit betrachtet.

Wir schließen die Untersuchung von Gleitbooten aus und erwähnen nur, daß in der Druckpunkttheorie ein vielversprechendes Hilfsmittel für die Lösung dieser schwierigen Aufgabe vorhanden zu sein scheint. Denkt man sich an Gleitbooten oder Brettern Druckversuche etwa mit Hilfe von Pitotröhren vorgenommen, so wäre man auf Grund der gegebenen Auftriebsverteilung ohne weiteres in der Lage, nach Hogner alle interessierenden Vorgänge der Wellenbildung zu untersuchen.

Die von Havelock entdeckte Beziehung zwischen dem Widerstand von Druckpunkten und dem vollkommen getauchter Körper kann für die Unterseefahrt von Bedeutung sein, desgleichen, um die Wellenbildung eines vollkommen getauchten Doppelmodells nach Föttinger zu berechnen.

### V. Analytische Schiffformen.

Wir wenden uns der Approximation von Schiffformen durch einfache mathematische Gleichungen zwecks Untersuchung des Widerstandes zu, wobei besonders hervorgehoben wird, daß die an dieser Stelle gegebenen Beziehungen noch keinen Anspruch erheben, unmittelbar für die ausführende Praxis brauchbar zu sein — der hier verfolgte Zweck ist zunächst ein rein versuchstechnischer und rechnerischer; deswegen wird nur das Unterwasserschiff behandelt und der Längsschnitt als Rechteck angesehen. Der Beweis, daß jede Schiffform (soweit sie stetig ist) exakt dargestellt werden kann und verschiedene Beispiele, die auch das Oberwasserschiff einschließen, sind an anderer Stelle gegeben (Werft Reederei Hafen 1929, Sondernummer zur Tagung der SBTG). Anfänglich wurden die nötigen Ausdrücke von dem Gesichtspunkt aus bestimmt, daß die Integrale  $J$  in geschlossener Form zu lösen wären. Diese Bedingung ergibt rechnerisch Vereinfachungen, ist aber keineswegs notwendig; die Michellsche Formel ist derart allgemein, daß die Form des  $\boxtimes$  und selbst der CWL durch Aufmaß oder graphisch definiert sein können<sup>1</sup>, wobei nur erforderlich ist, daß die Genauigkeit eine Differentiation zuläßt (z. B. können aus Schnürbodenordinaten die Differenzenquotienten gebildet und in die Formel eingesetzt werden).

a) Am naheliegendsten ist es, für Spanten und Wasserlinien Fouriersche Reihen zu wählen, weil in den Quadraturen  $J, I$  Kreisfunktionen schon an und für sich auftreten. Noch bessere Resultate lassen sich mit Hilfe der verallgemeinerten Reihen, welche Hyperbelfunktionen als Multiplikatoren enthalten, erzielen. Wie schon erwähnt, gehen in das eine Integral  $J$  nur gerade Funktionen ein, welche gleichzeitig allein einen Betrag für den Völligkeitsgrad liefern; die ungeraden Funktionen  $\text{Sin } \psi \xi; 1 - g_0 \xi; 1 - g_0 \xi^3$  usw. dienen dazu, das Vorschiff zu verschärfen resp. das Hinterschiff völliger zu gestalten. Sie ergeben auch die Verschiebung der Volumen und Wasserlinienschwerpunkte. Nehmen wir als einfachsten Fall nur das erste Glied unserer verallgemeinerten Reihe, wobei wir die Wasserlinien und Spanten voneinander unabhängig lassen, so erhalten wir den Ausdruck

$$y = \eta \frac{B}{2} = f(x, z) = f_1(x) f_2(z) = \frac{B}{2} \cos \frac{\pi x}{2l} \text{Cos} \varphi_1 \frac{\pi x}{2l} \left(1 - \text{Sin} \psi \frac{\pi x}{2l}\right) \cos \frac{\pi z}{2T} \text{Cos} \psi_3 \frac{\pi z}{2T} \quad l = \frac{L}{2}.$$

Hierin sind  $\varphi, \psi, \psi_3$  konstante Größen. Der Völligkeitsgrad der gewöhnlichen Kosinuslinie läßt sich von 0,6375 auf etwa 0,68 steigern. Die Ausdrücke für  $\alpha, \beta$  und  $\delta$  lauten:

$$\frac{2}{\pi(\psi^2 + 1)} \text{Cos} \frac{\pi}{2} \psi.$$

Um mit dimensionslosen Größen zu operieren, haben wir die Verhältnisse wie folgt eingeführt, welche dem angegebenen Koordinatensystem entsprechen (Abb. 1),

$$\xi = \frac{x}{l} = \frac{x}{L/2}, \quad \zeta = \frac{z}{T}.$$

<sup>1</sup> Für die Rechnung ist eine Approximation durch Kugelfunktionen empfehlenswert oder nach Keil, Schiffbau 1928, durch Interpolationsformeln.

Die Untersuchung hat ergeben, daß mit einem Glied dieser Art der Völligkeit des Hauptspants bis zu 0,84 getrieben werden kann, doch erhalten wir dabei schon leichte Wulstformen (sobald  $\psi$  größer als 1 wird). Die Tangente des Eintrittswinkels der WL, welcher in vielen empirischen Formeln eine entscheidende Bedeutung beigelegt wird, nimmt für unser Beispiel die Werte an

$$y' = -1,57 \frac{B}{L} \quad \text{für } y = \frac{B}{2} \cos \frac{\pi \xi}{2},$$

$$y' = -1,57 \frac{B}{L} 1,29 \quad \text{„ } y = \frac{B}{2} \cos \frac{\pi \xi}{2} \text{ } \mathcal{C} \text{ } \frac{3}{2\pi} \cdot \frac{\pi \xi}{2}.$$

Wie schon bei Wigleys Versuchen erwähnt, ist es rein rechnerisch von großer Bedeutung, die Oberfläche in der Form  $\eta = f_1(x) f_2(z)$  darzustellen. Das entspricht aber einer schlechten Schiffsform<sup>1</sup>, da der Koeffizient  $\kappa = 1$  ist.

Um die Oberfläche mehr schiffsmäßig zu gestalten, müssen wir eine Abhängigkeit der Spantflächen von der Länge einführen, wenn wir nicht direkt durch doppelte Fouriersche Reihen mit vielen Gliedern den Schiffskörper darstellen wollen, was für Zwecke der praktischen Rechnung abwegig ist. Sobald aber Forderungen jener Art gestellt werden, wird der Vorzug der Kreis- und Hyperbelfunktionen in betreff leichter Integrierbarkeit illusorisch. Wir können zusammenfassend sagen, daß die Fouriersche Reihe, ohne eine zu große Rechenarbeit zu erfordern, gute Formen nur für sehr scharfe Schiffe ergibt. Weiter ist jedoch diese Schiffsform nicht verfolgt worden, weil die

b) Parabelfunktionen neben den Vorzügen der Kreisfunktionen wesentlich größere Variationsmöglichkeiten zulassen.

Schon seit Chapman ist die Darstellung von Wasserlinien, Spanten und Displacementskurven durch Parabeln nach der Gleichung

$$y = \frac{B}{2} \left[ 1 - \left( \frac{x}{l} \right)^m \right]$$

bekannt. Freilich können die Kurven höherer Ordnung nicht als gute Wasserlinienformen angesprochen werden, da die Enden zu dick werden. Um sowohl den Völligkeitsgrad wie die Form in weiten Grenzen variieren zu können, werden die Wasserlinien zunächst wie folgt dargestellt:

$$y = \frac{B}{2} (1 - \xi^m)(1 - c_0 \xi^n).$$

Der erste Faktor sichert die richtigen Grenzbedingungen und die Größenordnung der Völligkeit. Der zweite gestattet kleinere Veränderungen derselben und bestimmt in hohem Maße die Form (konvex, konkav). Für die Völligkeitsgrade  $\alpha$  und die Eintrittstangente erhalten wir für einige Beispiele folgende Werte: Darstellung s. Anhang:

$$y = \frac{B}{2} (1 - \xi^4)(1 - c_0 \xi^2); \quad \alpha = 0,8 - \frac{4}{21} c_0;$$

$$y = \frac{B}{2} (1 - \xi^4)(1 - c_0 \xi^4); \quad \alpha = 0,8 - \frac{4}{45} c_0;$$

$$y'_{\xi=1} = -4 \frac{B}{L} (1 - c_0).$$

<sup>1</sup> Solange wir die CWL-Form nicht komplizieren, siehe S. 405.

Diese Formen sind als praktisch verwertbar anzusprechen.

Eine Vermehrung der Hinterschiffsvölligkeit läßt sich leicht durch Hinzufügung ungerader Faktoren des Typus  $1 - g_0 \xi$ ;  $1 - g_0 \xi^3$  erreichen.

Für das  $\otimes$  liefern die einfachen Parabelgleichungen recht annehmbare Formen, nicht ganz zünftig sind die scharfen Krümmungen bei Kurven höherer Ordnung (die sich durch Hinzufügung weiterer Glieder leicht beheben lassen). Um Vorschiffs- und Hinterschiffsspanten auszubilden, können folgende Faktoren eingeführt werden:

1. Zur Erzielung einer Schrägstellung, „Schräge“ genannt,  $1 - c_1 \zeta$ ,
2. der Multiplikator  $1 - c \zeta^n$  gestattet die Verringerung der Spantvölligkeiten bei senkrechtem Einlauf.

Auf diese Weise erhält man Oberflächengleichungen, welche aus 3—4 Faktoren resp. einer größeren Anzahl von Summanden bestehen (Gleichungen und Spantenrisse s. Anhang S. 31—33). Die Glieder mit höheren Potenzen werden eingeführt, um Verschärfungen und Verdickungen im Unterschiff zu erreichen. Durch Vergrößerung des Koeffizienten im zweiten Faktor  $1 + c \zeta^n$  lassen sich weiter verdickte Spantfüße und Wulstformen erzeugen, welche den englischen Torpedoblister ähneln.

Zusammenfassend kann gesagt werden, daß mit Parabeln jede erwünschte Wasserlinienform und Hauptspantformen mit Völligkeiten bis etwa 0,94 mühelos erreicht werden können. Selbstverständlich können zylindrische Teile mittschiffs eingefügt werden. Schwierigkeiten bereitet noch die Darstellung des Kreuzerhecks im Unterwasserschiff<sup>1</sup>.

Wie schon erwähnt, haben weitere Untersuchungen zu dem Ergebnis geführt, daß der ganze Schiffsrumpf, sofern er stetig ist, immer durch ganze rationale Funktionen wiedergegeben werden kann. Der allgemeinste Ausdruck für die Schiffsoberfläche bei  $\kappa = 1$  lautet:

$$\eta = \left[ 1 - \sum_{i=1}^{i=n} a_i \xi^i \right] \varphi(\zeta)$$

oder in anderer Form

$$\eta = \left[ 1 - \sum_{i=1}^{i=n} a_i f_i(\xi) \right] \varphi(\zeta) \quad \begin{array}{ll} f_i(\xi) = 0; & \xi = 0; \\ f_i(\xi) = 1; & \xi = 1. \end{array}$$

Für  $\kappa \neq 1$  nimmt die Beziehung folgende Formen an

$$\eta = 1 - \sum_{i=1}^{i=n} a_i \xi^i \varphi_i(\zeta), \quad \sum a_i \varphi_i(\zeta) = 1.$$

Ofters werden wir eine andere Darstellungsweise wählen

$$\eta = \text{CWL} \otimes [1 - \sum a_i \xi^i \varphi_i(\zeta)],$$

welche betont, daß sowohl Hauptspant wie CWL beliebig analytisch geometrisch oder empirisch gegeben sein können; der Klammerausdruck spielt dann die Rolle einer Verschärfungsfunktion, welche die Hauptschnitte in die Längsschiffskontur überleitet.

Dieselben Betrachtungen gelten für die  $e$ -Funktionen; als Vorzug erscheint eine größere Anpassungsfähigkeit an ausgeführte Schiffformen, als Nachteil fällt

<sup>1</sup> Wenn man an der Bedingung  $z = h$  für den Kiel festhält.

die Unmöglichkeit der exakten Integration ins Gewicht. Die Beispiele, Abb. 12, 13 zeigen, wie mit einfachen Mitteln gute Ergebnisse zu erzielen sind.

Für die Widerstandsuntersuchungen wird man in Zukunft zweckmäßig nur Parabeln anwenden.

Zu den Beispielen soll noch erwähnt werden, daß die Spantenrisse selbstverständlich in den andern Projektionen den notwendigen schiffsmäßigen Verlauf sicherstellen, worauf bei der Auswahl der Funktionen und Koeffizienten zu achten ist.

c) Als dritte Form sei die Progressica, über welche einiges im Bulletin de l'association technique maritime 1893, Vortrag Kryloff, zu finden ist, erwähnt. Ihre Gleichung lautet

$$y = \frac{B}{2} \frac{1 - \xi^3}{1 + n \xi^3},$$

$$y = \frac{B}{2} \frac{1 - \left(\frac{\xi + h}{1 + h}\right)^3}{1 + n \left(\frac{\xi + h}{1 + h}\right)^3},$$

wobei der Koeffizient  $n = f(\xi)$  wieder als Funktion der Längenkoordinate ausgedrückt werden kann. Diese Kurvenart eignet sich vorzüglich zur Darstellung von Hinterschiffsspanten. Als großer Nachteil ist zu erwähnen, daß die Längenfunktion im Nenner auftritt und dadurch der Differentialausdruck verwickelt, die Integrale  $J$  nicht mehr exakt lösbar werden. Wir verwenden die Progressica, um Totholzeinflüsse summarisch zu bewerten, sehen jedoch von einer weiteren Untersuchung dieser Kurvenform ab.

## VI. Gang der Rechnung.

Die Aufstellung einer Widerstandskurve gestaltet sich wie folgt (s. auch Anhang S. 30—39); die Gleichung der Oberfläche wird partiell nach der Längenkoordinate differenziert. Es sei gestattet, die Ausdrücke

$$M = \int_0^1 f(\xi) \sin \gamma \xi d\xi,$$

$$M' = \int_0^1 f(\xi) \cos \gamma \xi d\xi$$

als Michell-Funktionen erster und zweiter Art zu bezeichnen; in der Diskussion dieser Ausdrücke liegt ein wesentlicher Teil der Lehre vom Wellenwiderstand des Schiffes. Bei Anwendung von Parabelformen erhalten wir diese Funktionen als wichtigsten Bestandteil der Integrale  $I$ ,  $J$  durch einfache Quadraturen des Typs

$$\int \xi^m \sin \gamma \xi d\xi,$$

$$\int \xi^m \cos \gamma \xi d\xi.$$

Rekursionsformeln, Tabellen und graphische Darstellung s. Anhang S. 30—36. Im allgemeinen kann man rechnen, daß mit einer Funktion zehnter Ordnung brauchbare Schiffsformen erzielt werden, wir also Michell-Funktionen mindestens

neunter Ordnung in den Kreis unserer Betrachtung einzuschließen haben. Die praktische Rechnung läßt sich entweder nach Summenschemen oder den Ausdrücken  $M, M'$  erledigen, wobei letzterem Verfahren aus Gründen der Allgemeingültigkeit und Zweckmäßigkeit der Vorzug zu geben ist. Bei der Berechnung der  $M, M'$  ist bei fallendem Parameter und steigender Ordnung einige Aufmerksamkeit auf die Genauigkeit erforderlich; um die lästige Differenzenbildung zu vermeiden, greift man in solchem Falle zum Simpson-Schema oder zur Planimetrierung in großem Maßstabe. Die Endresultate der Tabellen haben Rechenschiebergengenauigkeit.

Schon diese Betrachtung lehrt, daß keine zwingende Notwendigkeit vorliegt, für die Michell-Funktionen exakte Quadraturen anzustreben.

Die Auswertung der Spantfunktionen in den Integralen  $J, I$  führt auf die leicht lösbaren Formeln

$$\int_0^1 \zeta^n e^{-\beta \zeta} d\zeta,$$

die im Anhang S. 30, 36 wiedergegeben sind. Ebenso wie früher, ist bei kleinen Werten des Parameters und höheren Potenzen die Rechengengenauigkeit zu beachten; es ist deswegen zu einer Reihenentwicklung gegriffen worden

$$\int_0^1 e^{-\beta \zeta} \zeta^n d\zeta = \frac{1}{n+1} - \frac{\beta}{n+2} + \frac{1}{2(n+3)} \beta^2 - \dots$$

Für die praktische Anwendung entnimmt man die Werte

$$\int \zeta^n e^{-\beta \zeta} d\zeta$$

Kurven, wie sie z. B. für  $1 - \zeta^4$  und  $1 - \zeta^8$  in der Anlage gegeben sind. Es ist zu beachten, daß für  $\beta = 0$  das Integral der Spantfunktion den Spantvölligkeitsgrad ergibt, hieraus erklärt sich auch die Bezeichnung des Parameters  $\beta$ .

Nach Berechnung der Integrale  $J$  wird der Integrand von  $R$

$$\sum^2 f^2(\beta) f_0(\lambda)$$

als Funktion des Parameters gebildet. Die Einführung dieser neuen Unabhängigkeit,  $\gamma = \frac{Lg}{2v^2} \lambda$  erscheint zweckmäßig, da die Wasserlinienkurven als Grundkurven des Systems zu betrachten sind, bei deren Vorhandensein leicht beliebige Spantformen aufgebaut werden können. Bei  $\lambda = 1$  wird unser Integral unendlich. Es muß eine Substitution für den Anfangsbereich vorgenommen werden, woraus ein besonderer Zuschlag für jede Geschwindigkeit erfolgt. Ein Rechenschema mit Tabellen und Kurven ist in der Anlage wiedergegeben. Als Nachteil hat sich gezeigt, daß wegen der Abhängigkeit des  $\beta$ -Wertes von  $v$  für jede Geschwindigkeit eine besondere kleine Tabelle auszufüllen ist; hierin besteht zweifellos ein Minus gegenüber einer Lösung in geschlossener Form. Wenn man jedoch bedenkt, daß z. B. bei Besselschen Funktionen die Geschwindigkeit immer wieder explizite im Argument auftritt, so fällt die kleine rechnerische Mehrarbeit bei uns nicht ins Gewicht. Da sich unser Integral  $R$  bis unendlich



erstreckt, ist es jeweils notwendig, festzustellen, wo die Reihe abgebrochen werden kann (s. Anhang S. 37—39).

Man sieht, daß bei sehr hohen Geschwindigkeiten das Restglied nur von geringem Einfluß ist, dagegen erfordert es bei geringen Geschwindigkeiten eine genauere Berechnung.

Es bleibt noch übrig, zu erwähnen, daß Havelock im Jahre 1925 die Michellsche Widerstandsformel unter den gleichen einschränkenden Bedingungen aus Doppelquellen erhalten hat; da sie nur eine Bestätigung der Michellschen Theorie bedeutet, brauchen wir sie nicht näher zu behandeln.

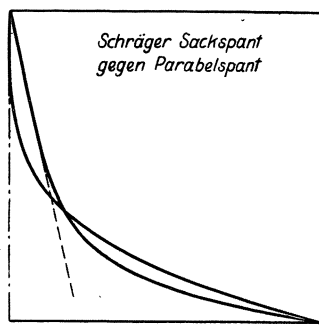
Wir wenden uns nun der Untersuchung zu, welchen Einfluß die Schiffsabmessungen und Koeffizienten auf den wellenbildenden Widerstand haben.

### VII. Spanten und Wasserlinien.

1. Spantform. Wir beschränken uns zunächst auf  $\beta$  ( $\xi$ ) konst. oder  $\kappa = 1$ .

a) V Spant. 1.  $1 - \zeta^4$  versus schräger Sackspant. Wir bestimmen den Koeffizienten  $c_1$  der Gleichung (Abb. 2)

$(1 - \zeta^8)(1 - \frac{2}{3}\zeta), 1 - \zeta^4.$



$(1 - \zeta^4)(1 + 3\zeta^4)(1 - \frac{1}{8}\zeta).$

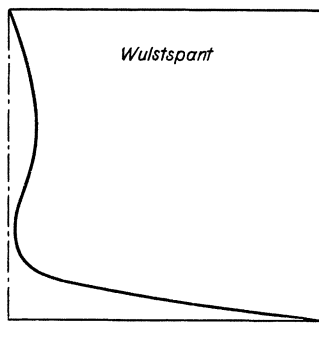


Abb. 2.

so daß

$(1 - \zeta^8)(1 - c_1 \zeta),$

$$\int_0^1 (1 - \zeta^8)(1 - c_1 \zeta) d\zeta = 0,8, \quad c_1 = \frac{2}{3}.$$

Bei den Untersuchungen dieser Art wollen wir uns die Erkenntnis zunutze machen, daß das Widerstandsintegral  $R$  um so größer ist, je größer die Funktion  $f(\beta)$  wird. Die Quadrate  $f^2(\beta)$  sind für beide Spantformen und verschiedene  $\beta$  berechnet worden

$$f_1(\beta) = \int_0^1 (1 - \zeta^4) e^{-\beta \zeta} d\zeta, \quad f_2(\beta) = \int_0^1 (1 - \zeta^8)(1 - c_1 \zeta) d\zeta$$

und zeigen, daß bei gleichen Schwimmwasserlinien für den üblichen Geschwindigkeitsbereich eine leichte Überlegenheit des schrägen Sackspants besteht. Bei extremen Geschwindigkeiten verwischt sich der Unterschied einigermaßen — die erste Feststellung der Tatsache, daß in diesen Gebieten die reine Form als solche in ihrer Bedeutung wesentlich zurücktritt.

b) Auf dieselbe Weise untersuchen wir den Querschnitt einer Jacht und ein Dreieckspant (Abb. 3).

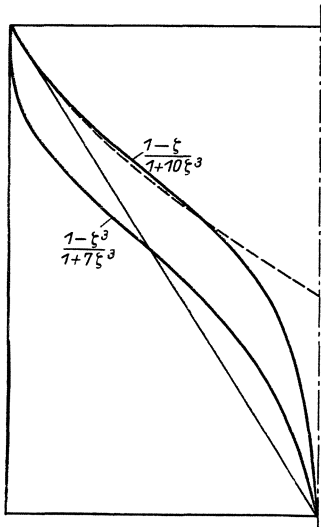
$$\eta = \frac{1 - \zeta^3}{1 + 7 \zeta^3} \quad \text{und} \quad \eta = 1 - \zeta.$$

Auch hier bringt die Betrachtung der Funktionen die Lösung der Aufgabe (s. Abb. und Tabelle 3). Der Dreieckspant schneidet wesentlich günstiger ab, da die Quadrate im Gebiet der mittleren Geschwindigkeiten merklich kleiner sind als für den Jachtquerschnitt.

c) Untersuchung von Wulstspanten, die sich über das ganze Schiff erstrecken. Wir sahen, daß sich Wulstspanten ohne Schwierigkeiten durch folgende Formel darstellen lassen:

$$\eta = (1 - \zeta^4)(1 + c_4 \zeta^4)(1 - c_1 \zeta) \quad \text{z. B.} \\ c_4 = 3, \\ c_1 = \frac{1}{3},$$

wobei wir den Völligkeitsgrad  $\beta = \frac{8}{9}$  gewählt und hieraus den Koeffizienten  $c_4$  bestimmt haben. Eine analoge Untersuchung wie oben ergibt bei  $\beta = 1$  ein Minus für die Funktion  $f(\beta)$  des Wulstschiffes, also einen kleinen Vorzug für den Widerstand, Abb. 2. Alle diese Ergebnisse sind vollkommen einleuchtend, wenn man



Jachtspant und Dreieckspant  $\frac{1 - \zeta^3}{1 + 7 \zeta^3}$  und  $1 - \zeta$ .

Totholzspant und Parabelspant  $\frac{1 - \zeta}{1 + 10 \zeta^3}$ ;  $1 - 0,55 \zeta_1 - 0,45 \zeta_1^2 \dots$ .

	$\beta$	0	1	2	3	4
Jachtspant $f_1(\beta)$		0,500	0,3831	0,3016	0,2454	0,2029
$\Delta$ Spant $f_2(\beta)$		0,500	0,3679	0,2839	0,2277	0,1887
$\frac{f_1^2(\beta)}{f_2^2(\beta)}$		1	1,09	1,13	1,16	1,16

Abb. 3.

bedenkt, daß in dem Integral  $R$  die  $e$ -Funktion mit negativem Exponenten, der vom Tiefgang abhängt, erscheint. Es ist demnach günstig, möglichst tief Volumen anzuordnen, weil es hier mit einem kleineren Koeffizienten multipliziert wird.

Auf diese Weise läßt sich einiges zur Klärung der Frage der corrugated ships, welche besonders von Telfer propagiert werden, beitragen. Wir könnten, um genauere Ergebnisse zu erzielen, ohne weiteres graphisch eine Form mit kreisförmiger Anschwellung untersuchen, welche ebenso eine kleine Überlegenheit gegenüber einem gewöhnlichen Querschnitt aufweisen würde. Auch ließe sich der Wulst leicht partiell über die Schiffslänge anbringen (durch Einführung von variablen Faktoren)

$$(1 - \zeta^n)(1 + f_1(\xi) \zeta^m) \left(1 - \frac{\zeta}{3}\right).$$

Hiermit wäre ein kleiner Vorzug des corrugated ships festgestellt. Ob günstigere Reibungsverhältnisse vorliegen, erscheint zweifelhaft. Einer Anregung des verstorbenen Professor Werner folgend sind vom Verfasser einige Auswertungen in der Richtung versucht worden, daß, wie bei innen durchströmenden Röhren, der Reibungsbeiwert  $F(vl/\nu)$  mit abnehmendem Krümmungsradius langsam wachsend angenommen wurde<sup>1</sup>. Dem steht ein Versuch von Kempf mit dünnen

<sup>1</sup> Modellergebnisse mit negativen Restwiderstand sind wegen laminarer Strömung kein Einwand dagegen.

Messingrohren freilich entgegen. Pabst hat Versuche an schiffsähnlichen Körpern in dieser Richtung fortgesetzt. Die Ergebnisse sind nicht bekannt.

d) Die Abhängigkeit des Widerstandes vom Völligkeitsgrad der Spanten ist am Beispiel eines Schiffes untersucht worden. Die Ergebnisse (s. w. unten) müssen jedoch mit Vorsicht aufgenommen werden, da, wie schon erwähnt, bei  $\alpha = 1$  keine übliche Schiffsform vorhanden ist.

e) An dem Beispiel des Jachtspants wurde ferner noch untersucht, inwieweit Tothölzer, die sich über die ganze Schiffslänge erstrecken, die Wellenbildung vermehren, s. Abb. 3. Unser Querschnitt ist mit einem weitgehend angepaßten und einem inhaltsgleichen Parabelspant verglichen (leider ist die Genauigkeit der Rechnung für diese subtile Untersuchung nicht ausreichend).

$$y = \frac{1 - \zeta}{1 + 10 \zeta^3},$$

der obere Teil läßt sich durch

$$y = 1 - 0,55 \zeta_1 - 0,45 \zeta_1^2$$

approximieren, wogegen Flächengleichheit durch

$$y_2 = -0,61 \zeta_2 - 0,39 \zeta_2^2$$

erzielt wird.

Das Ergebnis der Rechnung zeigt, daß für hohe Geschwindigkeiten die Flosse fast den gleichen Anteil zur Widerstandsbildung beiträgt, wie die höher gelegenen Schiffsteile. Bei geringeren Geschwindigkeiten ist der Einfluß des Totholzes nicht bedeutend, Rückschlüsse auf nur teilweise vorhandene Flossen sind jedoch wegen der Interferenzmöglichkeiten mit Vorsicht zu ziehen. Im allgemeinen kann gesagt werden, daß für extreme Geschwindigkeiten geringe Spantvölligkeit bei völligen Wasserlinien (wie wir es noch später sehen werden) angestrebt werden muß. Bei ganz geringen Geschwindigkeiten ist der Widerstand nur unwesentlich von der Spantvölligkeit abhängig. Es ist zu beachten, daß die Spantgleichung Knicke aufweisen darf, da sie undifferenziert in das Widerstandsintegral eingeht — ein Schluß, der nur cum grano salis auf wirkliche Schiffe übertragen werden kann, solange nämlich die Strömungsrichtung keine wesentliche Komponente in der Spantebene besitzt.

Grundlegend für die Diskussion des Wellenwiderstandes sind die Kurven der Wasserlinienwerte, kurz Grundkurven genannt (s. Anh. S. 31—33, 40), wobei den Formen 1 und 4 hohle Wasserlinien entsprechen, während 2, 3, 5 konvexe Formen aufweisen. Für die Größenordnung des Widerstandes entscheidend ist immer die erste Welle der Grundkurve, weil das Quadrat der Spantfunktion ein schnelles Abklingen der an und für sich schon abnehmenden Grundkurven verursacht. Bei den extremen Geschwindigkeiten ist der Einfluß des Völligkeitsgrades  $\alpha$  und der Form der CWL nicht wesentlich, ein Ergebnis, welches sich anschaulich schon aus den  $M$ -Kurven entnehmen läßt. Betrachten wir z. B. nur im Bereich der ersten Welle die Wasserlinien

$$1 - \xi^4, \quad 1 - \xi^2.$$

Maßgebend für das Integral  $R$  ist dann  $2 M_1$  und  $4 M_3$ ; da das Verhältnis  $M_1/M_3 \approx 2$ , sind die Gesamtwiderstände ungefähr gleich, der spezifische Wider-

stand für die volle Form wesentlich günstiger. Ziehen wir das über den Spantvölligkeitsgrad Gesagte in Betracht, nehmen wir das quadratische Gesetz für den Tiefgang in diesem Bereich vorweg, so erleben wir den Übergang zum Gleitboot mit seinen verhältnismäßig vollen Wasserlinienformen. Sehr ungünstig ist die Form mit hohlen Wasserlinien für mäßig große Geschwindigkeiten, während sie für mittlere und kleine gute Eigenschaften aufweist. Ein einfaches Kriterium für das Auftreten von Buckeln und Höhlungen in der Widerstandskurve, wie es nach Baker<sup>1</sup> durch den prismatischen Koeffizienten empfohlen wird, läßt sich theoretisch nicht nachweisen, denn der Unterschied zwischen den beiden Formen gleicher Völligkeit 1 und 3 ist wesentlich größer als der zwischen demselben Gleichungstyp verschiedener Völligkeit.

Über den Einfluß des Eintrittswinkels läßt sich nur so viel sagen, daß bei geringen Geschwindigkeiten, wie sie die üblichen Handelsschiffe aufweisen, zweifellos ein geringer Wert anzustreben ist, also hohle Wasserlinien im Vorschiff. Sonst ist die Form 5 über weite Bereiche als Optimum anzusprechen (runde Wasserlinienform), und bei Froudeschen Zahlen  $\sim 0,28$  weisen die mäßig geraden Formen infolge der größeren angenommenen Völligkeit Vorzüge auf. Das Grundkurvenblatt gestattet noch besser als eine abgeschlossene Widerstandskurve in den oszillierenden Charakter des Wellenwiderstandes einzudringen.

### VIII. Verschärfte Schiffe.

Für die betrachteten Formen  $\kappa = 1$  ist der Charakter der CWL und der Displacementskurve identisch, da  $\delta = \alpha\beta$ ,  $\alpha = \delta/\beta$ . Wir hatten schon gesehen, daß man mit einfachen Hilfsmitteln  $\beta(\xi)$  als Funktion der Länge darstellen kann und hierdurch eine gute Annäherung an wirkliche Schiffsförmungen entsteht. Die Gleichung der Displacementskurve  $w$  lautet in diesem Falle

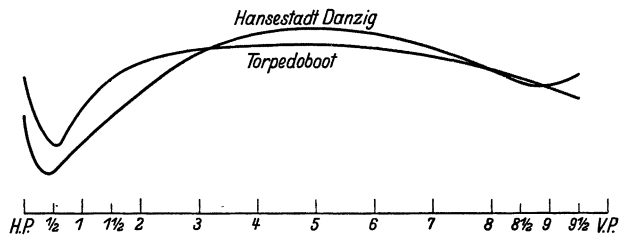


Abb. 4. Völligkeitsgrade der Spanten  $\beta(\xi)$  über die Schiffslänge für zwei ausgeführte Schiffe.

$$y = WL \varphi(\xi) [1 - c_1 v(\xi) \varphi_1(\xi)],$$

$$w = \int_0^1 y d\xi = WL \cdot \beta - WL v(\xi) c_1 \int_0^1 \varphi(\xi) \varphi_1(\xi) d\xi.$$

Die angegebene Operation schafft im Widerstandsintegral Glieder, welche seinen Betrag wesentlich verringern; mit anderen Worten: wir erhalten wesentlich ökonomischere Schiffsförmungen. Eine flüchtige Betrachtung der Displacementskala lehrt jedoch, daß durch die einfache Beziehung

$$\beta_{\infty} c_1' = c_1 \int_0^1 \varphi(\xi) \varphi_1(\xi) d\xi, \quad c_1' = \frac{c_1}{\beta_{\infty}} = \text{konst.}$$

$$w = WL \cdot \beta [1 - c_1' r(\xi)]$$

<sup>1</sup>  $\sqrt{\frac{\delta}{\beta}} L$  „Ship form resistance and screw propulsion“.

wieder eine Form  $\varkappa = 1$  entsteht. Einen äquivalenten Ausdruck  $J$  würden wir durch die Beziehung

$$J = \iint y' e^{-\beta z} \sin \gamma \xi d\xi d\zeta, \quad c_1 = \frac{c_1 \int_0^1 \varphi(\zeta) \varphi_1(\zeta) e^{-\beta z} d\zeta}{f(\beta)} = c_1 \mu(\beta)$$

darstellen können. Hieraus ersieht man, daß die Formen  $\varkappa = 1$  in bezug auf den Widerstand gegenüber üblichen Schiffsoberflächen nicht nachteilig zu sein brauchen, falls die entsprechende Wasserlinie gewählt ist<sup>1</sup> — natürlich eine Folgerung der Theorie, die nur mit ganz geringen Abweichungen der Strömung von der Horizontalen rechnet. Für den Ritzschen Ansatz hat die Annahme  $\varkappa = 1$  große Vorzüge. Um jedoch den Anschluß an praktisch ausgeführte Formen zu erhalten, gehen wir zur Untersuchung der verschärften Schiffe über (Gleichungen und Beispiele s. Anhang S. 32, 33).

Das Ergebnis der Untersuchungen bestätigt wieder die dominierende Bedeutung der Displacementskurve; der Einfluß der Spantform hat bei üblichen Annahmen die Größenordnung eines Korrekturwertes. Hieraus ergeben sich sehr weite Anwendungsmöglichkeiten für die Bestimmung von Displacementskurven (also auch Schiffen) geringsten Widerstandes.

### IX. Unsymmetrie.

Das Diagramm (Anhang S. 41) zeigt den Einfluß der Unsymmetrie, welche für die Oberflächengleichung

$$\eta = (1 - \xi^4)(1 - c_0 \xi^2)(1 - g_0 \xi^3)$$

durchgeführt ist. Auch diese Betrachtung lehrt, daß die größte Aufmerksamkeit auf die Schiffform bei mäßig schnellen Geschwindigkeiten zu legen ist, denn hier sind die Widerstandswerte infolge der Unsymmetrie absolut höher als bei ganz hohen Geschwindigkeiten. Prozentual macht für unser Beispiel bei 12 m/sec und  $L = 100$  m die Widerstandsvermehrung etwa 3% aus. Der Zusammenhang zwischen dem Verschiebungsfaktor  $g_0$  und der Auswanderung des Schwerpunktes der Verdrängung aus dem Hauptspant wird durch folgende Beziehung angegeben

$$\xi_0 = \frac{x_0}{L/2} = -g_0 \frac{4 \left( \frac{1}{21} - \frac{c_0}{45} \right)}{0,8 - \frac{4}{21} c_0} = -0,212 g_0.$$

Es ist zu beachten, daß der Faktor  $g_0$  quadratisch das Widerstandsintegral bestimmt. Hierdurch kann die Widerstandsvermehrung für größere  $g_0$  leicht bis zu 10% anwachsen, und es fragt sich, ob z. B. das übermäßige Verschieben von  $F$  vor das Hauptspant bei schärferen Frachtschiffen, wo große Formwiderstandsverluste dazu nicht nötigen, wie bei sehr dicken Formen, noch berechtigt erscheint; doch kann diese Frage an unserem vereinfachten Modell mit  $\varkappa = 1$  wegen der beim wirklichen Schiff auftretenden Interferenzerscheinungen nicht entschieden werden.

<sup>1</sup> Und  $c_1 \mu(\beta)$  geschickt durch eine Konstante ersetzt wird.

Die Auswertung für die unsymmetrische Form erfolgt ganz analog der für die symmetrische, nur lauten die Integrale

$$M'_{2n} = \int \xi^{2n} \cos \gamma \xi d\xi.$$

Tabellen der Grundfunktionen, Grundkurve und Rechnungsbeispiel sind im Anhang wiedergegeben, S. 36 und 41.

### X. Schiffe geringsten Widerstandes<sup>1</sup>.

Die theoretische Lösung legt die Frage nahe, ob mit unserer Methode die Form des geringsten wellenbildenden Widerstandes gefunden werden kann. Diese Aufgabenstellung erfordert zuerst eine Präzisierung. Mathematisch gesprochen liegt ein Variationsproblem vor, indem wir das Minimum unseres Widerstandsintegrals bei Erfüllung gewisser Nebenbedingungen zu finden haben. Der Ausdruck von  $R$ , welcher von der Froudeschen Zahl als der unteren Grenze des Integrals bestimmt wird, zeigt, daß selbstverständlich Minimalformen nur für jeweilig bestimmte Geschwindigkeiten möglich sind. Da auch die Länge  $L$  in die Froudesche Zahl eingeht, der Tiefgang in sehr verwickelter Form unter dem Integranden erscheint, die Breitenabhängigkeit als quadratisch bekannt ist, wollen wir unsere Aufgabe wesentlich eingeschränkt stellen: es ist für gegebene Geschwindigkeiten und Hauptabmessungen der zweckmäßigste Völligkeitsgrad und die günstigste Form zu bestimmen.

Die exakte Lösung der vorliegenden Variationsaufgabe stößt auf unüberwindliche Schwierigkeiten, d. h. unlösbare Differentialgleichungen; wir greifen deshalb zu der Ritzschen Methode, welche das Variationsproblem durch die Annahme von Funktionen, die den Randbedingungen genügen, und einer Anzahl Parameter löst.

In unserm Falle erscheint dieser Ansatz besonders angebracht, da die gesuchten Funktionen der Oberfläche selbst Endzweck sind, nicht etwa wie in der Elastizitätslehre deren zwei Differentialquotienten (z. B. Spannungen), wobei die Genauigkeit leicht verloren gehen kann (s. Courant, Delfter Bericht 1924).

Auch das Ritzsche Verfahren wird uns Ergebnisse nur unter bestimmten Annahmen liefern, weil die Lösung bei der außerordentlichen Kompliziertheit der Schiffsoberfläche in hohem Maße von der Auswahl der Funktionen abhängt. Bevor wir den allgemeinen Ansatz aufstellen, wollen wir folgende Frage an einigen Beispielen besprechen:

1. Für bestimmtes  $\delta$  günstigste Schiffsform finden.
2. Für bestimmte Form (Gleichung der Oberfläche) günstigstes  $\delta$  bestimmen.

Die erste Aufgabe läßt sich für die einfachsten bekannten Fälle direkt durch Vergleich der Widerstandskurven erledigen. Wir könnten auch die Ritzschen Funktionen aus unsern bekannten Wasserlinienformeln wählen und wie folgt ansetzen:

$$\eta = a_1 \eta_1 + a_2 \eta_2 + \dots,$$

doch wird das Ergebnis trivial sein.

<sup>1</sup> Anhang S. 434—436.

Im Anhang (s. S. 46) sind für folgende Fälle die Ansätze teils durchgeführt, teils angedeutet:

a) Für unsere Grundformen werden durch Variation des Parameters  $c_0$  die günstigsten Völligkeitsgrade für einige Geschwindigkeiten gefunden. Am Beispiel

$$(1 - \xi^4)(1 - c_0 \xi^2)$$

erkennen wir von neuem, daß bei extremen Geschwindigkeiten der Völligkeitsgrad nicht zu klein ist, bei einer Froudeschen Zahl von  $\varphi = 0,45$  sein Maximum erreicht und bei  $\varphi = 0,3$  kleinere Werte annimmt (s. Abb. 5).

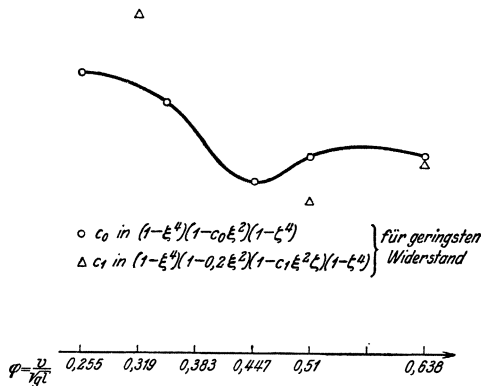


Abb. 5.

b) Mehr Interesse hat die Frage nach der günstigsten Zuschärfung  $c_1$ , deren Ergebnisse (s. Abb. 5) den unter a) erwähnten analog sind. Rechnerisch schwieriger ist die Aufgabe,

c) bei gegebenem  $\delta$  die Verteilung der Spantflächen über die Schiffslänge zu untersuchen. Die Lösung wird im Anhang durch Variation nach den Parametern  $c, c_1$  angedeutet, ebenso ließe sich

d) für bestimmte Hauptspantformen günstigste Form und Völligkeit des Schiffes durch Variation  $c, c_1$  erreichen.

e) Die Frage nach dem geringsten spezifischen Widerstand ist auch in der Anlage skizziert.

Wir müssen uns vor Augen halten, daß wir auf diesem Wege immer nur relative Minima, die durch die Annahmen bedingt sind, erhalten. Günstige Formen, wie z. B. Wulststeven, erfordern Glieder besonderen Typus, die man schon kennen muß, um sie in den Ansatz bringen zu können. Unter dieser Voraussetzung sind wir prinzipiell in der Lage, innerhalb des Geltungsbereichs der Michellschen Theorie die allgemeine Lösung für das Schiff geringsten Widerstandes anzugeben und das Problem damit auf ein rein numerisches zu reduzieren. Wir greifen wieder auf die Beziehung für die Schiffsoberfläche  $\kappa = 1$  zurück.

$$\eta = (1 - \sum c_i \xi^i) \varphi(\xi).$$

Wegen der Form der Abhängigkeit des Integrals  $R$  von  $\beta_\infty$  muß immer eine Nebenbedingung eingeführt werden, die ein vernünftiges Displacement sicherstellt, da z. B. für

$$\beta_\infty \rightarrow 0 \quad R \rightarrow 0,$$

womit das Problem seinen Sinn verliert. Wir legen daher

$$\delta = \iint \eta d\xi d\zeta \quad \text{oder} \quad \beta_\infty = \int_0^1 \varphi(\zeta) d\zeta$$

fest.

Das Minimum von  $R$  wird ebenso wie in den Spezialfällen durch

$$\delta R = 0, \quad \frac{\partial R}{\partial c_1} = \frac{\partial R}{\partial c_2} = \dots = 0$$

gegeben.

Deuten wir  $y = w$  als Deplacementskurve, wobei

$$a_i = c_i \int_0^1 \varphi(\zeta) d\zeta \quad \text{für} \quad \kappa = 1,$$

so ergeben uns die Bedingungen

$$\frac{\partial R}{\partial a_1} = \frac{\partial R}{\partial a_2} = \dots = 0$$

gleich die günstigsten Deplacementskurven für bestimmte Geschwindigkeiten, welche auch für wirkliche Schiffsformen  $\kappa \neq 1$  von einiger Bedeutung sein können.

Für diesen allgemeinen Fall ist die Behandlung insofern umständlicher

$$\eta = 1 - \sum c_i \xi^i \varphi_i(\zeta),$$

als das Resultat in hohem Maße von der Wahl der  $\varphi_i(\zeta)$  abhängt, wodurch eine große Anzahl von Ausgangsfunktionen bedingt sein kann. Haben wir diese  $\varphi_i(\zeta)$  etwa aus unsern induktiv gefundenen Oberflächengleichungen bestimmt, so löst auch hier wieder der Ansatz das Problem:

$$\frac{\partial R}{\partial c_1} = \frac{\partial R}{\partial c_2} = \dots = 0.$$

Zusammenfassend kann erwartet werden, daß wir in der Ritzschen Methode, angewandt auf die Michellsche Theorie, ein mächtiges Hilfsmittel zur Erzielung guter Schiffsformen insbesondere zur Aufstellung prinzipieller Richtlinien für Schleppversuche haben, wenn auch wegen der einschneidenden vereinfachenden Annahmen von einer endgültigen Lösung nicht die Rede sein kann.

## XI. Wulststeven.

Schon die Taylorschen Standardversuche waren mit stark gerundetem Vorsteven durchgeführt. Die guten Modellergebnisse der „Bremen“ und der „Europa“ haben diese Wulstformen wieder in den Vordergrund des Interesses gebracht. Es sei daher versucht, im folgenden prinzipiell ihre Wirkung zu erklären. Auf eine senkrechte Tangente muß, um unsere Theorie anzuwenden, verzichtet werden. Dagegen lassen sich mit Parabeln sehr hoher z. B. 100. Ordnung die prinzipiellen Effekte gut verfolgen, wobei aus Gründen der Exaktheit die Schiffsbreite als sehr klein angenommen werden soll, um selbst für den Wulst den Eintrittswinkel nicht zu groß werden zu lassen.

Die Skizze (Abb. 6) veranschaulicht den Verlauf der Wasserlinien an den Schiffsenden für die Formel

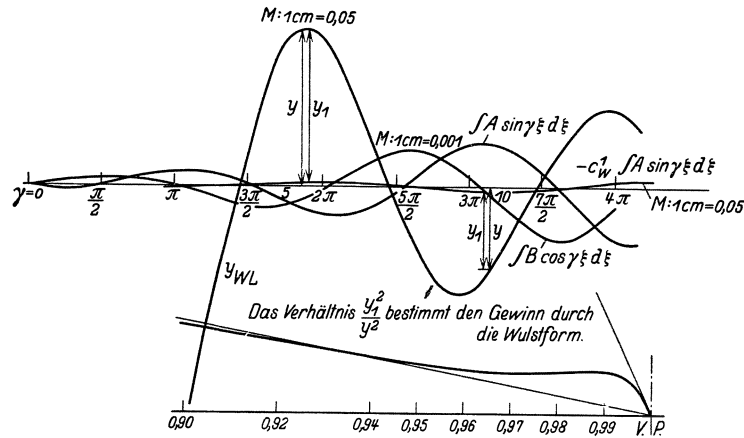
$$y = (1 - \xi^2)[1 + 5(\xi^{100} + \xi^{101})].$$

Wollen wir nur am Bug eine Wulstform erzielen, so addieren wir eine ungerade Potenz des nächsthöheren Grades, welche die Heckanschwellung praktisch be-



seitigt. Die Lösung der Aufgabe beruht im wesentlichen auf Auswertung der Integrale  $J I$ , welche wegen der starken Veränderlichkeit des Integranden in den Endbereichen einige numerische Schwierigkeiten macht, sonst aber genau den früher besprochenen Rechnungen für Wasserlinien gleicht.

Wir sehen für gewisse Bereiche die Anschwellungen derart interferieren, daß die Widerstände wesentlich herabgesetzt werden, während sie für andere Bereiche wachsen können. Ein Gewinn von 5—10 % wäre nach den Rechnungsergebnissen



Skizze der Funktionen  $\int_{-1}^{+1} A \sin \gamma \xi d\xi$  und  $\int_{-1}^{+1} B \cos \gamma \xi d\xi$  und des Integrals  $J_{WL}$  für  $CWL = (1 - \xi^2) [1 + c'_w (\xi^{100} + \xi^{101})]$   $c'_w = 5$ .  
Abb. 6.

zu erzielen, doch ist absichtlich von einer exakten numerischen Behandlung abgesehen worden, weil die andern Untersuchungen vermuten lassen, daß der Interferenzeffekt in natura nicht so ausgeprägt zur Geltung kommt.

## XII. Hauptabmessungen.

### a) Breite.

Der Einfluß der Breite wurde in Anlehnung an die Wigleyschen Versuche besprochen. Die Schlepkkurven von Kent, welche die Abhängigkeit des Widerstandes von der Breite zeigen (TINA 1919), gestatten leider keine exakten Schlüsse, weil der Reibungswiderstand mit einbezogen ist. Für große Breiten und Geschwindigkeiten kann man bei einigem guten Willen eine quadratische Abhängigkeit herauskonstruieren. Auch die Diagramme von Taylor ermöglichen bei unveränderlichen sonstigen Abmessungen und Völligkeitsgraden die experimentell gefundene Abhängigkeit des Widerstands von der Breite mit Hilfe des Displacementsfaktors festzustellen. Wir erhalten hier statt der quadratischen Beziehungen recht allgemein eine Potenz von 1,6. Innerhalb der üblichen Verhältnisse von  $L$  zu  $B$  ist die Abweichung von der Theorie nicht übermäßig hoch, z. B. beim Übergang von 9 auf 10 beträgt er etwa 5%. Unsere Widerstandskurven sind deswegen, um einen besseren Vergleich zu ermöglichen, für verschiedene  $L$  zu  $B$  aufgetragen, wobei bei den geringeren Werten die Übereinstimmung besser ist.

Da aber in den Taylorschen Kurven der Displacementsfaktor zusammen mit  $\delta/\beta$  nicht eindeutig die Schiffsform bestimmt, so entstehen Schwierigkeiten; hier kann eine endgültige Kritik der Theorie nur durch speziell angestellte exakte Modellversuche erreicht werden.

### b) Tiefgang.

In unsern aus Parabeln bestehenden Schiffsformen erscheint der Tiefgang vor dem Widerstandsintegral im Quadrat. Da jedoch unterhalb des Integralzeichens eine vom Tiefgang abhängige Funktion steht, ist das Gesetz der Widerstandsbeeinflussung von der Froudeschen Zahl abhängig. Die Diagramme von Havelock und unser Beispiel zeigen mit genügender Deutlichkeit, wie für extreme Formen die Annäherung an das quadratische Gesetz gilt, für mittlere eine Proportionalität der 1. Potenz festgestellt werden kann, während für ganz geringe Geschwindigkeiten der Tiefgang eine untergeordnete Rolle spielt — ein Ergebnis, welches durch systematische Schlepversuche mit Handelsschiffmodellen häufig bestätigt worden ist. Die Maxima und Minima in der Widerstandskurve behalten unabhängig vom Tiefgang dieselbe Lage bei<sup>1</sup>.

Einfluß des Tiefganges.

Beispiel für  $L = 100$  m

$$R_2 : R_4 : R_8 = T_2^2 : \varepsilon_4 T_4^2 : \varepsilon_8 T_8^2.$$

$\mathfrak{R}$	$T$	$\int \sum^2 f^2(\beta) f(\lambda) d\gamma$			$\varepsilon$			$\varepsilon_4 : \varepsilon_8$	
		2 m	4 m	8 m	2 m	4 m $\varepsilon_4$	8 m $\varepsilon_8$		
20 m/sec . . .		0,1406	0,1223	0,0784	1	0,87	0,557	1	0,642
11 m/sec . . .		0,0337	0,0254	0,0141	1	0,715	0,43	1	0,57

### c) Länge.

Der dominierende Einfluß der Länge, der alte Grundsatz, daß Länge läuft, erhellt aus den beigegeführten Diagrammen zur Genüge. Nur bei ganz großen Froudeschen Zahlen, welche im Gebiet der Gleitwirkung liegen, könnte eine Verringerung der Länge Widerstandsverbesserung erbringen, weil man über den ersten Buckel der Widerstandskurve hinauskommt; für die  $\varphi$  in diesem Bereich hat die Theorie jedoch keinen praktischen Wert mehr. Auch im Bereich der zweiten, allgemein in Zonen positiver Interferenzwellen, für  $\varphi = 0,3—0,35$  kann eine Längenvergrößerung erfolglos bleiben.

Die wichtige Frage der wellenbildenden Länge ist schon von Havelock im Jahre 1925 dahin entschieden worden, daß sie von der Geschwindigkeit abhängig ist, jedoch nicht in so hohem Maße, wie einige Autoren es annehmen. Die Unhaltbarkeit der Bakerschen Formel für Bestimmung der Höcker in der Widerstandskurve ergab sich schon aus der Diskussion der Grundkurven.

<sup>1</sup> Die wichtige Frage des Ballasttiefganges läßt sich generell ohne Schwierigkeiten lösen. Es ist vielleicht angebracht, an dieser Stelle wieder auf den großen Vorzug der angenäherten Integration hinzuweisen. Dem Verfasser war die Havelocksche Arbeit, welche sich speziell mit dem Tiefgangseinfluß befaßt, nicht bekannt, als er das wiedergegebene Beispiel durchrechnete — solche Betrachtungen ergeben sich bei der numerischen Auswertung „ganz von selbst“.

### XIII. Widerstandskurven<sup>1</sup>.

Zuerst sei ein Vergleich unserer vereinfachten Schiffsformen mit den Taylorschen Diagrammen besprochen. Im Bereich der ersten Welle ist die Übereinstimmung als gut zu bezeichnen, dagegen erscheint der zweite Höcker wesentlich übertrieben, ebenso der ganze untere Verlauf der Kurve, welcher gerade von praktischem Interesse ist. Wir gehen deswegen zur Diskussion der Ergebnisse mit unsern zugeschrärfen Schiffen über; schon der Verlauf der Grundkurve (s. Anhang S. 40) bestätigt, daß, wie vorher im Bereich extremer Geschwindigkeiten, keine Abweichung gegenüber  $\kappa = 1$  eintritt, wir also nach wie vor gute Übereinstimmung zwischen Theorie und Versuch haben. Die interessanteren Gebiete von Froudeschen Zahlen  $\varphi = 0,2 - 0,35$  zeigen folgendes:

für  $\varphi = 0,2 - 0,3$  ist die Übereinstimmung zwischen Theorie und Versuch gut, der zweite Höcker wird kleiner, wie schon vermutet war, dagegen weist das Gebiet der Höhlung einen großen Abfall gegenüber dem Versuch auf. Zur Erklärung dieser sehr wichtigen Tatsache sind folgende Betrachtungen zu machen:

a) die Wigleyschen Versuche bestätigen, daß die Natur die günstigen Interferenzgebiete nicht mitmacht (s. S. 6), deswegen müßte das Loch in der Widerstandskurve verschwinden;

b) darüber hinaus macht die Untersuchung eines noch stärker verschärften Schiffes nach der Gleichung

$$(1 - \xi^4)(1 - 0,2 \xi^2)(1 - \xi^2 \zeta) \varphi(\zeta)$$

es wahrscheinlich, daß das Fehlen der positiven Interferenzwirkungen sich ganz allgemein auf den Kurvenverlauf auswirkt, d. h. die günstigen Ergebnisse der Zuschärfungsfunktionen nicht voll eintreten;

c) die Taylorschen Formen sind wegen ihrer hohlen Struktur günstig für Froudesche Zahlen bis  $\varphi = 0,27$ , darüber hinaus jedoch ungünstiger als unser Modell nach der Gleichung

$$(1 - \xi^4)(1 - c_0 \xi^2) \varphi(\zeta)(1 - c_1 \xi^2 \zeta),$$

diese Vermutung wurde schon durch den Vergleich mit anderen experimentellen Daten nahegelegt, und bestätigt sich durch Untersuchung des neuen verschärften Schiffes

$$(1 - \xi^4)(1 - 0,857 \xi^2)(1 - 0,5 \xi^2 \zeta) \varphi(\zeta),$$

d) um eine bessere Übereinstimmung zu erzielen, wäre vielleicht die Berücksichtigung der Unsymmetrie berechtigt; gerade in den fraglichen Gebieten ist sie ja von besonderer Bedeutung.

e) Die von Wigley konstatierte Voreilung der Buckel in der Michell-Kurve bestätigt sich auch hier.

Man könnte versuchen, schon in den Verlauf der Grundkurve eine Korrektur für die Abweichungen durch Interferenzwirkungen hineinzubringen, doch ist solch eine Verbesserung nur auf Grund ausgezeichneten Versuchsmaterials zulässig.

Zwei weitere Beobachtungen, welche Theorie und Praxis in guten Einklang zeigen, seien kurz erwähnt.

<sup>1</sup> Anhang S. 433, 434.

a) *U*-Spant kontra *V*-Spant. Extreme *U*-Spantenschiffe haben, ohne Propeller geschleppt, einen höheren Widerstand als gute *V*-Spantenschiffe (hier liegt kein Widerspruch gegenüber unsern Ergebnissen S. 14 vor, weil hier der Unterschied im Koeffizienten  $\kappa = 1$  oder mit andern Worten der Displacementsskala den Einfluß der reinen Spantenformen weit überwiegt — eine Bestätigung für die Wichtigkeit der Zuschärfung). Es ist vielleicht angebracht, im Anschluß an dieses Beispiel zu erwähnen, wie der Propeller im Endergebnis den Propulsionswirkungsgrad entscheidend bestimmt, so daß die günstigere Schiffsform (ohne Schraube) gegenüber der ungünstigeren in Nachteil gerät<sup>1</sup>.

b) Als im Einklang mit der Theorie stehend kann die Schwerpunktsregel angesehen werden:

1. für völlige Schiffe *V* wesentlich vor Hauptspant,
2. mittelscharfe Schiffe *V* im Hauptspant,
3. scharfe schnelle Schiffe *V* hinter Hauptspant;

denn für 1. tritt durch Unsymmetrie bedingte Wellenbildung gegenüber Formwiderstand und gutem Zustrom zum Propeller zurück; für 2. ist Unsymmetrie tunlichst zu vermeiden, wegen des Widerstandsmaximums; für 3. wird die zusätzliche Wellenbildung durch Schwerpunktverschiebung wieder irrelevant.

Dieser Plausibilitätsbetrachtung ist natürlich nicht die Bedeutung eines Beweises beizulegen.

Zusammenfassend kann gesagt werden, daß die Ergebnisse der Theorie und des Versuches ganz gut übereinstimmen, doch erfordern die Unstimmigkeiten in der Breitenabhängigkeit und in der Interferenz genaues neues Versuchsmaterial.

#### XIV. Zusammenfassung.

1. Die Michellsche Theorie und ihre Anwendungen durch Havelock und Wigley werden besprochen.

2. Anläßlich der Widerstandsuntersuchungen ergibt sich das Resultat, daß Unterwasserschiffe exakt durch Gleichungen wiedergegeben werden können (in der Arbeit nur für rechteckige Längskonturen angedeutet).

3. Die Auswertung des Michellschen Integrals geschieht am besten mit Hilfe von Zwischenfunktionen des Typs

$$M = \int_0^1 f(\xi) \sin \gamma \xi d\xi,$$

$$M' = \int_0^1 f(\xi) \cos \gamma \xi d\xi,$$

welche Michell-Funktionen genannt sind, und durch Einführung von Restgliedern.

4. Die Theorie erklärt richtig in Vorzeichen und Größenordnung verschiedene Phänomene, wie Einfluß von Form und Völligkeit der CWL, des Hauptspants, der Displacementsskala, der Hauptabmessungen, der Wulststegen und Wulstquerschnitte; sie gibt Hinweise auf den Einfluß der Unsymmetrie und gestattet

<sup>1</sup> Diese wichtige Frage ist ein Schulbeispiel für die Unzulänglichkeit vieler systematischer Modellversuche; siehe auch Kempf: Werft Reederei Hafen 1929.

der Frage des Schiffes geringsten Widerstandes rechnerisch näherzutreten, generell ergibt sich die Möglichkeit, die Unterwasserschiffsformen aus einem Variationsprinzip abzuleiten und damit die Fragen der günstigsten Schiffslinien unter den allgemeinsten mechanischen Gesichtspunkten zu behandeln. Die Widerstandskurven zeigen, soweit Versuchsmaterial zugänglich ist, quantitativ gute Übereinstimmung durch Einführung der verschärften Schiffsformen; ausgenommen sind die positiven Interferenzgebiete. Die Untersuchung von Formen mit  $\kappa = 1$  ist unzweckmäßig.

5. Ein endgültiges Urteil über den Genauigkeitsgrad der Theorie läßt sich erst durch exakte Modellversuche mit mathematisch bestimmten Schiffen fällen, doch wird schon jetzt die Hoffnung ausgesprochen, daß für etwaige systematische Modellversuche nur analytisch definierte Modelle angewandt werden.

Zum Schluß verbleibt dem Verfasser die angenehme Pflicht, Herrn Professor Dr.-Ing. Erbach und der Gesellschaft von Freunden der Danziger Hochschule, ohne deren freundliche Unterstützung die Arbeit nicht hätte durchgeführt werden können, seinen aufrichtigsten und herzlichsten Dank auszusprechen; desgleichen dankt er Herrn Dipl.-Ing. Oebius, welcher ihm bei den umfangreichen numerischen und graphischen Auswertungen tatkräftig geholfen hat.

### Literatur.

- Michell: Phil. Mag. London 1898.  
 Baker: Ship form resistance and screw propulsion.  
 Courant: Methoden d. Math. Physik I.  
 Föttinger: SBTG 1924.  
 Havelock: Proceedings of the Royal Society London (1908, 09, 10, 13/14) 17, 19, 1923, 1925.  
 Hogner: Delfter Berichte 1924. Arkiv för Matematik, Astronomi ok Fysik 1924/25; 1928.  
 F. Horn: Theorie des Schiffes, Auerbach u. Hort: Handbuch d. Mechanik V.  
 A. v. Keil: Schiffbau 1928.  
 Kent: TINA 1915; 1919.  
 Lamb: Hydrodynamics.  
 H. Lorenz: Beitrag zur Theorie des Schiffswiderstandes. V. d. I. 1907.  
 Pophanken: Über die Natur der Schiffslinien. Diss. T. H. Danzig 1922.  
 H. v. Sanden: Praktische Analysis.  
 Schlömilch: Analysis.  
 Taylor: Speed and power of ships.  
 Wigley: TINA 1926, 1927.

## Anhang.

Das Geschwindigkeitspotential wird nach Michell wie folgt angesetzt:

$$\Omega = -vx + \Phi. \quad (1)$$

Aus dieser Form und der Bedingung der kleinen Neigungswinkel folgt, daß  $\Phi$  klein ist und wir die Quadrate der Ableitungen dieser Funktion im Verhältnis zu den ersten Potenzen vernachlässigen können oder, mit andern Worten die Quadrate der durch das Schiff hervorgerufenen Geschwindigkeiten gegenüber den ersten Potenzen als unwesentlich zu betrachten haben. Die kinematische Randbedingung für die Oberfläche ergibt, wenn wir die Erhebungen und Absenkungen mit  $\zeta_0$  bezeichnen, folgende Beziehung

$$\frac{\partial \Phi}{\partial z} = -v \cdot \frac{\partial \zeta_0}{\partial x}, \quad (2)$$

hier ist das Produkt  $\frac{\partial \zeta_0}{\partial x} \cdot \frac{\partial \Phi}{\partial z}$  ebenso eine Größe zweiter Ordnung und ist weggefallen. Die Bernoullische Gleichung ergibt nach Fortfall der quadratischen Zusatzglieder die einfache Beziehung für die Oberflächen

$$\begin{aligned} \frac{p}{\rho} + \frac{q^2}{2} - g\zeta_0 &= \frac{p_0}{\rho} + \frac{v^2}{2} = \text{const}, \\ q^2 &= v^2 - 2v \frac{\partial \Phi}{\partial x}, \\ v \frac{\partial \Phi}{\partial x} + g\zeta_0 &= 0 \end{aligned} \quad (3)$$

oder mit (2)

$$\left. \frac{\partial \Phi}{\partial z} \right|_{z=\zeta_0} = -\frac{v^2}{g} \left. \frac{\partial^2 \Phi}{\partial x^2} \right|_{z=\zeta_0} \quad (4)$$

Die Symmetriebedingung des Schiffes ergibt  $\left. \frac{\partial \Phi}{\partial y} \right|_{y=0} = 0$  in allen Bereichen außerhalb des Schiffes; im Gebiet des Schiffsrumpfes lautet die Bedingung

$$\left. \frac{\partial \Phi}{\partial y} \right|_{y=\eta} = -v \frac{\partial \eta}{\partial x} = -vf'(x, y), \quad (5)$$

und für den Schiffsboden

$$\begin{aligned} z &= h, \\ \frac{\partial \Phi}{\partial z} &= 0. \end{aligned}$$

Michell schlägt vor, die Randbedingung

$$\left. \frac{\partial \Phi}{\partial y} \right|_{y=\eta}$$

nicht für die Schiffsoberfläche sondern für die Mittschiffsebene zu erfüllen, ein Verfahren, welches ein Analogon in der Wellentheorie öfters findet, also

$$\left| \frac{\partial \Phi}{\partial y} \right|_{y=\eta} = \left| \frac{\partial \Phi}{\partial y} \right|_{y=0}.$$

Die Lösung des Problems, welches durch ein System orthogonaler Funktionen gegeben ist, beruht im wesentlichen in der Zerlegung der Randbedingung

$$f'(x, z)$$

in Fouriersche Reihen; wegen der Unzugänglichkeit des Originals sind die Gedankengänge Michells hier kurz wiedergegeben.

Die Lösung  $\Phi$  erfolgt in der Form

$$a \cos n(z - h) \cos(mx + \alpha) \cos(py + \beta)$$

aus der Bedingung

$$\Delta \Phi = 0$$

wird

$$m^2 + n^2 + p^2 = 0$$

und mit (4)

$$n \cdot \operatorname{tg} n h = - \frac{v^2 m^2}{g}$$

für unendlich viele reelle Wurzeln und

$$n' \operatorname{tg} n' h = \frac{v^2 m^2}{g}$$

als einzige imaginäre Wurzel.

Man setzt

$$f'(x, z) = \sum_r \sum_n \left\{ A_{rn} \cos \frac{\pi r x}{l} + B_{rn} \sin \frac{\pi r x}{l} \right\} \cos n(z - h)$$

$r$  pos. ganze Zahl.

Das übliche Verfahren für Bestimmung der Fourierkoeffizienten ergibt

$$A_{rn} = \frac{4n}{l} \cdot \frac{1}{2nh + \sin 2nh} \int_0^{n+l} \int_{-l}^0 f'(x, z) \cos \frac{\pi r x}{l} \cos n(z - h) dx dz,$$

$$A_{rn'} = \frac{4n'}{l} \cdot \frac{1}{2n'h + \sin 2n'h} \int_0^{n+l} \int_{-l}^0 f'(x, z) \cos \frac{\pi r x}{l} \cos n(z - h) dx dz,$$

hieraus

$$f'(x, z) = \sum_r \sum_n \frac{4n \cos n(z - h)}{l(2nh + \sin 2nh)} \int_{-l}^{+l} \int_0^h f(\xi, \zeta) \cos \frac{\pi r}{l} (\xi - x) \cos n(\zeta - z) d\zeta d\xi$$

$$+ \sum_r \frac{4n'}{l} \frac{\cos n(z - h)}{2n'h + \sin 2n'h} \int_{-l}^{+l} \int_0^h f(\xi, \zeta) \cos \frac{\pi r}{l} (\xi - x) \cos n(\zeta - z) d\zeta d\xi,$$

indem wir statt  $x, z$   $\xi, \zeta$  setzen und durch

$$\cos(\xi - x)$$

alle Terme erfassen. Der einzigen imaginären Lösung entspricht nur die einfache  $\sum_r$ . Durch Grenzübergang  $l \rightarrow \infty$  und für  $\infty$  tiefes Wasser erhalten wir die endgültige Entwicklung für  $f'(x, z)$ .

Es ist besonders zu beachten, daß die Aufgabe bis zum gewissen Grade unbestimmt ist, weil man ein beliebiges System von freien Wellen einer partiku-

lären Lösung überlagern kann, welches den Randbedingungen genügt. Michell hat einen Faktor eingeführt, welcher die divergierenden Wellen „nachschieben“ läßt, womit der Bedingung, daß das Schiff im ruhenden Wasser vorwärtsschreitet, Genüge getan ist.

$$\sin \left\{ m(x - \xi) + m \sqrt{\frac{m^2 v^4}{g^2} - 1} \cdot y \right\}.$$

Wir wollen uns im weiteren Verlauf nur mit dem Widerstande beschäftigen, welcher infolge der günstigen mathematischen Eigenschaften der Potentialfunktion als ein einfaches Problem anzusprechen ist.

$$\begin{aligned} f(x, z) &= \frac{2}{\pi^2} \int_0^\infty \int_0^\infty \int_{-\infty}^\infty \int_{-\infty}^\infty f(\xi, \zeta) \cos(nz - \varepsilon) \cos(n\zeta - \varepsilon) \cos m(\xi - x) d\xi d\zeta dm dn \\ &+ \frac{2v^2}{\pi g} \int_0^\infty \int_0^\infty \int_{-\infty}^\infty f(\xi, \zeta) m^2 e^{-km^2(z+\zeta)} \cos m(\xi - x) d\xi d\zeta dn; \end{aligned}$$

hierdurch erhält man erst brauchbare Formen für das Geschwindigkeitspotential

$$\begin{aligned} \Phi &= \frac{2v}{\pi^2} \int_0^\infty \int_0^\infty \int_{-\infty}^\infty \int_{-\infty}^\infty f(\xi, \zeta) \frac{\cos(nz - \varepsilon) \cos(n\zeta - \varepsilon)}{\sqrt{m^2 + n^2}} \cos m(\xi - x) e^{-\sqrt{m^2 + n^2} y} d\xi d\zeta dm dn \\ &+ \frac{2v^3}{\pi g} \int_0^\infty \int_0^\infty \int_{-\infty}^\infty f(\xi, \zeta) \frac{m e^{-m^2 k(z+\zeta)}}{\sqrt{m^2 k^2 - 1}} \sin \left\{ m(x - \xi) + m \sqrt{m^2 k^2 - 1} y \right\} d\xi d\zeta dn \\ &+ \frac{2v^3}{\pi g} \int_0^\infty \int_0^\infty \int_{-\infty}^\infty f(\xi, \zeta) \frac{m e^{-m^2 k(z+\zeta)}}{\sqrt{1 - m^2 k^2}} \cos m(\xi - x) \cdot e^{-m \sqrt{1 - m^2 k^2} y} d\xi d\zeta dn. \end{aligned}$$

Schreiben wir den Widerstand als Resultierende der durch die Wellenbildung erzeugten Druckkomponenten in Richtung der Mittschiffsebene hin

$$R = -2 \iint \delta p \frac{\partial \eta}{\partial x} dx dz, \quad (1)$$

$$\delta p = \rho v \frac{\partial \Phi}{\partial x} \quad (\text{Druckzunahme infolge der Wellenbildung}),$$

$$\begin{aligned} R &= 2 \rho v \iint \left| \frac{\partial \Phi}{\partial x} \right|_{y=0} \frac{\partial \eta}{\partial x} dx dz \\ &= \frac{4 \rho v^4}{\pi g} \int_0^\infty \int_0^\infty \int_{-\infty}^\infty \int_{-\infty}^\infty f(x, z) f(\xi, \zeta) \frac{m^2 e^{-m^2 k(z+\zeta)}}{\sqrt{m^2 k^2 - 1}} \cos m(x - \xi) dx dz d\xi d\zeta dm, \end{aligned}$$

da in den anderen Quadraturen ungerade Funktionen unter den Integralzeichen stehen, also = 0 werden.

Die Formel für  $R$  lautet nach Zerlegung von  $\cos m(x - \xi)$

$$R = \frac{4 \rho v^4}{\pi g} \int_0^\infty (I^2 + J^2) \frac{m^2 dm}{\sqrt{m^2 k^2 - 1}} = \frac{4 \rho g^2}{\pi v^2} \int_1^\infty (I^2 + J^2) \frac{\lambda^2 d\lambda}{\sqrt{\lambda^2 - 1}}.$$



## Auswertung der Quadraturen.

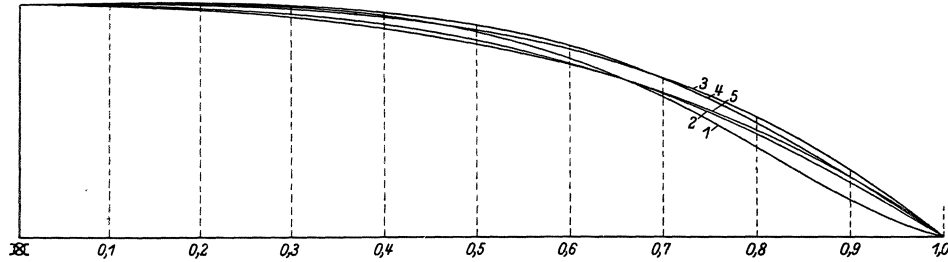
$$\begin{aligned} \int_{-1}^{+1} \xi^{2k+1} \sin \gamma \xi d\xi &= M_{2k+1}, \\ \int_{-1}^{+1} \xi^{2k} \cos \gamma \xi d\xi &= M'_{2k}, \\ \int_0^1 e^{-\beta \zeta} \zeta^n d\zeta, \\ \int_{-1}^{+1} \xi^{2k} \sin \gamma \xi d\xi &= 0, \\ \int_{-1}^{+1} \xi^{2k+1} \cos \gamma \xi d\xi &= 0, \end{aligned}$$

da der Integrand eine ungerade Funktion ist.

## Reduktionsformeln:

$$\begin{aligned} \int u^m \sin \gamma u du &= -\frac{u^m \cos \gamma u}{\gamma} + \frac{m u^{m-1} \sin \gamma u}{\gamma^2} - \frac{m(m-1)}{\gamma^2} \int u^{m-2} \sin \gamma u du, \\ \int u^m \cos \gamma u du &= \frac{u^m \sin \gamma u}{\gamma} + \frac{m u^{m-1} \cos \gamma u}{\gamma^2} - \frac{m(m-1)}{\gamma^2} \int u^{m-2} \cos \gamma u du, \\ 2 M_1 &= \int_{-1}^{+1} \xi \sin \gamma \xi d\xi = -\frac{2 \cos \gamma}{\gamma} + \frac{2 \sin \gamma}{\gamma^2}, \\ 2 M_3 &= \int_{-1}^{+1} \xi^3 \sin \gamma \xi d\xi = -\frac{2 \cos \gamma}{\gamma} \left(1 - \frac{6}{\gamma^2}\right) + \frac{2 \sin \gamma}{\gamma^2} 3 \left(1 - \frac{2}{\gamma^2}\right) \text{ usw.}, \\ 2 M'_0 &= \int_{-1}^{+1} \cos \gamma \xi d\xi = \frac{2 \sin \gamma}{\gamma}, \\ 2 M'_2 &= \int_{-1}^{+1} \xi^2 \cos \gamma \xi d\xi = \frac{2 \sin \gamma}{\gamma} \left(1 - \frac{2}{\gamma^2}\right) + \frac{2 \cos \gamma}{\gamma^2} \cdot 2 \text{ usw. (s. Tabelle)} \\ \int x^m e^{-\gamma x} dx &= \left[ -\frac{x^m}{\gamma} - \frac{m x^{m-1}}{\gamma^2} - \frac{m(m-1) x^{m-2}}{\gamma^3} - \dots - \frac{m!}{\gamma^{m+1}} \right] e^{-\gamma x} + \text{const.} \\ \int_0^1 e^{-\beta \zeta} d\zeta &= -\left. \frac{e^{-\beta \zeta}}{\beta} \right|_0^1 = -\frac{e^{-\beta} - 1}{\beta}, \\ \int_0^1 e^{-\beta \zeta} \zeta d\zeta &= \left( -\frac{1}{\beta} - \frac{1}{\beta^2} \right) e^{-\beta} + \frac{1}{\beta^2}, \\ \int_0^1 e^{-\beta \zeta} \zeta^2 d\zeta &= \left( -\frac{1}{\beta} - \frac{2}{\beta^2} - \frac{2}{\beta^3} \right) e^{-\beta} + \frac{2}{\beta^3}, \\ \int_0^1 e^{-\beta \zeta} \zeta^3 d\zeta &= \left( -\frac{1}{\beta} - \frac{3}{\beta^2} - \frac{6}{\beta^3} - \frac{6}{\beta^4} \right) e^{-\beta} + \frac{6}{\beta^4} \\ &\text{ usw.} \end{aligned}$$

Zusammenstellung der untersuchten *WL*- und Schiffssformen.  
Symmetrisch:



$WL 1: (1 - \xi^4)(1 - 0,857 \xi^4),$        $WL 2: (1 - \xi^4)(1 - 0,4 \xi^2),$        $WL 3: (1 - \xi^4)(1 - 0,2 \xi^2),$   
 $WL 4: (1 - \xi^4)(1 - 0,4285 \xi^4),$        $WL 5: (1 - \xi^2)(1 + 0,4285 \xi^2).$

Abb. 7.

- a)  $(1 - \xi^2)(1 + c_0 \xi^2) = 1 - (1 - c_0) \xi^2 - c_0 \xi^4 = f(\xi),$   
 $f'(\xi) = -2(1 - c_0) \xi - 4c_0 \xi^3 = -2[(1 - c_0) \xi + 4c_0 \xi^3],$   
 $y = \frac{B}{2} f(\xi) \varphi(\zeta), \quad y' = \frac{\partial y}{\partial x} = \frac{\partial y \cdot 2}{L \cdot \partial \xi} = \frac{B}{L} f'(\xi) \varphi(\zeta);$
- b)  $(1 - \xi^4)(1 - c_0 \xi^4) = 1 - (1 + c_0) \xi^4 + c_0 \xi^8,$   
 $f'(\xi) = -4(1 + c_0) \xi^3 + 8c_0 \xi^7 = 4[-(1 + c_0) \xi^3 + 2c_0 \xi^7];$
- c)  $(1 - \xi^4)(1 - c_0 \xi^2) = 1 - c_0 \xi^2 - \xi^4 + c_0 \xi^6,$   
 $f'(\xi) = -2c_0 \xi - 4\xi^3 + 6c_0 \xi^5 = -2[c_0 \xi + 2\xi^3 - 3c_0 \xi^5];$

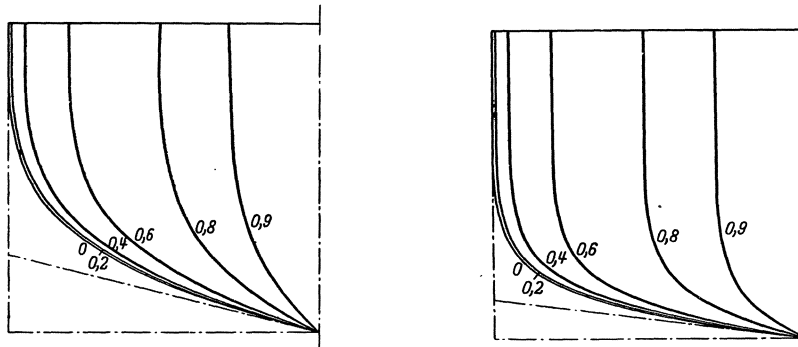
unsymmetrisch:

- a)  $(1 - \xi^4)(1 - c_0 \xi^2)(1 - g_0 \xi),$

für Unsymmetrie kommen nur ungerade Glieder in Frage

$f_u(\xi) = +g_0(-\xi + c_0 \xi^3 + \xi^5 - c_0 \xi^7),$   
 $f'_u(\xi) = +g_0(-1 + 3c_0 \xi^2 + 5\xi^4 - 7c_0 \xi^6).$

- b)  $(1 - \xi^4)(1 - c_0 \xi^2)(1 - g_0 \xi^3),$   
 $f'_u(\xi) = g_0(-3\xi^2 + 5c_0 \xi^4 - 7\xi^6 + 9c_0 \xi^8).$



$\varphi(\zeta) = 1 - \zeta^4, \quad CWL = \frac{B}{2} (1 - \xi^4)(1 - 0,2 \xi^2), \quad \varphi(\zeta) = 1 - \zeta^8,$   
 $\beta_\xi = \beta = 0,8000, \quad \beta_\xi = \beta = 0,8889.$

Abb. 8. Normalspanntenrisse  $\approx 1.$

Veränderliche Spantvölligkeiten  $\beta = \beta(\xi)$  für  $\kappa < 1$ .

a) Schrägstellung:

$$y = \frac{B}{2} (1 - \xi^4)(1 - 0,4\xi^2)(1 - 0,5\xi^2\zeta)(1 - \zeta^4)(1 + 0,436\zeta^4),$$

$$\delta = 0,7238 \cdot 0,8$$

zerfällt in  $\overline{WL} \times (1 - \zeta^4)(1 + 0,436\zeta^4) - 0,5\xi^2 \cdot \overline{WL} \times \zeta(1 - \zeta^4)(1 + 0,436\zeta^4)$ ,

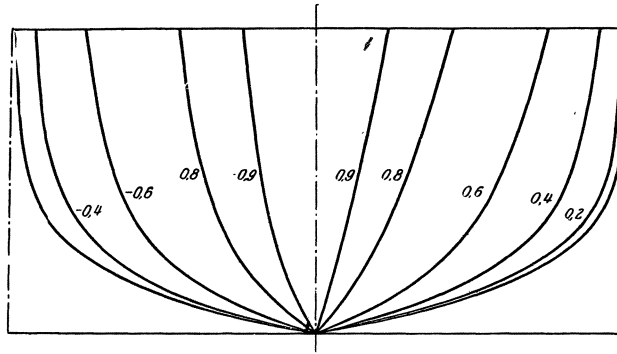
dasselbe für

$$\overline{WL} = \frac{B}{2} (1 - \xi^4)(1 - 0,2\xi^2).$$

b) Völligkeitsverminderung bei senkrechtem *CWL*-Einlauf:

$$y = \overline{WL}(1 - \zeta^5)(1 - c_2\xi^2\zeta^2) \quad \text{um} \quad \delta = 0,7238 \cdot 0,8 \quad \text{zu wahren.}$$

$$\iint y \cdot dx \cdot dz = \delta, \quad c_2 = 0,75.$$



$$y = \frac{B}{2} (1 - \xi^4)(1 - 0,4\xi^2)(1 - \zeta^4)(1 + 0,436\zeta^4)(1 - 0,5\xi^2\zeta),$$

$$y = \frac{B}{2} (1 - \xi^4)(1 - 0,4\xi^2)(1 - \zeta^4)(1 + 0,436\zeta^4)(1 - \xi^2\zeta).$$

Abb. 9.

Die Widerstandsintegrale lauten:

$$a) \quad J_a = \frac{B}{l} \cdot \frac{L}{2} \cdot T \int_{-1}^{+1} \int_0^1 -2(1 - c_0 \cdot \xi + 2c_0\xi^3) \sin \gamma \xi \varphi(\zeta) e^{-\beta \zeta} d\xi d\zeta$$

$$= -2BT f_1(\beta) [(1 - c_0)M_1 + 2c_0M_3] = -2BT f_1(\beta) \Sigma_a,$$

$$c) \quad J_c = -2BT f_1(\beta) [c_0M_1 + 2M_3 - 3c_0M_5] = -2BT f_1(\beta) \Sigma_c,$$

$$b) \quad J_b = 4BT f_1(\beta) [-(1 + c_0)M_3 + 2c_0M_7] = 4BT f_1(\beta) \Sigma_b,$$

für a und c

$$R = \frac{32\gamma' B^2 T^2}{\pi L} \int_{\gamma_0}^{\infty} f_1^2(\beta) \Sigma^2 f(\lambda) d\gamma,$$

für b

$$R = \frac{128\gamma' B^2 T^2}{\pi L} \int_{\gamma_0}^{\infty} f_1^2(\beta) \Sigma f(\lambda) d\gamma.$$

Für Unsymmetrie berechnet sich der zusätzliche Widerstand

$$R_u = C \int_{\gamma_0}^{\infty} I^2 f(\lambda) d\gamma = \frac{8\gamma' B^2 T^2}{\pi L} g_0^2 \int_{\gamma_0}^{\infty} f^2(\beta) f(\lambda) \Sigma_u^2 d\gamma,$$

da

$$I = BT \int_0^1 \int_0^1 \varphi(\zeta) e^{-\beta \zeta} f_u(\xi) \cos \gamma \xi d\zeta d\xi = BT f(\beta) g_0 \Sigma,$$

wobei

$$\begin{aligned} \Sigma_a &= -M_0 + 3c_0 M_2 + 5M_1 - 7c_0 M_6, \\ \Sigma_b &= -3M_2 + 6c_0 M_4 - 7M_6 + 9c_0 M_8. \end{aligned}$$

Für  $\alpha < 1$ ; ( $\beta = \beta(\xi)$ ) wird

$$y' = f(x, z) = \frac{B}{L} \left[ f_1(\xi) \varphi_1(\zeta) - 0,5 \frac{\partial \cdot \xi^2 \cdot \overline{WL}}{\partial \xi} \psi_2(\zeta) \right]$$

da  $WL$  nach Typ c) gewählt, wird

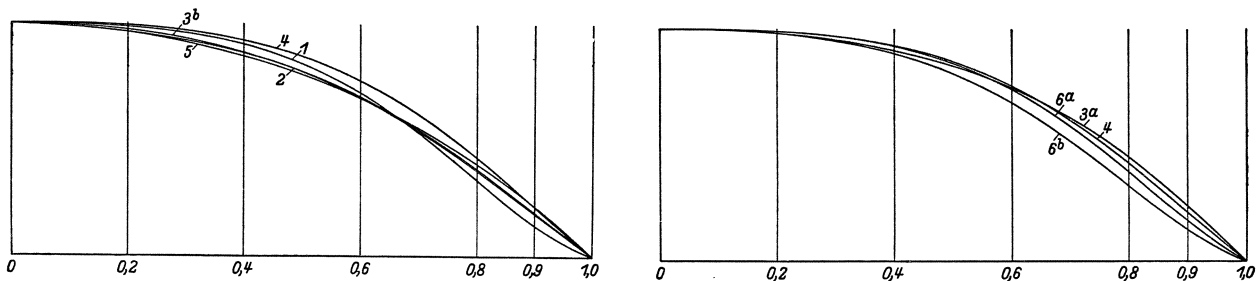
$$J = BT[-2f_1(\beta)\Sigma_c + f_2(\beta)(M_1 - 2c_0 M_3 - 3M_5 + 4c_0 M_7)] = BT[-2f_1(\beta)\Sigma_c + f_2(\beta)\Sigma_2],$$

$$R = \frac{32\gamma'}{\pi} \frac{B^2 T^2}{L} \int_{\gamma_0}^{\infty} [f_1(\beta)\Sigma_c + 0,5f_2(\beta)\Sigma_2]^2 f(\lambda) d\gamma.$$

Rechnungsgang siehe Beispiel und Kurven S. 40—42.

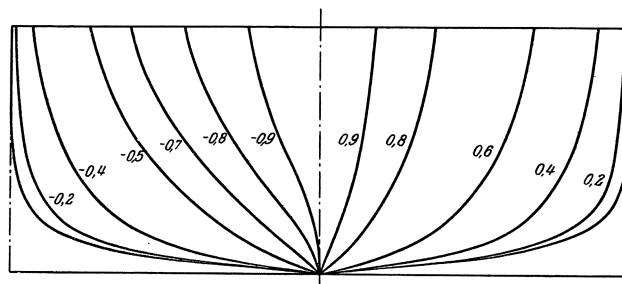
Die Behandlung des Typs b) gestaltet sich analog.

a) und b) kombiniert ergeben brauchbare Displacementskurven und Schiffsförmern.



$$\begin{aligned} 1 & (1 - \xi^4) (1 - 0,857 \xi^4) (1 + 0,436 \xi^4) (1 - \zeta^4) (1 - 0,5 \xi^2 \zeta), \\ 2 & (1 - \xi^4) (1 - 0,4 \xi^2) (1 + 0,436 \xi^4) (1 - \zeta^4) (1 - 0,5 \xi^2 \zeta), \\ 3b & (1 - \xi^4) (1 - 0,2 \xi^4) (1 + 0,436 \xi^4) (1 - \zeta^4) (1 - \xi^2 \zeta), \\ 5 & (1 - \xi^4) (1 + 0,4285 \xi^2) (1 + 0,436 \xi^4) (1 - \zeta^4) (1 - 0,5 \xi^2 \zeta), \\ 3a & (1 - \xi^4) (1 - 0,2 \xi^4) (1 + 0,436 \xi^4) (1 - \zeta^4) (1 - 0,5 \xi^2 \zeta), \\ 4 & (1 - \xi^4) (1 - 0,4385 \xi^2) (1 + 0,436 \xi^4) (1 - \zeta^4) (1 - 0,5 \xi^2 \zeta), \\ 6a & (1 - \xi^4) (1 - 0,6 \xi^2) (1 + 0,436 \xi^4) (1 - \zeta^4) (1 - 0,5 \xi^2 \zeta), \\ 6b & (1 - \xi^4) (1 - 0,6 \xi^2) (1 + 0,436 \xi^4) (1 - \zeta^4) (1 - \xi^2 \zeta). \end{aligned}$$

Abb. 10. Displacementskurven.



$$y = \frac{B}{2} \overline{CWL} (1 - \zeta^3) (1 + c \zeta^3) (1 + c_3 \zeta^7) (1 - c_1 \zeta).$$

Abb. 11.

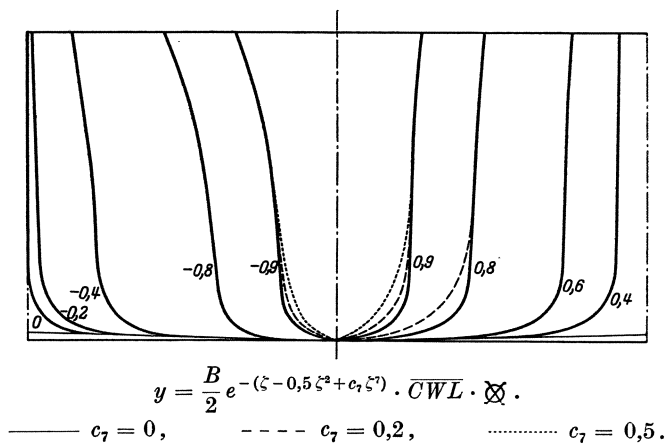


Abb. 12.

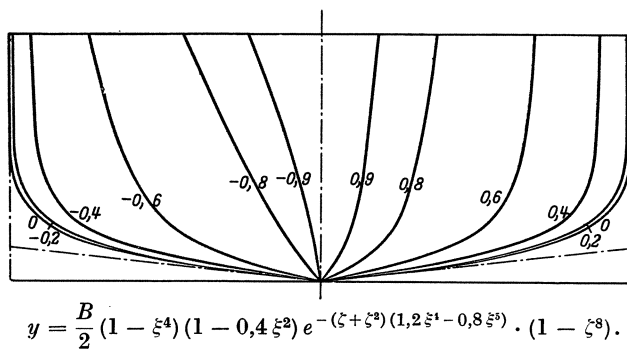


Abb. 13.

Tabelle I. Koeffizientenschema.  
Tabelle der Funktionen  $M_i$ .

$i$	$A = -\frac{\cos \gamma}{\gamma}$	$B = \frac{\sin \gamma}{\gamma^2}$	$-\frac{1}{\alpha^2} A$	$-\frac{1}{\gamma^2} B$	$\frac{1}{\gamma^4} A$	$\frac{1}{\gamma^4} B$	$-\frac{1}{\gamma^6} A$	$-\frac{1}{\gamma^6} B$	$\frac{1}{\gamma^8} A$	$\frac{1}{\gamma^8} B$
1	1	1								
3	1	3	3.2	3.2.1						
5	1	5	5.4	5.4.3	5.4.3.2	5.4.3.2.1				
7	1	7	7.6	7.6.5	7.6.5.4	7.6.5.4.3	7.6.5.4.3.2	7!		
9		9	9.8	9.8.7	9.8.7.6	9.8.7.6.5	9.8.7.6.5.4	9.8.7.6.5.4.3	9!	9!

usw.

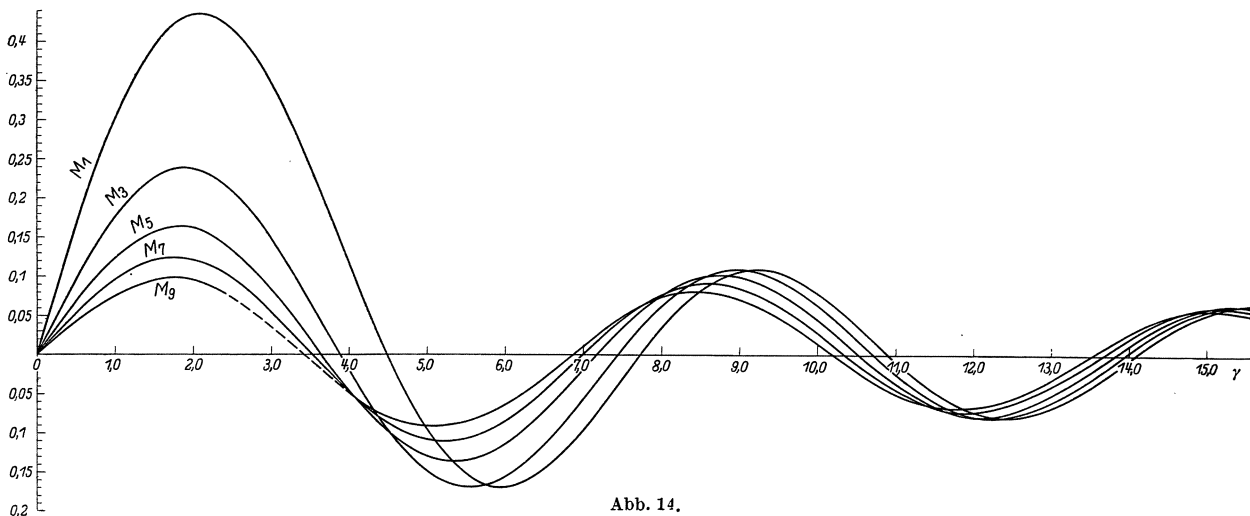


Abb. 14.

Tabelle der Funktionen  $M_i$ .

	$C = \frac{\sin \gamma}{\gamma}$	$D = \frac{\cos \gamma}{\gamma^2}$	$-\frac{1}{\gamma^2} C$	$-\frac{1}{\gamma^2} D$	$\frac{1}{\gamma^4} C$	$\frac{1}{\gamma^4} D$	$-\frac{1}{\gamma^6} C$	$-\frac{1}{\gamma^6} D$	$\frac{1}{\gamma^8} C$	$\frac{1}{\gamma^8} D$
0	1	0								
2	1	2	2. 1							
4	1	4	4. 3	4. 3. 2	4. 3. 2. 1					
6	1	6	6. 5	6. 5. 4	6. 5. 4. 3	6. 5. 4. 3. 2	6!			
8	1	8	8. 7	8. 7. 6	8. 7. 6. 5	8. 7. 6. 5. 4	8. 7. 6. 5. 4. 3	8!	8!	
10	1	10	10. 9	10. 9. 8						

usw.

Tabelle II.  $M_i$ .

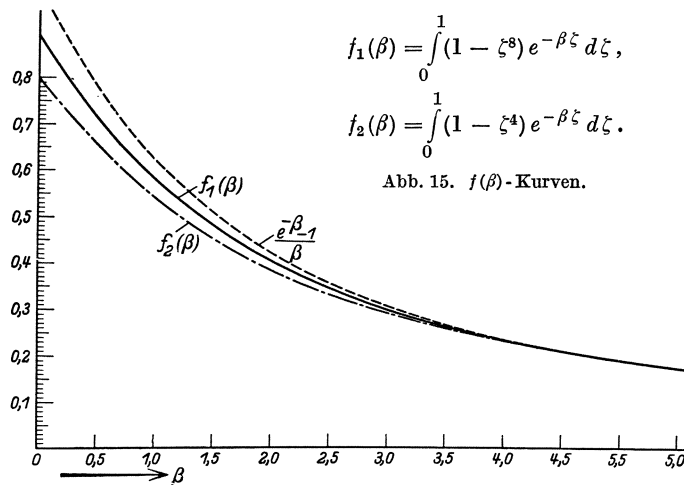
$\gamma$	$\int \xi \sin \gamma \xi d\xi$	$\int \xi^3 \sin \gamma \xi d\xi$	$\int \xi^5 \sin \gamma \xi d\xi$	$\int \xi^7 \sin \gamma \xi d\xi$	$\int \xi^9 \sin \gamma \xi d\xi$
1,0	0,30144	0,1761	0,1245	0,0966	
1,2	0,3443	0,2008	0,1405	0,1088	0,0861
1,4	0,3813	0,2195	0,15215	0,1180	0,0936
1,6	0,40823	0,2318	0,1597	0,1218	0,0956
1,8	0,42625	0,2375	0,1620	0,1239	0,0983
2,0	0,4353	0,2367	0,1620	0,1203	0,0947
2,2	0,433	0,2295	0,1535	0,1142	0,0879
2,4	0,423	0,2165	0,1405	0,1034	0,0789
2,5	0,41605	0,2081	0,1325	0,0931	
3,0	0,3456	0,1464	0,0825	0,05364	
3,5	0,2391	0,0648	0,0189	0,003375	
4,0	0,11598	-0,02203	-0,04542	-0,04797	
4,5	-0,0012	-0,09745	-0,097895	-0,08705	
5,0	-0,09497	-0,1491	-0,1291	-0,1078	
5,5	-0,15202	-0,1685	-0,1338	-0,10595	
6,0	-0,167785	-0,1551	-0,11257	-0,083	
6,5	-0,14495	-0,11415	-0,07075	-0,04447	
7,0	-0,0942	-0,056	-0,0177	0,001355	
7,5	-0,02955	0,00694	0,03383	0,0447	
8,0	0,03363	0,06135	0,07613	0,0765	
8,5	0,08183	0,0971	0,0983	0,0907	
9,0	0,10619	0,1085	0,09988	0,0851	
9,5	0,105733	0,0955	0,079	0,06195	
10,0	0,07846	0,06292	0,0441	0,02725	
10,5	0,03733	0,01931	0,0014	-0,01172	
11,0	-0,008635	-0,02472	-0,0373	-0,04515	
11,5	-0,04861	-0,0595	-0,0661	-0,0672	
12,0	-0,07403	-0,0783	-0,07808	-0,07305	
12,5	-0,080175	-0,0755		-0,0611	
13	-0,06722	-0,0598		-0,03982	
14	-0,0048	0,00556		+0,02245	
15	0,053435	0,0578	0,0599	0,0596	
16	0,058548	0,055	0,04961	0,0438	
17	0,01287	0,005943	-0,0008	-0,007	
18	-0,03902	-0,04293	-0,0462	-0,04693	
19	-0,051586	-0,049973	-0,047226	-0,04365	
20	-0,01815	-0,01331	-0,00835	-0,00359	
21	0,027962	0,03148	0,03400		
22	0,045436	0,04484	0,04350		
23	0,021625	0,01814	0,0147		
24	-0,01923	-0,02206	-0,0247		
25	-0,039858	-0,03991	-0,0394		
26	-0,023723	-0,02123	-0,0183		
27	0,012332	0,01457	0,0165		
28	0,034677	0,03511	0,0351		
29	0,026576	0,02326	0,0213		
30	-0,00625	-0,00839	-0,0104		

Tabelle III. Funktionen  $M'_i$ .

$\gamma$	$\int \cos \gamma \xi d\xi$	$\int \xi^2 \cos \gamma \xi d\xi$	$\int \xi^4 \cos \gamma \xi d\xi$	$\int \xi^6 \cos \gamma \xi d\xi$	$\int \xi^8 \cos \gamma \xi d\xi$
1,0	0,84147	0,23913	0,124	0,0908	0,06864
1,2	0,7763	0,2017	0,101	0,0704	0,052
1,4	0,704	0,1592	0,077	0,0476	0,03344
1,6	0,6242	0,1115	0,047	0,0235	0,0145
1,8	0,5408	0,0645	0,0155	-0,001	-0,00576
2,0	0,4545	0,0195	-0,0192	-0,02544	-0,0259
2,5	0,2382	-0,0933	-0,096	-0,0785	-0,0755
3,0	0,0471	-0,1834	-0,14825	-0,1184	-0,0972
3,5	-0,10005	-0,23615	-0,17397	-0,1325	-0,1059
4,0	-0,1926	-0,2461	-0,1657	-0,1191	-0,0941
4,5	-0,21625	-0,2105	-0,124	-0,0825	-0,0615
5,0	-0,1916	-0,154	-0,0689	-0,0356	-0,0189
5,5	-0,1282	-0,0785	-0,0065	0,0165	0,022
6,0	-0,04653	0,00934	0,0571	0,0660	0,0641
6,5	0,03325	0,083	0,107	0,100	0,0840
7,0	0,0938	0,1222	0,126	0,1093	0,0923
7,5	0,1249	0,1302	0,122	0,0995	0,0820
8,0	0,1236	0,1154	0,0932	0,0666	0,0473
8,5	0,0939	0,0765	0,0425	0,023	0,009
9,0	0,04581	0,0221	-0,00246	-0,0205	-0,0295
9,5	0,007915	-0,0285	-0,054	-0,0605	-0,0635
10,0	-0,0544	-0,07018	-0,0783	-0,0815	-0,07632
10,5	-0,08375	-0,0915	-0,091	-0,0865	-0,074
11,0	-0,09085	-0,0895	-0,08205	-0,07025	-0,058
11,5	-0,07602	-0,067	-0,0575	-0,041	-0,0295
12,0	-0,0448	-0,03335	-0,02391	-0,00575	+0,00398

Tabelle IV. Spantfunktionen.

$\beta$	0	0,1	0,2	0,5	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0
$\int e^{-\beta \zeta} \zeta^0 d\zeta$	1,0	0,9516	0,9064	0,78714	0,63212	0,43233	0,31674	0,24542	0,1986	0,1662
$\int e^{-\beta \zeta} \zeta^1 d\zeta$	0,5	0,4679	0,4383	0,3608	0,26424	0,1484	0,0890	0,05677	0,03838	
$\int e^{-\beta \zeta} \zeta^2 d\zeta$	0,333			0,2302	0,1606	0,0808	0,04336	0,02381	0,01400	
$\int e^{-\beta \zeta} \zeta^3 d\zeta$	0,25									
$\int e^{-\beta \zeta} \zeta^4 d\zeta$	0,20	0,1840		0,1322	0,0878	0,03951	0,01825	0,00700		
$\int e^{-\beta \zeta} \zeta^5 d\zeta$	0,1667	0,1587			0,0713	0,0311	0,01385	0,00624		
$\int e^{-\beta \zeta} \zeta^6 d\zeta$	0,1427	0,1309	0,1201							
$\int e^{-\beta \zeta} \zeta^7 d\zeta$	0,125									
$\int e^{-\beta \zeta} \zeta^8 d\zeta$	0,111	0,1027		0,0701	0,0542	0,0187	0,00779	0,003375		
$\int e^{-\beta \zeta} \zeta^9 d\zeta$	0,100	0,0913		0,064	0,0406	0,01645		0,00281		
$\int e^{-\beta \zeta} \zeta^{10} d\zeta$	0,09091									



## Bestimmung des Restgliedes.

Michell gibt als oberste Fehlergrenze für ein Abbrechen des Integrals folgende Überlegung:

$$\int_0^{\infty} f'(x, z) e^{-\frac{\lambda^2 g z}{v^2}} dz = F(x) \int_0^{\infty} e^{-\frac{\lambda^2 g z}{v^2}} dz = \frac{1}{\lambda^2} \cdot \frac{v^2}{g} F(x),$$

hierin ist  $F(x)$  kleiner als der Höchstwert von  $f'(x, z)$  für ein gegebenes  $x$ ; setzen wir  $r$  statt  $\infty$  so wird der Fehler von  $R$ ,

$$\Delta R = \frac{4 \varrho g^2}{\pi v^2} \int_r^{\infty} F^2(x) \frac{1}{\lambda^4} \cdot \frac{v^4}{g^2} \cdot \lambda d\lambda = \frac{4 \varrho v^2}{\pi} F^2(x) \int_r^{\infty} \frac{d\lambda}{\lambda^3}$$

oder von der Ordnung  $\frac{v^2}{r^2}$ ,

hier ist  $\lambda \infty \frac{\lambda^2}{\sqrt{\lambda^2 - 1}}$  gesetzt.

Ein Abbrechen des Integranden kann ohne merklichen Fehler nur für sehr große  $\lambda$  erfolgen, es ist daher empfehlenswert, den Betrag  $\Delta R$  durch einfache Entwicklungen abzuschätzen. Für

$$WL = \frac{B}{2} (1 - \xi^4)(1 - c_0 \xi^2)$$

lautet das Restglied, da

$$\begin{aligned} R &= \frac{4 \varrho g^2}{\pi v^2} \cdot \frac{4 B^2 T^2}{\psi} \int_{\gamma_0}^{\infty} f^2(\beta) \{ \cos \gamma f_1(\gamma) + \sin \gamma f_2(\gamma) \}^2 f_0(\lambda) d\gamma \\ &= \frac{32 \gamma'}{\pi} \cdot \frac{B^2 T^2}{L} \int_{\gamma_0}^{\infty} f^2(\beta) \varphi^2(\gamma) f_0(\lambda) d\gamma, \\ \Delta R &= \frac{32 \gamma'}{\pi} \cdot \frac{B^2 T^2}{L} \int_{\gamma_0}^{\infty} \frac{1}{\beta^2} \left\{ \frac{\cos \gamma}{\gamma} 2(1 - c_0) + \frac{\sin \gamma}{\gamma^2} 2(3 - 7c_0) \right\}^2 f_0(\lambda) d\gamma \end{aligned}$$

oder

$$\Delta R = C \int_{\gamma_0}^{\infty} \frac{1}{\gamma^4} \cdot \frac{\gamma}{1 - \frac{1}{2} \frac{\psi^2}{\gamma^2}} \left\{ \frac{\cos^2 \gamma}{\gamma^2} 4(1 - c_0)^2 - \frac{\sin^2 \gamma}{\gamma^3} 4(1 - c_0)(3 - 7c_0) + \frac{\sin^2 \gamma}{\gamma^4} 4(3 - 7c_0)^2 \right\} d\gamma,$$

hier haben wir in

$$\begin{aligned} f_1(\gamma) &= \frac{1}{\gamma} \{ c_0 + 2 - 3c_0 \} = \frac{1}{\gamma} 2(1 - c_0), \\ f_2(\gamma) &= \frac{1}{\gamma^2} \{ -c_0 - 2 \cdot 3 + 3c_0 \cdot 5 \} = -\frac{1}{\gamma^2} 2(3 - 7c_0), \end{aligned}$$

nach Vernachlässigung aller Glieder, die  $1/\gamma^2$  usw. enthalten, gesetzt; wählen wir  $\gamma_0$  genügend groß, so wird

$$\begin{aligned} \Delta R &= \frac{16}{\pi} \frac{B^2 L^2}{v^2} g \gamma' \int_{\gamma_0}^{\infty} \frac{1}{\gamma^5} (1 - c_0)^2 \frac{1 + \cos 2\gamma}{2} d\gamma \\ &= \frac{8}{\pi} \frac{B^2 L^2}{v^2} g \gamma' \int_{\gamma_0}^{\infty} (1 - c_0)^2 \frac{d\gamma}{\gamma^5} = \frac{8 B^2 L^2 g \gamma'}{\pi v^2} (1 - c_0)^2 \frac{1}{4 \gamma_0^4}. \end{aligned}$$



Die Berechtigung zu der Vernachlässigung der Glieder, die Kreisfunktionen enthalten, kann aus Betrachtung der Funktionen

$$S i x = \frac{\pi}{2} - \int_x^{\infty} \frac{\sin u}{u} du,$$

$$C i x = - \int_x^{\infty} \frac{\cos u}{u} du$$

abgeleitet werden.

Für große Argumente  $|x| > 17$  gelten (s. Jahnke, Emde, S. 19)

$$S i x = \frac{\pi}{2} - \frac{\cos x}{x} \left( 1! - \frac{2!}{x^2} + \frac{4!}{x^4} - + \dots \right),$$

$$C i x = - \frac{\cos x}{x} \left( \frac{1!}{x} - \frac{3!}{x^3} + \frac{5!}{x^5} - + \dots \right),$$

wobei wir  $x = n\pi$  gesetzt haben, um die  $\frac{\sin x}{x} = 0$  zu erhalten.

Die Reduktionsformeln

$$\int \frac{\sin \gamma u}{u^n} du = - \frac{\sin \gamma u}{(n-1)u^{n-1}} - \frac{\gamma \cdot \cos \gamma u}{(n-1)(n-2)u^{n-2}} - \frac{\gamma^2}{(n-1)(n-2)} \int \frac{\sin \gamma u}{u^{n-2}} du,$$

$$\int \frac{\cos \gamma u}{u^n} du = - \frac{\cos \gamma u}{(n-1)u^{n-1}} + \frac{\gamma \cdot \sin \gamma u}{(n-1)(n-2)u^{n-2}} - \frac{\gamma^2}{(n-1)(n-2)} \int \frac{\cos \gamma u}{u^{n-2}} du$$

ergeben für unseren Spezialfall

$$\int_{\gamma_0}^{\infty} \frac{\cos 2\gamma}{\gamma^5} d\gamma = \frac{\cos 2\gamma_0}{4 \cdot \gamma_0^4} - \frac{4 \cos 2\gamma_0}{4 \cdot 3 \cdot 2 \gamma_0^3} - \frac{16}{4 \cdot 3 \cdot 2} C i 2\gamma_0,$$

$$C i 2\gamma_0 = + \cos 2\gamma_0 \left( - \frac{1}{4 \gamma_0^2} + \frac{3!}{16 \gamma_0^4} - \frac{5!}{64 \gamma_0^6} + \dots \right)$$

oder, da  $\cos 2\gamma_0 = \cos 2n\pi = 1$  ist

$$\int_{\gamma_0}^{\infty} \frac{\cos 2\gamma}{\gamma^5} d\gamma = \frac{5}{4} \cdot \frac{1}{\gamma_0^6} + \dots$$

alle Glieder mit niedrigeren Potenzen verschwinden, was rein anschaulich selbstverständlich ist, da

$$\left| \int_{\gamma_0}^{\infty} \frac{\cos 2\gamma}{\gamma^5} d\gamma \right| < \left| \int_{\gamma_0}^{\infty} \frac{1}{\gamma^5} d\gamma \right|$$

sein muß, ähnlich wird

$$\int_{\gamma_0}^{\infty} \frac{\sin 2\gamma}{\gamma^6} d\gamma = \cos 2\gamma_0 \left\{ \frac{2}{5 \cdot 4 \gamma_0^4} - \frac{8}{5 \cdot 4 \cdot 3 \cdot 2 \gamma_0^3} \right\} - \frac{2^5}{120} C i 2\gamma_0 = \frac{1}{2} \frac{1}{\gamma_0^6} - \dots,$$

da auch hier niedrigere Potenzen sich wegheben.

Gegenüber

$$\int_{\gamma_0}^{\infty} \frac{d\gamma}{\gamma^5} = \frac{1}{4 \gamma_0^4}$$

sind die untersuchten Integrale bei genügend großem  $\gamma_0$  verschwindend klein. Nach Einsetzung unseres Beispiels wird

$$\Delta R = \frac{2,52 \cdot 10^7}{v^2} (1 - c_0)^2 \frac{1}{4\gamma_0^4};$$

wenn  $c_0 = 0,4$

$$\gamma_0 = 6\pi, \quad \Delta R = \frac{41,8}{v^2}, \quad \gamma_0 = 4\pi, \quad \Delta R = \frac{212}{v^2}.$$

Mit Hilfe dieser einfachen Formeln sind die Widerstandskurven ergänzt worden.

Für geringe Geschwindigkeiten, also große  $v$ -Werte, kann der Faktor  $v^2/\gamma^2$  unter der Wurzel von Bedeutung werden, es empfiehlt sich, den Wert  $\gamma_0$  so groß zu wählen, daß  $v^2/\gamma_0^2$  klein bleibt. Für

$$WL = \frac{B}{2} (1 - \xi^4)(1 - c_0 \xi^4)$$

gilt das Gesagte, nur muß wegen der großen Zähler  $\gamma_0$  in den Gliedern höherer Ordnung  $\gamma_0$  genügend groß gewählt werden.

#### Wulststegen.

Beispiel:  $WL = (1 - \xi^2)(1 + c_w \xi^{100}); c_w \text{ z. B. } = 10,$

symmetrische Form mit Wulsten am Steven und Heck

$$(1 - \xi^2)[1 + c'_w(\xi^{100} + \xi^{101})]$$

läßt Anschwellung am Heck praktisch verschwinden

$$\begin{aligned} \frac{\partial WL}{\partial \xi} &= -2\xi' + c'_w(100 \xi^{99} - 101 \xi^{100} - 102 \xi^{101} - 103 \xi^{102}) \\ &= -2\xi' \left\{ \underbrace{100 \xi^{99} \left( \frac{1}{1,02} - \xi^2 \right)}_A + 101 \xi^{100} \left( \frac{1,01}{1,03} - \xi^2 \right) \right\} \end{aligned}$$

für  $J$  kommt nur die ungrade Funktion  $A$ , für  $I$  nur  $B$  in Frage

$$J_{\text{Wulst.}} = C \int_{-1}^{+1} A \sin \gamma \xi \delta \xi. \quad I_{\text{Wulst.}} = C_1 \int_{-1}^{+1} B \cos \gamma \xi \delta \xi.$$

Den Verlauf  $\int_{-1}^{+1} A \sin \gamma \xi \delta \xi$  untersuchen wir wie folgt:

1. Für  $\gamma = K\pi$  setzt man

$$\sin K\pi \xi = \pm \sin(K\pi - K\pi \xi) = \pm \sin K\pi(1 - \xi),$$

da  $1 - \xi$  kleine Größe

$$(\text{bei } \xi = 0,90 \text{ ist } \xi^{100} = 2,655 \cdot 10^{-5}),$$

so ist bei

$$K \leq \infty 7 \quad \sin K\pi(1 - \xi) = K\pi(1 - \xi).$$

Tabelle V. Beispiel: Berechnung der Grundkurven für  $\eta = (1 - \xi^2)(1 + c_0 \xi^2)$ .

$\eta$	1,0	1,4	1,8	2,0	2,5	3	3,5	4	4,5
$\int \xi^2(1 - c_0)$	0,345	0,436	0,489	0,4995	0,4765	0,3958	0,274	0,1238	-0,013735
$\int \xi^3 4c_0$	0,302	0,378	0,4072	0,406	0,358	0,2515	0,111	-0,0378	-0,167
$\Sigma$	0,647	0,814	0,8962	0,9055	0,8345	0,6473	0,385	0,0860	-0,180735
$\Sigma^2$	0,4186	0,803	0,803	0,818	0,6964	0,419	0,1482	0,007396	0,0327

	5	5,5	6	6,5	7	7,5	8	8,5	9	9,5	10
$\int \xi^2(1 - c_0)$	-0,1086	-0,17405	-0,192	-0,166	-0,1078	-0,03382	0,03855	0,0937	0,1218	0,121	0,0898
$\int \xi^3 4c_0$	-0,256	-0,289	-0,266	-0,196	-0,096	+0,11895	0,105	0,1664	0,186	0,1636	0,1078
$\Sigma$	-0,3646	-0,46305	-0,458	-0,362	-0,2038	0,08513	0,14355	0,2601	0,3078	0,2846	0,1976
$\Sigma^2$	0,1335	0,2144	0,2098	0,131	0,0416	0,00725	0,02061	0,0676	0,0948	0,081	0,039

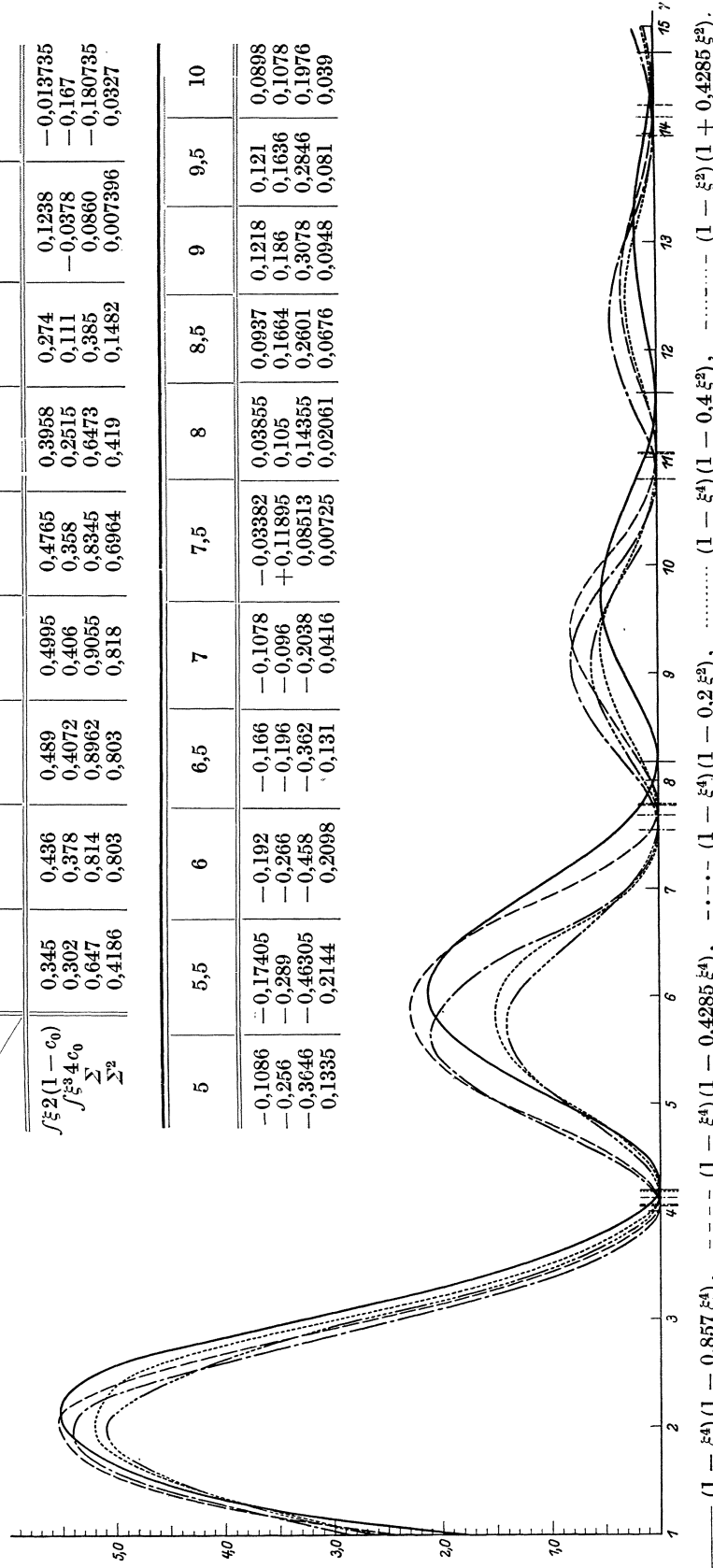
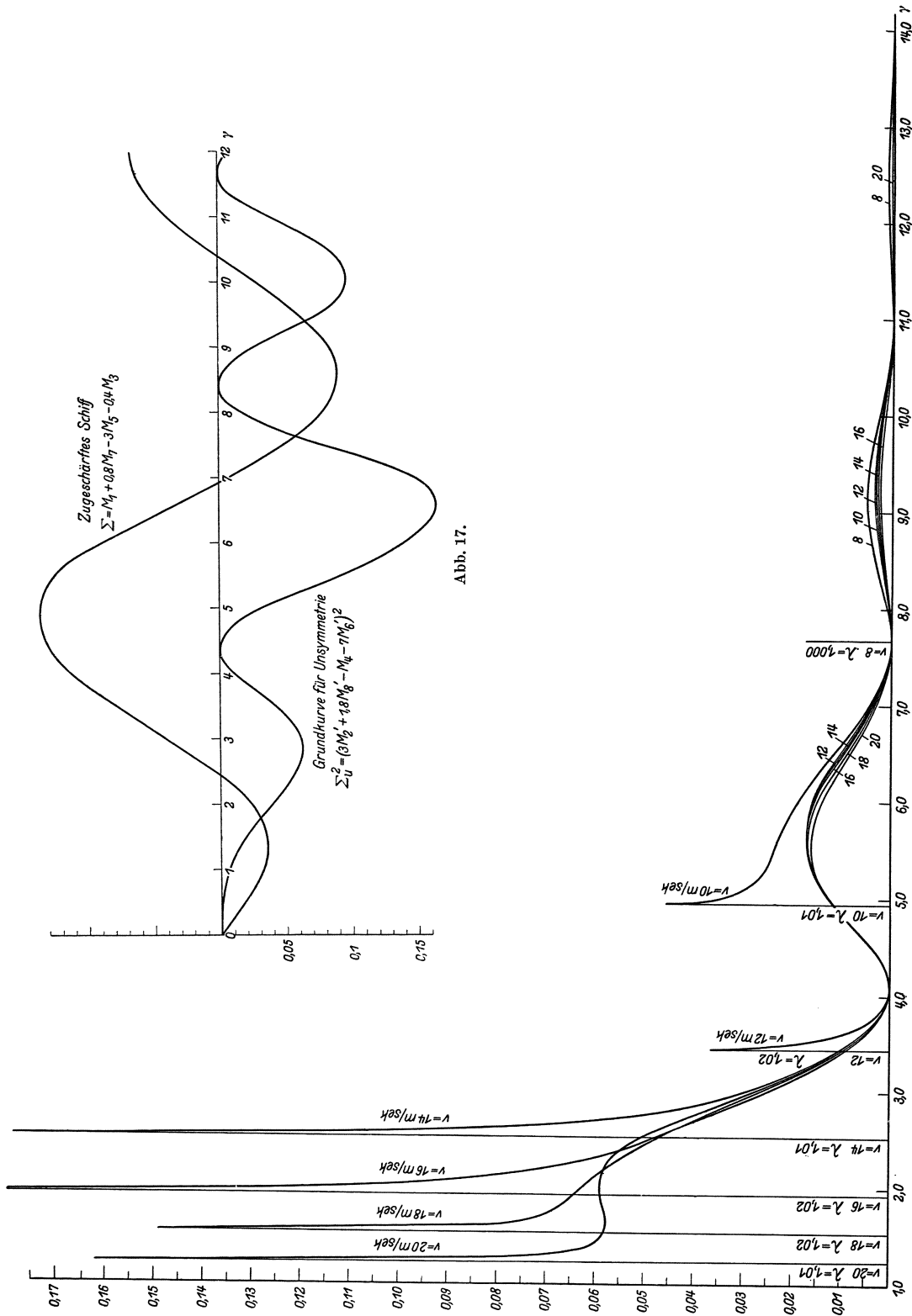


Abb. 16. Wasserliniengrundkurven.

Tabelle VI. Beispiel: Berechnung des Integranden  $\Sigma^2 \cdot f^2(\beta) \cdot f(\lambda)$  für  $\mathfrak{R} = 14 \text{ m/sec}$

$\gamma$	$\Sigma^2$	$f(\lambda)$	$f(\lambda) \Sigma^2$	$f_1^2(\beta)$	$y_1$	$f_2^2(\beta)$	$y^2$	$f(\lambda)$	$f(\lambda) \Sigma^2$	$f_1^2(\beta)$	$y_1$	$f_2^2(\beta)$	$y_2$
1,915	0,0549	—	—	0,5625	—	—	—	—	—	—	—	—	—
1,9246	0,05495	10,04	—	0,5623	0,3105	0,687	0,3782	10,05	—	0,5388	0,2537	—	0,3112
1,9342	0,0550	7,184	—	0,561	0,222	0,686	0,2705	7,184	—	0,5373	0,1798	—	0,2197
1,9533	0,05515	5,195	—	0,5595	0,1595	0,685	0,1954	5,195	—	0,5358	0,1261	—	0,1543
1,992	0,0553	3,788	—	0,555	0,1156	0,681	0,142	3,788	—	0,5329	0,0882	—	0,1104
2,0	0,05535	3,625	0,2005	0,555	0,1112	0,6496	0,13	3,2	—	0,53	0,071	—	0,08675
2,3	0,053	2,165	0,1149	0,5329	0,06125	0,6336	0,0728	2,642	—	0,5227	0,0511	—	0,06225
2,5	0,04745	2,03	0,0963	0,5155	0,04975	0,6257	0,06025	2,48	—	0,5184	0,045	—	0,05485
2,5125	0,0468	—	—	—	—	—	—	2,17	—	0,5041	0,03895	—	0,0352
2,525	0,0463	—	—	—	—	—	—	2,003	—	0,4651	0,0075	—	0,009
2,55	0,0437	—	—	—	—	—	—	2,05	0,0001859	0,4251	0,0000791	—	0,0000942
2,6	0,0418	—	—	—	—	—	—	2,281	—	0,367	0,01207	—	0,0132
2,65	0,0418	—	—	—	—	—	—	2,638	—	0,2647	0,01577	—	0,018005
2,75	0,037	—	—	—	—	—	—	2,997	—	0,1976	0,004005	—	0,004515
2,8	0,035	2,006	0,07025	0,4789	0,0336	0,5914	0,04155	3,367	—	0,1482	0,00027	—	0,0002985
3,0	0,0265	2,035	0,054	0,4733	0,2557	0,5700	0,0308	3,749	—	0,1082	0,002725	—	0,002958
3,5	0,00803	2,185	0,01757	0,4264	0,0075	0,5076	0,008925	4,11	—	0,0847	0,00146	—	0,001547
4,0	0,000907	2,381	0,000216	0,3795	0,000082	0,4476	0,0009675	4,47	0,0000532	0,0586	0,00000312	—	0,00000312
4,5	0,004165	2,595	0,0108	0,3329	0,0036	0,3881	0,004197	4,83	0,0117	0,0441	0,000517	—	0,000517
5,0	0,0144	2,826	0,04072	0,3025	0,01231	0,333	0,01355	—	—	—	—	—	—
5,5	0,0224	3,065	0,0687	0,247	0,01697	0,28196	0,01935	—	—	—	—	—	—
6,0	0,0226	3,305	0,07475	0,2098	0,01568	0,2372	0,0177	—	—	—	—	—	—
6,5	0,0156	3,559	0,0555	0,1785	0,00992	0,1984	0,01101	—	—	—	—	—	—
7,0	0,006775	3,803	0,0258	0,1482	0,00382	0,1636	0,00422	—	—	—	—	—	—
7,5	0,0008005	4,057	0,00325	0,1263	0,0004105	0,1384	0,00045	—	—	—	—	—	—
8,0	0,0005405	4,311	0,002335	0,1056	0,0002463	0,1136	0,0002655	—	—	—	—	—	—
8,5	0,00373	4,565	0,01701	0,0885	0,001506	0,0942	0,001601	—	—	—	—	—	—
9,0	0,00671	4,819	0,03235	0,0708	0,00229	0,0784	0,002535	—	—	—	—	—	—
9,5	0,006944	5,073	0,0352	0,0625	0,00212	0,065	0,002288	—	—	—	—	—	—
10,0	0,00444	5,327	0,02365	0,0529	0,00125	0,0538	0,001272	—	—	—	—	—	—
10,5	0,001382	5,571	0,0077	0,0441	0,000397	0,0445	0,0003422	—	—	—	—	—	—
11,0	0,000011895	5,825	0,0000694	0,0372	0,0000258	0,0376	0,00002605	—	—	—	—	—	—
11,5	0,00075	6,079	0,004555	0,0317	0,0001445	0,0317	0,0001444	—	—	—	—	—	—
12,0	0,002425	6,333	0,01535	0,0276	0,000424	0,0275	0,0004222	—	—	—	—	—	—



2. Für  $\gamma = \frac{K_1\pi}{2}$

$$\sin \frac{K_1\pi\xi}{2} = \pm \cos\left(\frac{K\pi}{2} - \frac{K_1\pi\xi}{2}\right) = \pm \cos \frac{K_1\pi}{2} (1 - \xi)$$

mit der Berechtigung wie unter 1.

$$\cos \frac{K_1\pi}{2} (1 - \xi) = 1 - \frac{K_1^2\pi^2}{2 \cdot 4} (1 - \xi)^2 = 1 - c' + 2c'\xi - c'\xi^2$$

$$c' = \frac{K_1^2\pi^2}{8}.$$

Für größere  $K$  muß zu direkter Rechnung gegriffen werden, die sich ohne prinzipielle Schwierigkeiten z. B. nach Simpson bei Beachtung der Rechengenauigkeit erledigen läßt.

Da für

$$\xi_0 = 0,86, \quad \xi_0^{100} = 2,82 \cdot 10^{-7}$$

ist

$$\int_{-1}^{+1} A \sin \gamma \xi \delta \xi = 2 \int_{\xi_0}^{+1} A \sin \gamma \xi \delta \xi.$$

Zu 1.

$$\int_{\xi_0}^{+1} A \sin \gamma \xi \delta \xi = \int_0^{+1} (100\xi^{99} - 102\xi^{101}) K\pi(1 - \xi) \delta \xi$$

$$= -K\pi \int_{+1}^0 (100\xi^{100} - 102\xi^{102}) \delta \xi = K\pi \left( \frac{102}{103} - \frac{100}{101} \right) = \frac{2K\pi}{10403}$$

$K = 0$	$1$	$2$	$3$
$\int A \sin \gamma \delta \xi = 0$	$+ 0,0006$	$- 0,0012$	$+ 0,0018.$

Zu 2.

$$\int_{\xi_0}^{+1} A \sin \gamma \xi \delta \xi = \int_0^1 (100\xi^{99} - 102\xi^{101}) (1 - c' + 2c'\xi^2) \delta \xi$$

$$= \int_0^{+1} 100\xi^{99} - 102\xi^{101} (2c'\xi - c'\xi^2) \delta \xi.$$

$$c' \int_0^1 \{2(100\xi^{100} - 102\xi^{102}) - (100\xi^{101} - 102\xi^{103})\} d\xi = \frac{4c'}{1,1 \cdot 10^6},$$

$k_1 = 1$	$3$	$5$	$7$
$c' = 1,235$	$11,11$	$30,9$	$60,5$
$\int A \sin \gamma \xi d\xi = -0,000011$	$+ 0,0001$	$- 0,0028$	$0,0055,$

Verlauf des Integrals siehe Skizze 6.

Das Integral  $\int B \cos \gamma \xi d\xi$  läßt sich ohne weiteres hinschreiben, da

$$\int B \cos k\pi \xi d\xi = - \int B \cos k\pi(1 - \xi) d\xi \quad k = 2k_1$$

$k_1 = 0$	$2$	$4$	$6$	$8$
$\int B \sin \gamma \xi d\xi = 0$	$0,0,00044$	$0,0,00176$	$0,0,0040$	$0,0,007$

$$\int B \cos \frac{k_1\pi\xi}{2} d\xi = \pm \int B \sin \frac{k_1\pi}{2} (1 - \xi) d\xi \quad k_1 = 0,5k$$

$k = 0,5$	$1,5$	$2,5$	$3,5$	$B$ stillschweigend
$\int B \cos \gamma \xi d\xi = -0,0003$	$0,0009$	$0,0015$	$0,0021.$	$= A$ gesetzt!

Bei Untersuchung von  $R$  ist zu beachten, daß

$$J = J_{WL} + J_{Wulst}, \quad J^2 = (J_{WL} + J_{Wulst})^2$$

bei kleinem  $\frac{J_{Wulst}}{J_{WL}}$

$$J^2 = J_{WL}^2 + 2J_{WL}J_{Wulst}$$

oder bei nicht sehr unsymmetrischem Schiff  $I^2$  zu vernachlässigen. Diese Vereinfachung gilt nicht mehr bei kleineren Geschwindigkeiten!

### Paralleles Mittelschiff.

Gleichungstyp:

$$y = \frac{B}{2} \varphi(\zeta) f_0(x - k) \quad \text{von } k \rightarrow k + l, \quad y = \text{const} \quad \text{von } 0 \rightarrow k,$$

$$y' = \frac{B}{2} \varphi(\zeta) f_0'(x - k) \quad \text{von } k \rightarrow k + l, \quad y' = 0 \quad \text{von } 0 \rightarrow k,$$

$$J = C \int_{-l_1}^{+l_1} f_0(x - k) \sin \frac{\lambda g x}{v^2} dx$$

oder für  $f_0$  -gerade Funktion,

$$J = 2C \int_0^l f_0(x - k) \sin \frac{\lambda g x}{v^2} dx = 2c \int_k^{k+l} f_0(x - k) \sin \frac{\lambda g x}{v^2} dx \quad \text{mit } u = x - k,$$

$$J = 2c \int_0^l f_0(u) \sin \frac{\lambda g(u + k)}{v^2} du$$

$$= 2c \int_0^1 f_0(\xi) \sin(\xi + v) \gamma d\xi$$

$$\text{wenn } \xi = \frac{u}{l}$$

$$= 2c \int_0^1 f_0(\zeta) (\sin \xi \gamma \cos r\gamma + \cos \xi \gamma \sin r\gamma) d\xi$$

$$r = \frac{k}{l}$$

$$= 2c \{ \Sigma q_i M_i \cdot \cos r\gamma + \Sigma q_i M_i' \sin r\gamma \}.$$

$$\gamma = \frac{\lambda g l}{v^2}$$

Hier sind die Funktionen

$$M_i' = \int_0^1 \xi^i \cos \gamma \xi d\xi$$

für ungerade  $i$  zu berechnen.

Das Havelocksche Beispiel

$$y = \frac{B}{2} \left[ 1 - \frac{(x - k)^2}{l^2} \right] \varphi(\zeta)$$

[ $\varphi(\zeta) = 1$  nach Havelock, da  $T = \infty$ ] läßt sich leicht für beliebige  $\varphi(\zeta)$  lösen.

$$b = \frac{B}{2}$$

$$J = -4b \int_0^1 \xi \sin(\xi + r) \gamma d\xi f(\beta)$$

$$= -4b f(\beta) (\cos r\gamma M_1 + \sin r\gamma M_1'),$$

$$R = D \int f^2(\beta) f_\lambda(\lambda) (\cos r\gamma M_1 + \sin r\gamma M_1')^2 d\gamma.$$

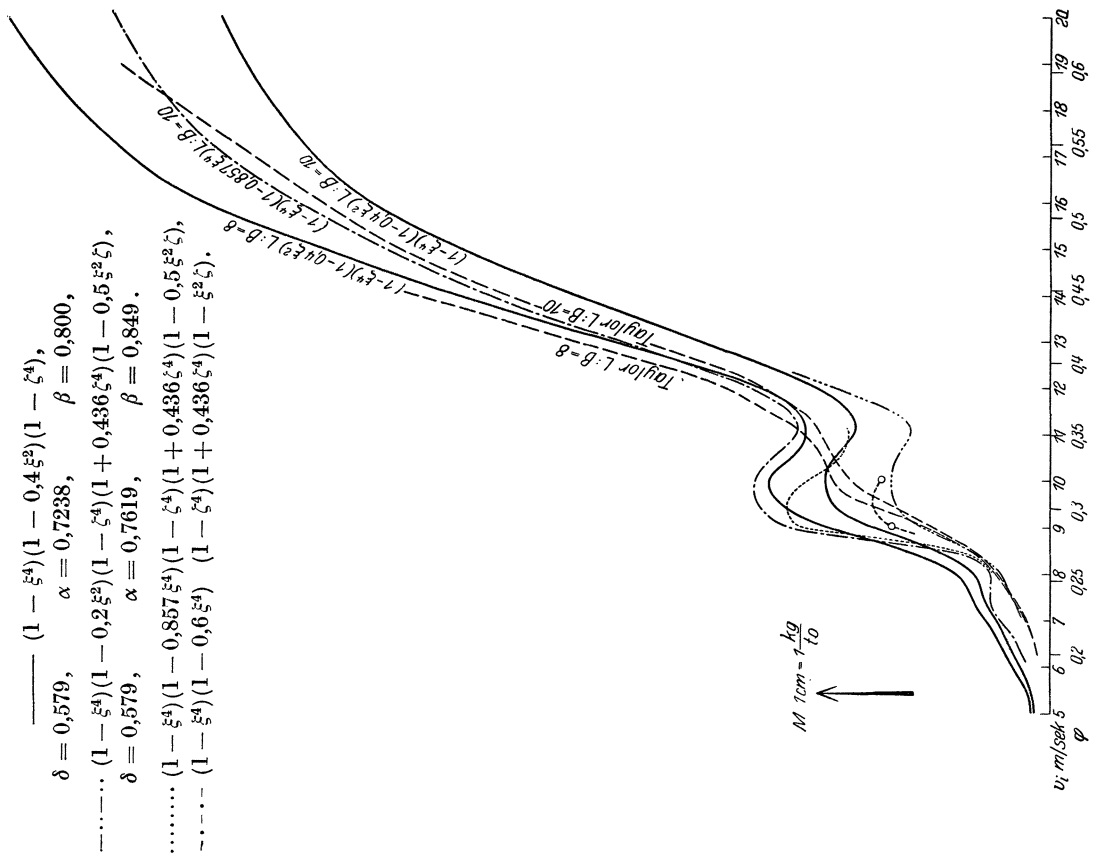


Abb. 19.

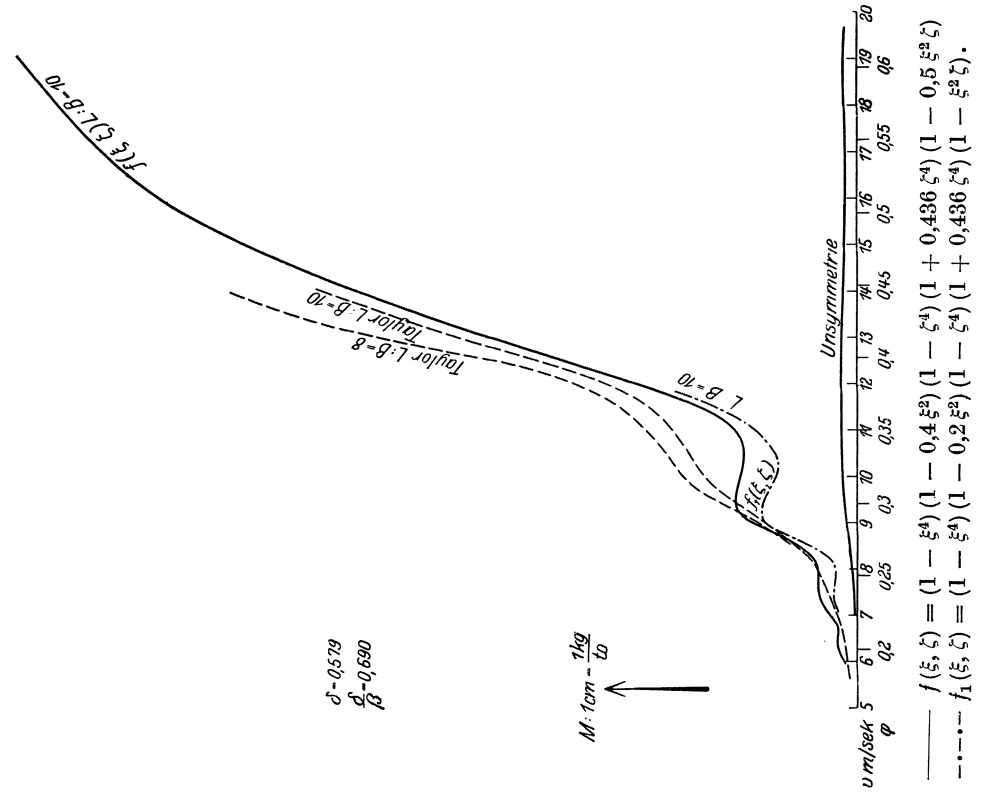


Abb. 20.



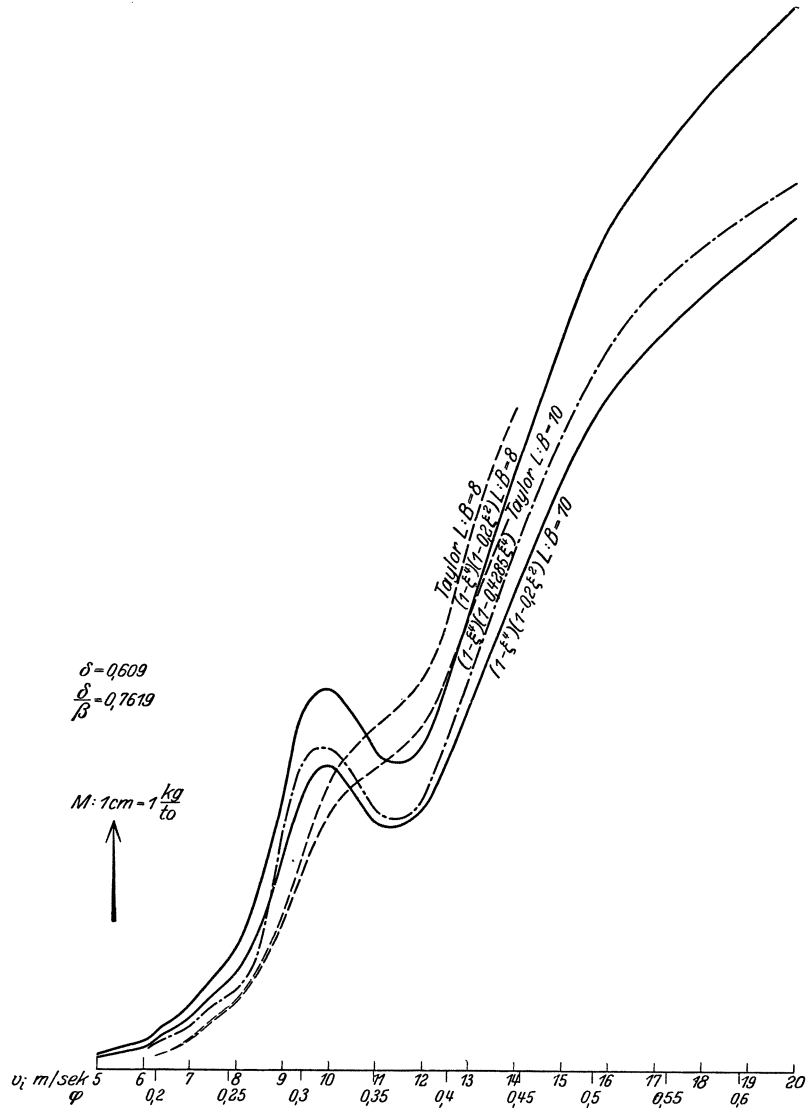


Abb. 21.

## Schiffe geringsten Widerstandes

hierfür ist

$$y = \frac{B}{2} (1 - \xi^4)(1 - c_0 \xi^2) \varphi(\xi),$$

$$R = C \int_{\gamma_0}^{\infty} [c_0(-M_1 + 3M_5) - 2M_3]^2 f^2(\beta) f(\lambda) d\gamma$$

$$= C \int_{\gamma_0}^{\infty} [(-M_1 + 3M_5)^2 c_0^2 - 4M_3(-M_1 + 3M_5)c_0 + 4M_3^2] f^2(\beta) f(\lambda) d\gamma,$$

$$\frac{\partial R}{\partial c_0} = C \int_{\gamma_0}^{\infty} [(-M_1 + 3M_5)^2 \cdot 2c_0 - 4M_3(-M_1 + 3M_5)] f^2(\beta) f(\lambda) d\gamma = 0.$$

$$c_0 = 2 \cdot \frac{\int_{\gamma_0}^{\infty} M_3(-M_3 + 3M_5) f^2(\beta) f(\lambda) d\gamma}{\int_{\gamma_0}^{\infty} (-M_1 + 3M_5)^2 f^2(\beta) f(\lambda) d\gamma}$$

ganz analog für

$$y = \frac{B}{2} (1 - \xi^4)(1 - c_0 \xi^4) \varphi(\xi),$$

$$c_0 = \frac{\int_{\gamma_0}^{\infty} M_3(2M_7 - M_3) f^2(\beta) f(\lambda) d\gamma}{\int_{\gamma_0}^{\infty} (2M_7 - M_3)^2 f^2(\beta) f(\lambda) d\gamma}.$$

Für  $\beta = \beta(\xi)$   $c_0 = \text{konst.}$   $\delta$  als Funktion von  $c_1$  gesucht.

$$J = D[f_1(\beta) \Sigma_c - c_1 t_2(\beta) \Sigma_2],$$

$$R = C \int_{\gamma_0}^{\infty} \{f_1^2(\beta) \Sigma_c^2 - 2c_1 f_1(\beta) \cdot t_2(\beta) \Sigma_c \Sigma_2 + c_1^2 f_2^2(\beta) \Sigma_2^2\} f(\lambda) d\gamma,$$

$$\frac{\delta R}{\delta c_1} = \int_{\gamma_0}^{\infty} [-2f_1(\beta) t_2(\beta) \Sigma_c \Sigma_2 + 2c_1 f_2^2(\beta) \Sigma_2^2] f(\lambda) d\gamma = 0,$$

$$c_1 = \frac{\int_{\gamma_0}^{\infty} f_1(\beta) t_2(\beta) \Sigma_c \Sigma_2 f(\lambda) d\gamma}{\int_{\gamma_0}^{\infty} f_2^2(\beta) f(\lambda) \Sigma_2^2 d\gamma}$$

hieraus  $\delta$  zu bestimmen.

Wird weiter für  $c_0 = \text{konst.}$   $\delta$  vorgeschrieben und  $c$  wie  $c_1$  gesucht (Problem der Spantflächenverteilung im  $\boxtimes$  und über das Schiff bei konst. Verdrängung), so ist für z. B.

$$y = \frac{B}{2} (1 - \xi^4)(1 - 0,4\xi^2)(1 - \zeta^4)(1 + c\zeta^4)(1 - c_1\xi^2\zeta),$$

$$J = D_1[\Sigma_c\{f_1(\beta) + c\mu(\beta)\} - c_1\Sigma_2\{\mu_1(\beta) + c\mu_2(\beta)\}],$$

z. B. 
$$\mu(\beta) = \int_0^1 e^{-\beta\zeta} (\zeta^4 - \zeta^8) \delta\zeta,$$

$$\mu_1(\beta) = \int_0^1 e^{-\beta\zeta} (\zeta - \zeta^5) \delta\zeta,$$

$$\mu_2(\beta) = \int_0^1 e^{-\beta\zeta} (\zeta^5 - \zeta^9) \delta\zeta.$$

$$R = C \int_{\gamma_0}^{\infty} \{\Sigma_c \cdot f_1(\beta) + c \cdot \mu \cdot \Sigma_c - c_1 [\Sigma_2 \mu_1 + c \Sigma_2 \mu_2]\}^2 f_0(\lambda) d\gamma$$

$$= c \int_{\gamma_0}^{\infty} \{a_0 + a_1 c + a_2 c_1 + a_3 c^2 + a_4 c_1^2 + a_5 c c_1 + a_6 c c_1^2 + a_7 c^2 c_1^2\} f(\lambda) d\gamma$$

hier haben wir  $c_1 = \chi(c, \delta)$  zu setzen und nach Substitution  $\frac{\partial R}{\partial c} = 0$  zu bilden.

Für das Beispiel ist

$$c_1 = \frac{0,7238 \left(0,8 + c \frac{4}{45}\right) - 0,7238(0,8)}{\left(\frac{4}{21} - \frac{4c_0}{45}\right) \left(\frac{1}{3} - \frac{c}{15}\right)} = 8,62 \frac{c}{5 + c},$$

$$-\frac{\partial c_1}{\partial c} = 8,62 \cdot \frac{5}{(5 + c)^2}$$

wir erhalten eine Gleichung 4. Grades, deren Koeffizienten nach recht umständlicher Rechnung zu ermitteln sind. Die Lösungen lassen sich numerisch oder graphisch immer erzwingen.

Ebenso läßt sich der Ansatz für  $\delta$  gegeben,  $c_0, c, c_1$  gesucht, aufstellen. Will man den spez. Widerstand pro Tonne Verdrängung zu einem Minimum machen, so hat man Ausdruck  $R/\gamma'V$  zu variieren, für

$$(1 - \xi^4)(1 - c_0 \xi^2), \quad \varphi(\xi) = 1 - \xi^4$$

ist

$$\frac{R}{\gamma' \cdot V} = C_1 \int_{\gamma_0}^{\infty} f^2(\beta) f_0^2(\lambda) \left\{ (-M_1 + 3M_5)^2 \frac{c_0^2}{a - c_0} - 4M_3(-M_1 + 3M_5) \frac{c}{a - c_0} + \frac{4M_3^2}{a - c_0} \right\} d\gamma,$$

$$\frac{\partial}{\partial c} \left( \frac{R}{\gamma' \cdot V} \right) = \int_{\gamma_0}^{\infty} f^2(\beta) f_0^2(\lambda) \left\{ (-M_1 + 3M_5)^2 \frac{2ac_0 - c_0^2}{(a - c_0)^2} - 4M_3(-M_1 + 3M_5) \frac{a}{(a - c_0)^2} + \frac{4M_3^2}{(a - c_0)^2} \right\} d\gamma = 0$$

da  $\delta = (0,8 - \frac{4}{21} c_0) 0,8$ .

Es liegt also eine quadratische Gleichung für  $c_0$  vor.

### Erörterung.

Herr Professor Horn, Berlin:

Meine Herren! Ich bin der Meinung, daß der Vortrag, den uns Herr Dr. Weinblum eben gehalten hat, aufs wärmste in unserem Kreise zu begrüßen ist. Er erscheint vielleicht zunächst als von etwas ungewöhnlicher Art infolge der Anforderungen, die er an das mathematische Fassungsvermögen der Hörer stellt. Zwar so, wie er eben gehalten worden ist, macht er einen ziemlich harmlosen Eindruck; der Herr Vortragende hat drei Formeln angeschrieben, von denen die erste und die dritte wahrhaftig nicht schwer zu verstehen sind. Wenn man sich aber den gedruckten Vortrag im einzelnen ansieht und wenn man besonders den Anhang ins Auge faßt, dann sieht die Sache schon nicht mehr so harmlos aus, im Gegenteil, ich kann mir denken, daß sich beim normalen Schiffbauingenieur, auch wenn es ein durchaus tüchtiger Vertreter seines Faches ist, die Haare sich zu sträuben anfangen (Heiterkeit), daß er zum mindesten, auch wenn er guten Mut hat, mit einem gewissen Bangen an die Sache herangeht und unter dem Gefühl steht, wie es Wilhelm Busch mit den Worten ausdrückt: Der Rabe, der mißtraut ihm sehr. (Heiterkeit.)

Es sind natürlich zunächst gewisse Bedenken vorhanden, wenn man einer so neuen Sache gegenübertritt, von deren Möglichkeit man bis vor kurzem nicht viel geahnt hat. Diejenigen zwar, die auf diesem Gebiete etwas Bescheid wissen, wissen von der Michellschen Theorie, wissen von den Versuchen von Wigley; daß man aber derartig weitgehende Anwendungen machen könne, wie sie uns der Herr Vortragende soeben dargelegt hat, das wird auch für die Eingeweihten eine gewisse Überraschung sein.

Zwei Bedenken sind es wohl hauptsächlich, die einem da kommen können. Das erste wäre das, ob die Annäherungen, mit denen die Michellsche Theorie und somit auch der Herr Vortragende hat rechnen müssen, nicht zu weitgehend sind. Man könnte fürchten, daß hier vielleicht ein ähnlicher Weg beschritten werden könnte, wie der, auf welchem im vorigen Jahrhundert die abstrakte Hydrodynamik geradezu auf Irrwege geführt hat; denn wenn diese bei einem untergetauchten Körper in idealer Flüssigkeit einen Widerstand gleich Null erhielt, so war eben durch die Vernachlässigung der Zähigkeit der Anschluß an die Wirklichkeit absolut verbaut. Wenn etwas Ähnliches hier vorläge, wäre das Todesurteil über diese Theorie gesprochen, aber ich glaube, daß das hier, jedenfalls in vielen wichtigen Fällen, nicht der Fall ist. Die Vernachlässigung der Zähigkeit kann hier offenbar nur dann eine größere Rolle spielen, wenn ein wesentliches Maß von Wirbelablösung vorhanden ist. Vielleicht ist nach dieser Richtung Herr Dr. Weinblum doch etwas zu optimistisch gewesen. Wir sind zu der Annahme berechtigt, daß die Theorie sich gut wird anwenden lassen bei schlanken Schiffen, bei denen kein merklicher Wirbelwiderstand entsteht, weil die Umsetzung von Geschwindigkeit in Druck am Hinterschiff ohne große Verluste vor sich geht. Wesentlich anders aber liegen die Dinge in dem Falle, wo infolge größerer Völligkeit des Hinterschiffs die Umsetzung der Geschwindigkeit in Druck mit größeren Verlusten verbunden ist — dann wird die Potentialströmung, und da diese ja auch für das Wellenbild verantwortlich ist, somit auch das letztere wesentlich verändert. Aber wir können jedenfalls zunächst damit zufrieden sein, daß in einer ganzen Anzahl auch praktisch wichtiger Fälle, das sind eben die schlanken und schnellen Schiffe, diese Schwierigkeit nur in geringem Maße existiert und wir bei diesen nicht zu befürchten brauchen, daß sich daraus etwa paradoxe Trugschlüsse ergeben könnten, wie sie aus der abstrakten Hydrodynamik des vorigen Jahrhunderts vielfach gezogen worden sind.

Hierzu noch eine kurze Abschweifung. Sie wissen alle, welch einen außerordentlich erfreulichen und erfolgreichen Anstieg die Aerodynamik in den letzten Jahrzehnten genommen hat. Da haben prominente Persönlichkeiten — ich nenne für Deutschland Prandtl und v. Karman und erinnere an die Tragflügeltheorie — bei ihren Forschungen vielfach auch die Voraussetzung eines idealen Mediums zu Hilfe genommen, und Sie wissen alle, zu wie maßgebenden und auch praktisch wertvollen Ergebnissen man dadurch gelangt ist, zu Ergebnissen, zu denen man auf dem Wege der reinen Empirie und Modelltechnik nie und nimmer gelangt wäre. Auch dieses Beispiel ist daher wohl geeignet, uns darüber zu beruhigen, daß man auch da, wo man Vereinfachungen macht und machen muß, doch zu praktisch wertvollen Ergebnissen kommen kann. Jedenfalls glaube ich diesen Teil meiner Ausführungen dahin zusammenfassen zu dürfen, daß ich sage: wenn man auf Grund gewissenhafter Kritik die Überzeugung gewinnt, daß im Bereich von Grenzen, die man übersehen kann, die Vereinfachungen, die gemacht worden sind, eine vernünftige Annäherung darstellen, dann soll man sich bei einer so wichtigen grundlegenden Sache, wie sie die rechnerische Ermittlung des Wellenwiderstandes ist, auch nicht scheuen, ein größeres mathematisches Rüstzeug anzuwenden, dann ist die Sache des Schweißes der Edlen wert. Und wenn wir Schiffbauer uns allmählich auch an solche Dinge etwas mehr gewöhnen, so werden wir nicht schlecht dabei fahren.

Das zweite Bedenken, das ich im Auge habe, ist ein mehr praktisches. Es könnte gesagt werden: Ja, damit greift man doch in das ureigenste Gebiet der Modelltechnik ein, denn die hat ja gerade die Aufgabe sich gestellt, den Wellenwiderstand zu ermitteln — nur dazu ist sie hauptsächlich da, denn den Reibungswiderstand müssen wir ja doch errechnen, und wenn wir nun auch noch den Wellenwiderstand errechnen, so bedeutet das im Grunde einen überflüssigen Eingriff in Gebiete, die bisher der Modelltechnik vorbehalten waren. Ich glaube, diese Befürchtungen sind wohl gänzlich unbegründet. Im Gegenteil, es eröffnen sich für die Modelltechnik gerade auf Grund dieses Vortrags meiner Ansicht nach ganz neue ungeahnte Perspektiven, die durchaus befruchtend auf die Modelltechnik wirken können — einiges davon ist ja heute schon angedeutet worden — vor allem die Möglichkeit, unter Umständen auch mal den Wellenwiderstand zu errechnen, statt des Reibungswiderstandes, und dann umgekehrt auf den Reibungswiderstand zu schließen, und man kann daraus vielleicht neue Erkenntnisse erlangen, die uns über bis jetzt noch vielfach dunkle Gebiete neue Aufschlüsse geben könnten.

Einer der Hauptvorteile, den ich mir von der Zusammenarbeit zwischen Theorie und Modelltechnik verspreche, ist ferner der, daß die neue Theorie ordnend und richtungsweisend für die Versuchsprogramme wirken wird; sie weist von vornherein den Weg, wie man zu günstigsten Formen gelangt; man braucht nicht planlos hin- und herzutasten, sie scheidet von vornherein das Ungünstige aus. Ich möchte in diesem Zusammenhange auch den Wunsch aussprechen, daß die Hoffnung, von der Herr Dr. Weinblum auch gesprochen hat und an der ich auch nicht ganz unbeteiligt bin — gemeint ist die Vornahme der grundlegenden Modellversuche zur Nachprüfung des Anwendungsbereichs der Theorie —, in absehbarer Zeit sich verwirklichen möge.

Zum Schluß noch eine kleine Bemerkung. Wenn man Modellversuche vor sich hat und Ergebnisse von verschiedenen, auch vielleicht systematischen Versuchen, dann kommt irgendein Ergebnis heraus, und das nimmt man zur Kenntnis, aber man hat dabei doch immer ein etwas ungemütliches Gefühl insofern, als man vielfach nicht weiß, worauf die Wirkung zurückzuführen ist. Ich hoffe, auch darin wird die neue Theorie neue Wege weisen können und wird auch nach dieser Richtung hin systematischere Ergebnisse liefern. Freilich mag dies vielleicht in der Praxis nicht so ganz einfach sein, denn in den mathematischen Formeln, die Sie da im Anhang finden, kann schließlich das Ergebnis sich so verstecken, daß eine Analyse, daß eine Diskussion dieser Formeln nicht zu den ganz einfachen Aufgaben gehören würde. Es wäre aber jedenfalls sehr schön, wenn sich ein mathematisches Verfahren so anlegen ließe, daß man die wesentlichen, d. h. die greifbaren physikalischen Vorstellungen herausarbeiten kann. Bei einigen Beispielen, die Herr Dr. Weinblum vorgeführt hat, hat er sie ja schon herausgearbeitet. Wenn sich z. B. ergibt, daß wenn man Displacement oben von der Wasserlinie wegnimmt und tief nach unten in einen Wulst hineinverlegt, infolge des Abklingens des Wellenwiderstandes mit der Tiefe das Displacement unten weniger schadet als oben, so ist das eine greifbare Sache. Als Beispiel erwähne ich noch die anschauliche Vorstellung, die Herr Dr. Kempf gestern an Hand seines Lichtbilds über die Lage der vom Schiff erzeugten Wellen relativ zum Schiff geweckt hat. Er sagte z. B.: wenn das Schiff auf zwei Wellenbergen liegt und über die Schiffsmittle ein Wellental sich erstreckt, ist es zweckmäßig, das Displacement möglichst nach der Mitte zusammenzudrängen und die Enden scharf zu machen. Es ist leicht vorstellbar, daß das gut ist, denn dann sinkt in der Mitte des Schiffs die Wellenkontur tief herab, das Displacement in der Mitte kann daher keinen großen Wellenwiderstand erzeugen. Ob es möglich sein wird, auf Grund der mathematischen Behandlung auch solche systematisch-physikalisch vorstellbaren Aufschlüsse zu geben, wird eine Frage sein, die ganz gewiß auch weitere Kreise interessiert. Die Lösung wird wahrscheinlich nicht einfach sein, sie käme darauf hinaus, daß, wenn man Änderungen der Form vornimmt, wenn man z. B. das Displacement von einem Punkte zum anderen transportiert, daß man dann nicht die ganze Rechnung für jeden einzelnen Fall von neuem aufmacht, sondern unmittelbar die Wirkung der Displacementsverschiebung zu erfassen sucht.

Herr Dr. Weinblum hat schon zum Ausdruck gebracht, daß er es bei dieser Arbeit nicht bewenden lassen will, sondern daß er Weiterarbeit nach verschiedenen Richtungen hin plant. Ich möchte aber meiner Bewunderung darüber Ausdruck geben, daß schon jetzt diese schwierige Materie uns gleich in so reichem Umfange und in so schön ausgereifter Form dargeboten worden ist, daß schon Probleme angeschnitten werden konnten wie das des Minimums des Wellenwiderstandes — außerordentlich weitgehende Probleme, die wir in diesem einen kurzen Vortrag zusammengedrängt finden. Diese schöne Arbeit verdient es, daß sie in möglichst weiten Kreisen der Schiffbauingenieure bekannt wird und auch entsprechend praktisch verwertet wird. (Beifall.)

Herr Dr.-Ing. W. Schmidt, Berlin:

Meine Herren! Diejenigen unter uns, die dienstlich oder aus Neigung mit der Widerstandsfrage von Schiffen zu tun, dabei bisher aber keine Gelegenheit und ausreichende Muße gefunden haben, sich mit der besonders in letzter Zeit häufiger genannten Michellschen Widerstandstheorie eingehend zu befassen, werden wohl alle dem Vortrag von Herrn Dr. Weinblum mit Spannung entgegengesehen haben, um zu hören, was diese Theorie zu leisten vermag.

Ein Lichtbild (Abb. 5a bis c), das ich Ihnen vorhin im Anschluß an den Vortrag von Herrn Dr.-Ing. Herrmann bereits zeigen durfte, war gleichzeitig als Vorbereitung zu dem eben gehörten Vortrag gedacht. Allerdings lag die als Manuskript gedruckte Arbeit des Herrn Vorredners bei der Anfertigung von Abb. 5 noch nicht vor, es wurde daher für ein möglichst großes Geschwindigkeitsbereich und verschiedene Schiffsgattungen  $W/D$  und  $a/L$  über  $v^2/Lg$  aufgetragen<sup>1</sup>. Außerdem wurden die Werte  $Lg/v^2 2\pi$  als Anhalt für die Schätzung der jeweiligen Länge der Begleitwellen auf der Abszisse vermerkt.

Wie Sie erkennen, erhält man bei dieser Auftragung für so schlanke Schiffe, wie sie bei der Marineleitung entworfen werden, und für  $Lg/v^2 2\pi > 0,3$  angenähert Streckenzüge mit ziemlich plötzlichen Änderungen des Verlaufs. Diese plötzlichen Änderungen liegen nach Abb. 5a bis c im Mittel etwa bei

$$\frac{Lg}{v^2 2\pi} = \begin{matrix} 2^{1/3}, & 1^{1/3}, \\ & 1^{2/3}, & 2/3 \left(\frac{1}{3}\right), \end{matrix}$$

etwa bei  $2^{1/3}$  und  $1^{1/3}$  steigt der Widerstand an, hier befindet sich also ein Widerstandstal. Gleichzeitig treten, wie man aus den Werten  $a/L$  erkennt, Änderungen in der Trimmlage (Beginn des Austauschens des Bugs) oder der Form der Bugwelle auf; bei  $1^{2/3}$  und  $2/3$  erreicht der Widerstand ein Maximum und nimmt danach weniger stark zu. Diese Erscheinung macht sich auch in der Trimmlage bemerkbar, Abb. 5. Besonders lehrreich sind die Erscheinungen bei  $Lg/v^2 2\pi = \approx \frac{1}{3}$ . In der Nähe dieses Wertes beginnt die Überlegenheit der Gleitboote über die Rundspantenboote in Erscheinung zu treten, Abb. 5c.

Wir wollen uns schnell noch die zugehörigen Werte  $v/\sqrt{Lg}$  vermerken, die später eingezeichnet worden sind, als das Manuskript des Herrn Dr.-Ing. Weinblum vorlag. Es entsprechen sich

$\frac{Lg}{v^2 2\pi} =$	$2^{1/3}$	$1^{2/3}$	$1^{1/3}$	$2/3$	$1/3$
$\frac{v}{\sqrt{Lg}} =$	0,274	0,31	0,348	0,49	0,695
	Tal	Berg	Tal	Berg	Beginn des Gleitens

Nun vergleichen Sie bitte Abb. 19 und 20 des Herrn Vortragenden hiermit, und Sie werden finden, daß diese Werte mit den Ergebnissen der Michellschen Theorie, die nur den Wellenwiderstand betrachtet, ganz gut übereinstimmen. Allerdings sind in Abb. 19 und 20 von Herrn Dr. Weinblum die Berge und Täler stärker ausgeprägt, aber diesem Umstand kann aus dem Grunde kein allzu großer Wert beigelegt werden, weil, wie bei unserer Marineleitung festgestellt worden ist, ausgeprägte Berge, wenn sie bei schlanken Schiffen einmal auftreten, durch bestimmte Formänderungen beseitigt werden können. In Abb. 5a sehen Sie hierfür ein Beispiel. Bei der unteren Widerstandskurve ist bei  $1^{2/3}$  noch ein Buckel zu erkennen, bei der darüber gezeichneten ist er an dieser Stelle verschwunden. Nach all dem scheint die Michellsche Theorie durchaus beachtenswert zu sein, was sie bei der Formgebung der Schiffe zu leisten imstande ist, muß die Zukunft lehren.

Herr Professor Dr.-Ing. Erbach, Danzig:

Der Vortrag des Herrn Dr. Weinblum, der sehr wertvoll durch seinen Aufsatz in der Zeitschrift „Werft und Reederei“, den wir alle vor uns haben, ergänzt wird, behandelt zwei Probleme: erstens die Darstellung der Schiffsoberfläche, hauptsächlich im Unterwasserschiff, durch mathematische Gleichungen, und zweitens die Berechnung des wellenbildenden Widerstandes von Schiffen, die nach diesen Linien konstruiert sind, nach dem Michellschen Verfahren.

Ich glaube, es besteht kein Zweifel darüber, daß die Studien des Herrn Dr. Weinblum als mathematisch-wissenschaftliche Arbeit sehr hoch zu bewerten sind. Ich möchte hier aber kurz die Frage streifen, welche Bedeutung die Untersuchungen von Herrn Dr. Weinblum für die praktische Konstruktion von Schiffslinien besitzen.

Zu 1. glaube ich kaum, daß in der Praxis die mathematische Konstruktion der Schiffslinien die rein zeichnerische verdrängen wird. Die zeichnerische Darstellung ist meines Erachtens auch bei mathematischen Schiffslinien in vollem Umfang notwendig. Wir müssen die Ergebnisse doch durchstraken, um die bei der nicht ganz einfachen Berechnung vorkommenden Rechenfehler finden und ausschalten zu können; wenn also durch die mathematischen Schiffslinien bei der zeichnerischen Darstellung nichts gespart wird, dann wird sich auch die Konstruktion der Linien nicht vereinfachen, im Gegenteil, ich glaube sogar, daß die rein zeichnerische Konstruktion schneller durchzuführen sein wird als die mathematische, zumal es in der Praxis nicht auf die Eleganz der Lösung ankommt, sondern auf die Schnelligkeit.

Ich glaube auch nicht, daß der etwaige Verzicht auf die Schnürbodenarbeit dem Schiffbauer ein Gegenwert für die geringere Freiheit in der Linienführung bei mathematischer Konstruktion sein kann. Auch die Möglichkeit, den wellenbildenden Widerstand dieser mathematischen Schiffslinien nach dem Michellschen Verfahren zu errechnen, dürfte kein Grund für die Annahme der mathematischen Schiffskonstruktion in der Praxis sein. Abgesehen von der Begrenzung der Gültigkeit dieses Verfahrens, die Herr Weinblum ja auch eingehend geschildert hat, fehlt doch vor allen Dingen — das ist hier noch nicht erwähnt worden — die Errechnung des Einflusses des Propellers auf den Wellenwiderstand. Es ist jeden-

<sup>1</sup> Eine Erläuterung der Zeichen befindet sich auf S. 384.

falls, wie schon Herr Kollege Dr. Horn gesagt hat, ausgeschlossen, auf Grund dieser rechnerischen Erfassung des Wellenwiderstandes auf den Schleppversuch zu verzichten und die Kosten dafür zu sparen. Wenn man, was meistens der Fall ist, auch die Propeller selbst untersuchen will, braucht man ein Schiffsmodell und Schleppversuche im gleichen Umfang wie sonst. Es fehlt also, meiner Ansicht wenigstens jetzt noch, der Anreiz, die Studien des Herrn Weinblum bei der praktischen Schiffskonstruktion anzuwenden.

Ich bin weit entfernt, den Wert der Weinblumschen Arbeit dadurch geringer anzusetzen; er liegt nur meiner Ansicht nach zunächst einzig auf dem Gebiete der Forschung, besonders auf dem Gebiete der systematischen Widerstandsforschung. Herr Kollege Dr. Horn hat dies schon ausgeführt; ich möchte nur einiges hinzufügen. Bisher war es bei systematischen Widerstandsversuchen ein großer Mangel, daß es nicht möglich war, die Linienführung eines Schiffes beschreibend eindeutig festzulegen. Wir konnten sagen, wie groß  $L/B$ ,  $B/T$ ,  $\delta$ ,  $\alpha$ ,  $\beta$  usw. ist; wir konnten auch sagen: das Schiff hat im Hinterschiff „Sackspanten“, im Vorschiff „V-Spanten“ usw., aber damit war auch unsere Beschreibung zu Ende, genauer konnten wir die Eigenart der Linien nicht analysieren. Nahm man bei vergleichenden Widerstandsversuchen Variationen in einer bestimmten Richtung vor, so änderte sich ungewollt der Liniennriß auch hinsichtlich anderer Kriterien. Der neu entworfene Liniennriß hatte ganz andere Charakteristiken, besonders wenn er von einem anderen Konstrukteur ausgeführt wurde; jeder Konstrukteur konnte seine persönliche Note in die Linien hineinbringen. Deshalb sind derartige vergleichende Widerstandsversuche so schwierig. Aber nun kann man durch die mathematische Beschreibung der Linien ihre Charakteristik genau analysieren und System in die Variationen hineinbringen, während bisher diese Variationen an einer gewissen Systemlosigkeit litten. Dadurch bekommt die ganze vergleichende Widerstandsforschung mehr System und Ordnung. Man sollte daher systematische vergleichende Widerstandsversuche in erster Linie mit mathematisch bestimmten Schiffslinien anstellen; es wird dann immer möglich sein, an mathematischen Schiffslinien gefundene Gesetzmäßigkeiten auf ähnliche, rein zeichnerisch konstruierte Linien anzuwenden.

Wenn auch die absolute Errechnung des Wellenwiderstandes wegen der vereinfachenden Annahmen, die die Michellsche Formel macht und namentlich deshalb nicht möglich ist, weil der Propellereinfluß nicht erfaßt werden kann, so bietet doch die Michellsche Formel ausgezeichnete Möglichkeiten für Vergleiche, durch welche die Abhängigkeit des Wellenwiderstandes von den Charakteristiken der Schiffslinien wenigstens in ihrer Richtung und ungefähren Größenordnung erkannt werden kann. Ich bin daher der Ansicht, daß es dringend erwünscht ist, daß Herr Weinblum auf dem begonnenen Wege weiter fortschreitet und möchte der Hoffnung Ausdruck geben, daß er bei seiner Tätigkeit hier an der Schleppversuchsanstalt in Berlin Gelegenheit findet, die zunächst in der Studierstube gewonnenen Erkenntnisse auch bei der Versuchstechnik anzuwenden und zu vertiefen. Ich bin gewiß, daß die Versuchsanstalt Berlin den großen Wert der Arbeit des Herrn Dr. Weinblum für die Systematik der Widerstandsforschung erkannt hat und sie ihm bei seinen weiteren Studien mit allen ihr zur Verfügung stehenden Hilfsmitteln unterstützen wird. (Beifall.)

Herr Dr. Kempf, Hamburg:

Auch ich halte die Theorie des Herrn Dr. Weinblum für einen gewaltigen Sprung nach vorwärts, und ich beglückwünsche ihn dazu von ganzem Herzen. Wir haben seit den Versuchen von Wigley diese Fragen in Zusammenarbeit mit Herrn Dr. Hogner eifrig verfolgt und werden sie auch weiter mit größtem Interesse verfolgen. Von den Vernachlässigungen, von denen Professor Horn sprach, liegt mir die Vernachlässigung des Trimm besonders am Herzen, und ich möchte Herrn Dr. Weinblum fragen, ob es nicht vielleicht möglich ist, mit Hilfe seiner Methode schon jetzt zu berechnen, wie der Trimm einer Schiffsform sich gestalten wird, d. h. ob die vertikalen Drücke vollkommen ausgeglichen werden. Man kann eine noch so gute Form berechnen, so wird doch diese Berechnung illusorisch, wenn die Form stark vertrimmt. Für das Primäre halte ich es also, eine Form zu konstruieren, die möglichst wenig Trimm besitzt, es sei denn, daß durch die Berechnung sich zeigt, daß eine vertrimmte Form einen günstigeren Widerstand erfährt.

Wenn Herr Professor Horn bezüglich der Versuchsanstalten die Frage stellt, ob sie überflüssig werden könnten, so habe ich dieses Bedenken ebenfalls nicht. Ich stehe aber andererseits auf dem Standpunkt, daß die Versuchsanstalt, wie auch jede Theorie, im Grunde genommen dazu da ist, mit der Zeit sich selber überflüssig zu machen; sie sollen nur ein Durchgangsstadium sein, und damit haben sie ihre Pflicht erfüllt.

Bezüglich der Wasserlinienform habe ich Herrn Weinblum so verstanden, daß er auch lieber statt ihrer die Form der Displacementskurve benutzt; er macht nun einfache Aussagen über die Wirkung von bestimmten Wasserlinienformen, und zwar sagt er, daß bei den größeren Froudeschen Zahlen die völligen Wasserlinienformen besser werden; aber es gibt bei den Froudeschen Zahlen von 0,4 aufwärts doch Wasserlinien, die selbst bei schlanken Schiffen eine solche Bugwelle erzeugen, daß es vorteilhafter wird, hohle Wasserlinien anzuwenden, und das gibt dann unter Umständen ganz erhebliche Widerstandsverringerungen. Bei Froudeschen Zahlen von 0,2, für die der Vortragende hohle Wasserlinien fordert, hat es sich bisher als günstig erwiesen, völlige Wasserlinien anzuwenden; aber die Erfahrung einer fremden Versuchsanstalt geht dahin, daß allerdings auch in diesem Falle in ganz engem Bereich durch eine Veränderung der völligen oder geraden Wasserlinien, namentlich der Oberwasserlinien, in hohle Wasserlinien, durch Herausziehen des Vorstevens, eine Änderung der Bugwelle hervorgerufen werden kann, die eine Widerstandsverringerung bis zu 10% hervorruft. (Beifall.)

Herr Dr.-Ing. Weinblum, Berlin (Schlußwort).

Meine Herren! Ich habe zunächst die angenehme Pflicht, für die außerordentlich wohlwollende Diskussion aufrichtig zu danken.

In Übereinstimmung mit Herrn Prof. Dr. Horn ist zu bemerken, daß die Theorie, wie betont, unbedingt nur auf scharfe Schiffe angewendet werden soll, bevor experimentelle Untersuchungen vorliegen, weil die

Wirbelablösung das Bild wesentlich verändern kann, insbesondere die Interferenzeffekte voraussichtlich einer weitgehenden Störung unterliegen. Die vorliegende Theorie ist eine Arbeitshypothese, sie ist nicht berufen, Versuche zu ersetzen, sondern bedarf zunächst selbst einer experimentellen Kontrolle, um späterhin eine Systematisierung des Versuchswesens zu erleichtern. Ich danke Herrn Prof. Dr. Horn, daß durch seine Initiative die Möglichkeit einer experimentellen Verifizierung geschaffen ist.

Was die Ausführungen meines früheren Chefs, Herrn Prof. Dr. Erbach, anlangt, so möchte ich sagen, daß mir bei der Darstellung der Schiffslinien durch ganze rationale Funktionen in erster Linie theoretische Zwecke vorschwebten. Eine Einführung in die Praxis würde, glaube ich, dort notwendig sein, wo kein Schnürboden vorliegt, wie mir das zum Beispiel von Norwegen bekannt ist.

Darüber hinaus hoffe ich, daß in absehbarer Zeit im Großschiffbau allgemein exakte Schiffslinien zur Anwendung kommen werden, wenn erst die mancherlei bestehenden Schwierigkeiten beseitigt sind.

Die interessanten Ergänzungen des Herrn Dr. Schmidt bestätigen generell die theoretischen Schlußfolgerungen.

Zu den wertvollen Bemerkungen des Herrn Dr. Kempf übergehend, möchte ich zuerst auf die Frage des Trimmings zurückkommen. Die Verhältnisse liegen da außerordentlich schwierig: Die Theorie hat als Grenzbedingung den ebenen Kiel, es wird deshalb nicht leicht sein, eine unbedingt wünschenswerte Korrektur anzubringen. Die schönen Versuche von Wigley haben bei Zwangstrimm keinen wesentlichen Unterschied im Widerstand vom freien Trimm ergeben. Aber diese speziellen Versuche können uns nicht über die von Herrn Dr. Kempf erwähnte Schwierigkeit hinweghelfen.

Bezüglich der Froudeschen Zahlen, bei welchen verschiedene Wasserlinienformen jeweilig ein Optimum ergeben, ist hervorzuheben, daß auch hier eine periodische Abhängigkeit wie in allen Fragen des wellenbildenden Widerstandes besteht — hohl und völlig wechseln miteinander ab. Für kleinere Froudesche Zahlen sind die Rechnungen noch nicht abgeschlossen; von 0,30 bis etwa 0,22 erscheint die hohle Wasserlinie als besonders günstig, ob darunter gerade oder konvexe Formen besser sind, müssen weitere Untersuchungen ergeben.

Meinerseits darf ich vielleicht neben verschiedenen anderen Unzulänglichkeiten erwähnen, daß das Zahlenbeispiel der vorliegenden Arbeit weder genügend übersichtlich, noch elegant gerechnet ist, da in den Ergebnissen statt der Froudeschen Zahlen Geschwindigkeiten auftreten. Ich hoffe, in absehbarer Zeit ein bequemerer Schema an anderer Stelle veröffentlichen zu können.

Auf den Schultern eines Riesen wie Michell stehend, ist es leicht, ein Stück weiterzuschauen, als es vordem möglich war, und ich möchte meiner Verehrung für den großen Meister Ausdruck geben, indem ich ein bekanntes Wort Goethes periphrasierend auf mich anwende: „Denn Michellide zu sein, wenn auch der letzte, ist schön.“

Vorsitzender Herr Ministerialdirektor Dr.-Ing. e. h. Presze:

Meine Herren! Auch Herr Weinblum hat uns einen Auszug aus einem großen wissenschaftlichen Werke vorgetragen, und wir sind ihm dafür von ganzem Herzen dankbar. (Beifall.) Die Bestrebungen, Schiffe auf rein theoretischer Grundlage zu entwerfen, sind ja nicht neu, aber neu ist zweifellos der streng wissenschaftliche Weg, den Herr Weinblum eingeschlagen hat, und auf dem er in so außerordentlich exakter und erfolgreicher Weise vorgeschritten ist. Ich glaube, beides, die reine Theorie der Konstruktion und der Schlepptversuch werden sich in günstiger Weise ergänzen müssen und dahin führen, daß wir hoch qualifizierte Schiffe bekommen, wie wir sie in Deutschland in erster Linie brauchen. Ich bin überzeugt, dazu werden die sehr eingehenden wertvollen Arbeiten von Herrn Weinblum wesentlich beitragen, und ich danke Herrn Weinblum, daß er uns diese Erfahrungen hier zu Kenntnis gegeben hat. (Beifall.)

## XVII. Besichtigungen.

Gelegentlich der Hauptversammlung fanden am 23. November 1929 folgende Besichtigungen statt:

- a) Physikalisch-Technische Reichsanstalt Berlin-Charlottenburg;
- b) Staatliches Materialprüfungsamt Berlin-Dahlem;
- c) Schaumlöschvorführungen auf dem Versuchsfelde der Minimax-Perkeo A.-G. in Neuruppin.

An diesen Besichtigungen beteiligten sich ungefähr 150 Gesellschaftsmitglieder.

Die Einrichtungen der Physikalisch-Technischen Reichsanstalt, ihre Ziele und ihre Tätigkeit sind von K. Scheel in der Zeitschrift „Die Naturwissenschaften“, 1913, Heft Nr. 8, Seite 177, und Heft Nr. 31, Seite 740, und von M. Jakob in der Zeitschrift des V. D. I. 1927, Seite 1406 beschrieben.

Angaben über das Staatliche Materialprüfungsamt befinden sich in der Zeitschrift des V. D. J. 1904, Seite 1021 und in der Zeitschrift „Stahl und Eisen“ 1904, Seite 807.

Die Vorführungen der Minimax-Perkeo A.-G. wurden durch folgenden im Auszug wiedergegebenen Vortrag des Herrn Direktor vom Hofe eingeleitet:

In den letzten Monaten haben verheerende Brände auf verschiedenen im Bau, im Dock und auf der Fahrt befindlichen Schiffen stattgefunden und immer bewiesen, daß eine Lücke im Feuerschutz an Bord vorhanden ist.

Das Augenmerk des Schiffbauers und des Feuerwehringenieurs muß auf den vorbeugenden und ausübenden Feuerschutz in gleicher Weise gerichtet sein. Unter vorbeugendem Feuerschutz versteht man Einrichtungen, die es gestatten, Entstehungsfeuer nach Möglichkeit zu verhüten bzw. im Keime zu ersticken.

Ob das Schiff auf der Werft, im Dock oder auf der Fahrt sich befindet: die Möglichkeit, Entstehungsfeuer zu verhüten bzw. im Keime zu ersticken, ist vorhanden und muß durchgeführt werden.

Bei den immer mehr zur Verwendung gelangenden flüssigen Brennstoffen ist die Feuersgefahr gegenüber dem jahrzehntelang allein üblichen festen Brennstoffen naturgemäß vergrößert. Daß aber auch hier die Feuerlöschindustrie nunmehr in der Lage ist, durch geeignete Sonderlöschmittel die Wirksamkeit der bisherigen Feuerlöscheinrichtungen ganz bedeutend zu erhöhen, soll heute hier gezeigt werden.



Bei einem Brande auf einem im Hafen bzw. Dock liegenden Schiff werden die Machtmittel der örtlichen Feuerwehren eingesetzt und es dürfte mit diesen gelingen, die Gefahr in verhältnismäßig kurzer Zeit zu beseitigen, da die Berufsfeuerwehren aller Hafenstädte heute mit Vorrichtungen zur Bekämpfung von Ölbränden ausgerüstet sind.

Anders, wenn das Schiff sich auf der Fahrt befindet!

Hier ist die Schiffsleitung auf sich allein angewiesen und muß mit den an Bord befindlichen Geräten des Feuers Herr werden.

Wir wissen, daß sowohl bei Fahrgast- und Fracht-, als auch bei Schiffen der Kriegsmarine heute jeder Platz ausgenutzt und die Ladefähigkeit bis aufs äußerste erschöpft ist. Wenn trotzdem bei den Handelsschiffen das Gaslöschverfahren aus den verschiedensten Gründen eine außerordentliche Rolle spielt, so ist man doch von der Erkenntnis, den Dampf allein als bisher wirksam angesprochenes Löschmittel anzusehen, allmählich abgekommen und hat sich auf Grund der inzwischen gemachten Erfahrungen mehr und mehr dem zwar seit Jahren bekannten, aber erst in den letzten zwei Jahren technisch hochentwickelten Löschverfahren, „dem Schaumlöschverfahren“ zugewandt.

Vom Schaumlöschverfahren ausgehend, soll der ausübende Feuerschutz etwas ausführlicher behandelt werden. Es ist zu unterscheiden zwischen Handels- und Kriegsschiffen. Bei ersteren ist das Groß-Gas-Löschverfahren in erster Linie für die Laderäume mit ihrem wertvollen Inhalt bestimmt. Das flammenerstickende Gas tritt in diese ein und wird, in genügender Menge vorhanden, in kurzer Zeit das Feuer ersticken. Der Aufenthalt in diesen Räumen während der Löschaktion oder auf längere Zeit hinterher ist jedoch für Menschen nicht möglich, da z. B. bereits bei einer Sättigung der Luft mit 8 bis 10 % Kohlensäure Atemnot und Bewußtlosigkeit, bei einer Sättigung der Luft mit 20 bis 30 % sichere Tötung nach einigen Minuten eintritt.

Bei großen Fahrgastschiffen gehören zur Beschickung brennender Räume ganz gewaltige Mengen  $\text{CO}_2$ -Gase. So sind z. B. bei einem Schiffe von 46000 Tonnen drei Batterien komprimierter Gase angeordnet, von denen je zwei 60 und die dritte 20 Flaschen hat! Jede dieser Flaschen enthält 28 kg  $\text{CO}_2 = 14 \text{ m}^3$   $\text{CO}_2$ -Gas. Diese großen Mengen sind nach den Vorschriften des Board of Trade erforderlich, um 25 % des zu schützenden Luftraumes mit  $\text{CO}_2$  zu füllen. Die hierfür notwendigen Unterbringungsverhältnisse fehlen aber auf Kriegsfahrzeugen.

Was die Mitführung größerer Mengen hochkomprimierter Gase auf letzteren aber noch weiter ausschließt, ist die durch Geschoßeinschläge hervorgerufene besonders hohe Gefahr der Explosion. Die  $\text{CO}_2$ -Flaschen haben bei

	0°	Außentemperatur etwa	36	Atm.	Innendruck,
bei	15°	„	52	„	„
„	31°	„	73	„	„

Von da ab steigen die Drucke unverhältnismäßig schnell; bereits bei 80° liegt die Gefahr der Explosion vor. Schlägt in eine größere Flaschenbatterie ein

Geschoß ein, so kann man die verheerende Wirkung — und zwar nicht nur für die nächste Umgebung — ermessen.

Abgesehen von einer örtlichen — man kann in vielen Fällen von einer schlagartigen Wirkung der Kohlensäure sprechen — kommt sie jedoch für einen vortragenen Löschangriff nicht in Frage. Sie muß vor allen Dingen dort versagen, wo in den brennenden Raum der Eintritt von Frischluft möglich ist.

Gibt es nun überhaupt die Möglichkeit, Brandkatastrophen auf Schiffen in See wirksam entgegenzutreten? Diese Frage ist zu bejahen.

Das Schaumlöschverfahren, ob fest eingebaut oder mit transportablen Geräten, gestattet den Anschluß von Schläuchen, mittels deren man mit Strahl-, besser aber mit Gießrohr bei Bränden im Hafen um das eigene Schiff eine breite Schaumschicht legen und es damit immun machen kann. An Bord selber gestatten die Schaum-Aggregate die Verwendung nicht nur an den durch besondere Rohrleitungen geschützten Gefahrenquellen, sondern auch in allen Teilen des Schiffes, da für alle Stellen geeignete Feuerlöschschläuche angeschlossen werden können.

Die großen Öltankanlagen auf dem Lande sind zu einem hohen Prozentsatz mit Schaumschutzanlagen gesichert. Diese werden entweder automatisch oder von Hand betätigt. Es wäre eine falsche Rechnung, wenn man die Kosten für eine solche Schutzanlage als zu hoch bezeichnet, ohne gleichzeitig die Kosten der Tankanlage und die Kosten ihres wertvollen Inhaltes demgegenüber zu stellen. Die Erfahrungen haben uns gezwungen, im Innern der Tanks Leitvorrichtungen für den Schaum einzubauen. Diese Einrichtungen gewährleisten auch bei niedrigster Höhe des Brennstoffspiegels, daß der Schaum diesen erreicht.

Wenn auch obige Ausführungen über Tankschutzanlagen auf dem Lande in gewisser Beziehung auch auf Tankschiffe zutreffen, so wäre es doch als ein Mangel zu bezeichnen, wenn Interessenten aus Schifffahrtskreisen nicht geeignete Objekte aus dem Bordbetrieb vorgeführt würden. Deshalb ist die Attrappe eines Schiffsmotor-Aggregates aufgestellt, in welcher ein Ölbrand entfacht werden kann, der dann durch Schaum gelöscht wird.

Dank des Entgegenkommens der Marinewerft Wilhelmshaven und der wertvollen kritischen Hinweise, die uns liebenswürdigerweise die Herren des Germanischen Lloyd bei ihren wiederholten Besuchen gaben, ist hier ein Lehr- und Lernobjekt geschaffen worden, an dem grundlegende Versuche gemacht werden können.

Über die chemischen Grundlagen des Schaumlöschverfahrens macht der Chefchemiker der Minimax-Perkeo A.-G., Herr Dr.-Ing. Beythien, folgende Angaben:

Das Schaumlöschverfahren beruht im wesentlichen darauf, daß Chemikalien, die durch Umsetzung Kohlensäure entwickeln können, beim Zusammenbringen mit Wasser bei Gegenwart eines Schaumerzeugers, Schaum entwickeln. Als Kohlensäureträger dienen Karbonate und Bikarbonate, als Substanzen zur Zersetzung der Karbonate dienen Säuren und vornehmlich solche sauren Salze wie

z. B. Aluminiumsulfat, welche an sich nur geringe Akzidität haben, aber noch stark genug sauer sind, um Karbonate zu zersetzen. Als Schaumerzeuger dienen Stoffe wie Saponin, Resinate, Eiweißstoffe, synthetische Netzmittel usw.

Je nach dem, ob man die Reaktionskomponenten in wässriger Lösung vorrätig hält, um sie im Bedarfsfalle zu vermischen, oder ob man sämtliche Chemikalien in Gestalt eines staubtrocknen Einheitspulvers lagert und dieses Pulver im Bedarfsfalle mit Wasser zusammenbringt, unterscheidet man sogenanntes „nasses“ und „trockenes“ Verfahren der Schaumerzeugung.

Beim Naßverfahren hat man zwei wässrige Lösungen. Die eine Lösung enthält Bikarbonat und Schaumerzeuger, die andere enthält die sauerreagierende Substanz. Beide Lösungen ergeben beim Zusammenbringen prompt sehr voluminösen Schaum.

Beim Trockenverfahren sind sämtliche Chemikalien, also Karbonat bzw. Bikarbonat, saures Salz und Schaumerzeuger zu einem jahrelang, auch gegen übliche Wärmeschwankungen der Aufbewahrungsräume und der Atmosphäre, stabilen Pulver gemischt. Dieses Pulver wird im Bedarfsfalle entweder durch einen Wasserstrahl-Ejektor zwecks Überführung in Schaum angesaugt (Generator), oder es wird durch zutretendes Wasser in Druckbehältern aufgewirbelt (Akkumulator).

Infolge der starken Volumenvermehrung übt der Schaum bei seiner Entwicklung einen erheblichen Druck aus. Dieser Druck dient dazu, bei Handapparaten und Kippgeräten den Schaum selbsttätig auszuwerfen.

Der Schaum hat infolge der großen Volumenvermehrung ein sehr geringes spezifisches Gewicht (ca. 0,1) und schwimmt daher auf sämtlichen feuergefährlichen Flüssigkeiten. Die Löschwirkung des Schaumes beruht darauf, daß diejenige der gasförmigen Kohlensäure und des Wassers in ihm kombiniert sind. Außerdem verhindert die Schaumdecke bei feuergefährlichen Flüssigkeiten, für die der Schaum ein spezifisches Löschmittel darstellt, das weitere Auftreten entzündbarer Dämpfe.

Bei allen praktisch in Frage kommenden Brandobjekten, zum Beispiel Benzol, Benzin, Petroleum, Ligroin, Mineralöl usw., bewirkt der Schaum nicht allein Löschung, sondern es bleibt auch das Brandgut als solches erhalten. Der auf der Oberfläche des Brandgutes stundenlang haltbare Schaum zergeht schließlich unter Abgabe seiner Kohlensäure zu einer wässrigen neutralen Salzlösung, welche in dem Brandgut wegen ihres höheren spezifischen Gewichtes zu Boden sinkt. Nach einigem Stehen kann dann das unversehrte Brandgut von diesem Bodensatz abgezogen werden.

Über die Verwendung von Tetra-Chlorkohlenstoff zur Bekämpfung von Schiffsbränden (Tetra-Löschverfahren) wurden folgende Angaben gemacht:

Für die Erstickung von Laderaumbränden auf Schiffen hat man bislang hauptsächlich Dampf oder gasförmige Kohlensäure verwendet. Ein Nachteil des DampfLöschverfahrens besteht darin, daß der Dampf ein sehr geringes spezifisches Gewicht hat und deshalb schwer in die unteren Teile der Laderäume eindringt. Ferner kondensiert Dampf sehr rasch, wodurch die erstickende

Wirkung ebenfalls sehr schnell abnimmt. Kohlensäure ist wesentlich schwerer als Luft, bedingt aber die Aufbewahrung in Hochdruckflaschen, womit eine erhebliche Gewichtsbelastung verbunden ist.

Das Tetra-Löschverfahren bietet bei Schiffsbränden erhebliche Vorteile.

Für die Erzielung gleicher Erstickungseffekte sind auf 100 Raumteile Luft 33 Raumteile gasförmige Kohlensäure, hingegen nur 10 Raumteile Tetra-Gas zuzuführen. Die Apparatur bei Anwendung der Tetra-Löschung bietet insofern große Vorteile, als die eigentliche Löschflüssigkeit, der Tetra-Chlorkohlenstoff, in einem drucklosen Behälter aufbewahrt werden kann. Zur Förderung des Tetra-Chlorkohlenstoffs aus diesem Behälter in die Verteilungsleitung benötigt man nur eine verhältnismäßig geringe Menge Preßgas.

Will man einen Brandraum von 1000 m<sup>3</sup> Luftinhalt durch Zuführung von Löschgas auf die zur Erstickung notwendige Konzentration bringen, so sind hierfür erforderlich bei dem Kohlensäurelöschverfahren 330 m<sup>3</sup> Kohlensäuregas, dies entspricht 33 Kohlensäureflaschen à 20 kg Nettoinhalt. Das Bruttogewicht einer Kohlensäureflasche beträgt ca. 60 kg. Die 33 Kohlensäureflaschen wiegen also 1980 kg.

Für den gleichen Effekt würden 100 m<sup>3</sup> Tetragas ausreichen, dies entspricht einem Flüssigkeitsgewicht von 690 kg Tetra-Chlorkohlenstoff. Das Gesamtgewicht der Tetra-Anlage beträgt einschließlich Vorratsbehälter für Tetra und Preßgasbehälter (etwa 40 kg) 810 kg, macht also nur 40% des Gewichts der Kohlensäureanlage aus.

Tetra-Chlorkohlenstoff verdampft bei 77°. Wird jedoch der Tetra-Chlorkohlenstoff aus Düsen versprüht, so ist wegen seiner ziemlich hohen Dampfspannung auch bereits bei wesentlich niedriger Temperatur völlige Vergasung gewährleistet.

Die hervorragende Löschwirkung des Tetra-Chlorkohlenstoffs beruht neben seiner chemischen Zusammensetzung auch auf seinem sehr hohen spezifischen Gewicht.

Während 1 Liter Wasserdampf ca. 1,24 g wiegt und während 1 Liter Kohlensäuregas 1,97 g wiegt, beträgt das Gewicht von 1 Liter Tetragas unter gleichen Verhältnissen bereits 6,88 g. Hieraus geht ohne weiteres hervor, daß das Tetragas wegen seiner Schwere durch Auftrieb und Luftzug viel weniger beeinträchtigt wird als die andern Löschgase.

Im Anschluß an diese Vorträge wurden folgende Löschversuche vorgeführt:

1. Objekt: 5 m Hochtank, flankiert von 2 Holzstößen; der Tank war mit 600 l Spindelöl und 50 l Benzin gefüllt. Nach 2 Minuten Brenndauer wurde das Signal zur Löschung gegeben, 36 Sekunden darauf begann der Schaumaustritt am Gießrohr. Der Tank war in 135 Sekunden, die Holzstöße in 30 Sekunden gelöscht.

2. Objekt: 10 m Hochtank, auf dem Boden gefüllt mit 1600 l Spindelöl und 400 l Benzin. Die Löschung erfolgte durch einen 200 kg Akkumulator (eingebaut in der Zentrale), der durch automatische Auslösung in Betrieb gesetzt wurde. Die Auslösung erfolgte 12 Sekunden nach Entstehen des Brandes, die Löschung dauerte 195 Sekunden.

3. Objekt: 18 m Flachtank, gefüllt mit 5000 l Spindelöl und 800 l Benzin. Nach einer Brenndauer von 90 Sekunden wurde der 800 kg Akkumulator in Betrieb gesetzt, der in der ungefähr 100 m vom Tank entfernten Zentrale

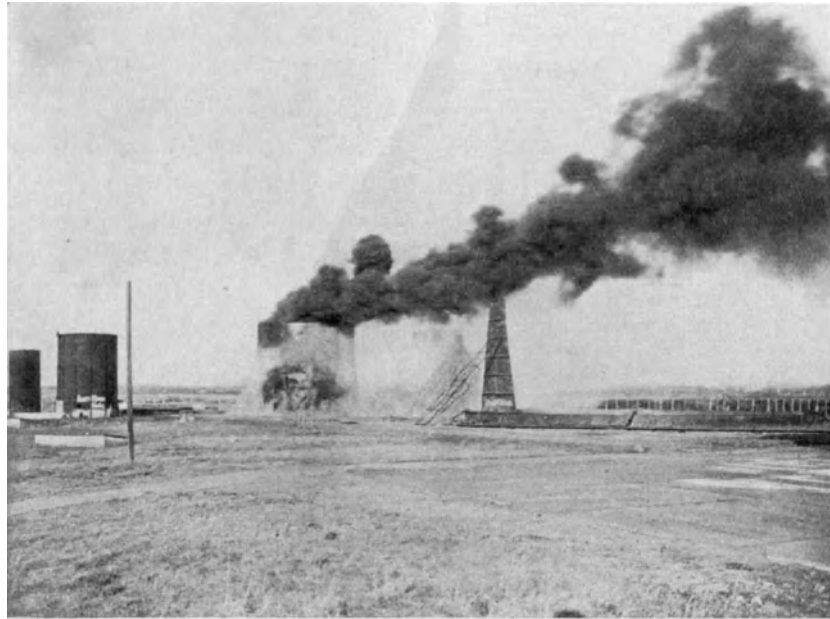


Abb. 1.

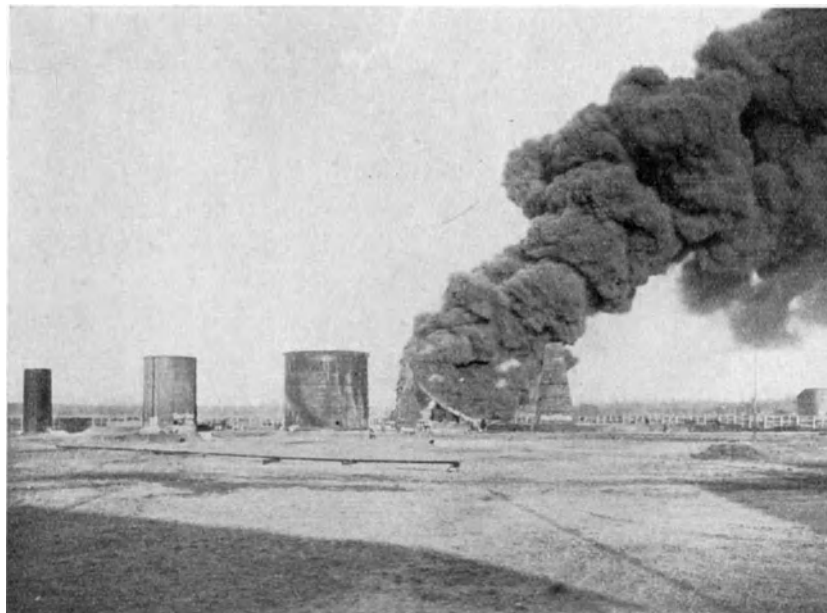


Abb. 2.

aufgestellt ist. Nach 61 Sekunden begann der Schaumaustritt aus den Rutschen, nach weiteren 180 Sekunden war der Tank gelöscht.

4. Objekt: Schiffsmaschinenraum von ca. 40 m<sup>2</sup> Grundfläche mit der Attrappe einer 550 PS. Dieselmachine. Bilge und Doppelboden waren teilweise mit

Wasser und Spindelöl gefüllt; die vom Tagestank kommende Brennstoffleitung mit 8 Austrittsöffnungen platzte während des Brandes, so daß 525 l Treiböl auf die Zylinderköpfe lief. Nach einer Brenndauer von 90 Sekunden wurde das Signal zur Löschung gegeben, 25 Sekunden darauf begann der Schaumaustritt. Nach 258 Sekunden war der Brand gelöscht.

5. Objekt: Ein abgeschlossener Raum von 29 m<sup>2</sup> Grundfläche und 165 m<sup>3</sup> Inhalt, darin aufgestellt: 2 Holzstöße von 2 m Höhe, bedeckt von in Benzin getränkter Holzwole, 1 Wanne von ca. 1 m<sup>2</sup> Fläche, gefüllt mit Braunkohlenteeröl und Benzin. Der Tetra-Chlorkohlenstoff wurde aus 8 Düsen versprüht. Nach 15 Sekunden Brenndauer war der Brand in 17 Sekunden gelöscht.

Die Brände vom 2. und 3. Objekt sind auf den vorstehenden Lichtbildern (Abb. 1 und 2) dargestellt.

## XVIII. Namenverzeichnis der Redner in den Vorträgen und Erörterungen nebst Sachangabe und Seitenzahlen.

Die Namen der Verfasser sowie die Titel der Vorträge sind **fett** gedruckt.

Name des Verfassers oder Redners bei den Erörterungen	Inhalt des Vortrags oder der Erörterungen	Seite
Artus . . . . .	Anwendung des Föttinger-Transformators in der Kriegsmarine . .	213
<b>Bauer</b> . . . . .	<b>Über den Antrieb neuzeitlicher Schnelldampfer</b> . . . . .	134
Dahlmann . . . . .	Elektrischer Antrieb ermöglicht dritten Freiheitsgrad für Kreisel- wirkung der Turbosätze zur Stabilisierung gegen Querneigung . .	169
Drewes . . . . .	Rädergetriebe in der Wellenleitung bei Ölmotoranlagen auf Handels- schiffen . . . . .	214
<b>Erbach</b> . . . . .	<b>Freibord und Sicherheit der Seeschiffe</b> . . . . .	68
Erbach . . . . .	Gegensatz zwischen mathematischer Konstruktion und Freiheit der Linienführung . . . . .	438
<b>Flügel</b> . . . . .	<b>Ergebnisse aus dem Strömungsinstitut der Technischen Hochschule Danzig</b> . . . . .	87
<b>Foerster</b> . . . . .	<b>Die Elbeschiffahrt unter dem Einfluß ihrer Umschlagstechnik</b> . . .	243
<b>Föttinger</b> . . . . .	<b>Die hydrodynamische Arbeitsübertragung besonders durch Transfor- matoren, ein Rückblick und Ausblick</b> . . . . .	171
Föttinger . . . . .	Mit natürlicher Strömung arbeitende segelartige Leitsysteme. (Dupli- zität der Tatsachen) . . . . .	112
Frey . . . . .	Physikalische Vorgänge beim Spaltflügel . . . . .	113
Goos . . . . .	Getriebeturbinen mit Hochdruckdampf (125 bis 150 at) für das Vier- tageschiff . . . . .	166
Goos . . . . .	Korrosionsausschuß der Reedereien; Verbesserung der Kondensator- konstruktion; 20prozentige Nickelkupferrohre . . . . .	240
Grauert . . . . .	Aussichten des turbo-elektrischen Propellerantriebs . . . . .	165
<b>Herrmann</b> . . . . .	<b>Die Anwendung des Ähnlichkeitsprinzips der Mechanik auf zeitlich beliebig veränderliche Vorgänge mit besonderer Berücksichtigung schiffbaulicher und aerodynamischer Probleme</b> . . . . .	355
<b>Hirsch</b> . . . . .	<b>Die neuere Entwicklung der Kondensatorrohrfrage</b> . . . . .	299
Hitzler . . . . .	Einfluß der Umschlagstechnik auf die bauliche Gestaltung der Bin- nenschiffe . . . . .	269
Horn . . . . .	Wichtigkeit von Modellversuchen . . . . .	85
Horn . . . . .	Widerstandsermittlung nach Telfer ohne Trennung zwischen Rei- bungs- und Formwiderstand . . . . .	378

Name des Verfassers oder Redners bei den Erörterungen	Inhalt des Vortrags oder der Erörterungen	Seite
Horn . . . . .	Zusammenarbeit zwischen Theorie und Modelltechnik . . . . .	436
Ilgstein . . . . .	Stärkere Förderung des Schiffbaus der Binnenschifffahrt durch die Schiffbautechnische Gesellschaft . . . . .	271
Judaschke . . . . .	Verschiedene Gesichtspunkte für die Beurteilung der Seefähigkeit neben dem Reservereplacement . . . . .	85
Judaschke . . . . .	Staatliche Schiffsaufsicht: gesunde Selbstverwaltung. . . . .	132
Judaschke . . . . .	Festigkeitsfrage beim Viertageschiff . . . . .	167
<b>Kempf</b> . . . . .	<b>Formgebung für Schnelldampfer</b> . . . . .	155
Kempf . . . . .	Berücksichtigung des Trimmings und der Wasserlinienform bei der Michell-Weinblumschen Methode . . . . .	439
Koch . . . . .	Rentabilität von Schnelldampfern . . . . .	168
<b>Koenigs</b> . . . . .	<b>Internationaler Vertrag zum Schutze des menschlichen Lebens auf See</b>	117
Kraft . . . . .	Elektrolytische Anfrassungen an Kondensatorrohren in elektrischen Zentralen . . . . .	238
Krause . . . . .	Niedrigwasserregulierung der Elbe noch dringender als Verbesserung der Hafeneinrichtungen . . . . .	272
Laudahn . . . . .	Ölmotorischer Schiffsantrieb für das Viertageschiff . . . . .	163
Müller. . . . .	Kupferaluminiumlegierung für Kondensatorrohre . . . . .	241
Pegel . . . . .	Notlage der Elbeschifffahrt zum Teil durch unzureichende Umschlags- einrichtungen der Oberbehäfen verursacht. . . . .	271
Pflaum . . . . .	Verbesserung des Raketenantriebs . . . . .	227
Pogatschnig . . . . .	Umschlagsbetrieb in den Elbehäfen . . . . .	269
<b>Rabbeno</b> . . . . .	<b>Allgemeine Betrachtungen über Strahlpropeller</b> . . . . .	215
Riess . . . . .	Schiffssicherheitszertifikat: möglichst geringe Belästigung der Reedereien . . . . .	132
Schmidt . . . . .	Widerstandsfähigkeit von Kupfernickel-Kondensatorrohren . . . . .	237
Schmidt . . . . .	Logarithmische Auftragung bei Ähnlichkeitsbetrachtungen . . . . .	380
Schmidt . . . . .	Überlegenheit der Gleitboote über Rundspantenboote . . . . .	438
<b>Scholz</b> . . . . .	<b>Das Großmotorfrachtschiff.</b> . . . . .	39
Schwarz . . . . .	Typ der offenen Schutzdecker: Untergang der „Vestris“. . . . .	129
Schwarz . . . . .	Wirkung des festen Schanzkleids auf die Stabilität . . . . .	81
v. d. Steinen . . . . .	Einigung über bestimmte Kenngrößen bei Widerstandsberechnungen	384
v. d. Steinen . . . . .	Programm für Versuche über dynamische Stabilität in den Hambur- gischen Staatslehranstalten . . . . .	80
<b>Weber</b> . . . . .	<b>Das allgemeine Ähnlichkeitsprinzip der Physik und sein Zusammen- hang mit der Dimensionslehre und der Modellwissenschaft . . . . .</b>	274
<b>Weinblum</b> . . . . .	<b>Anwendungen der Michellschen Widerstandstheorie . . . . .</b>	389
Wrobbel . . . . .	Wirkung des Schanzkleides im Seegang und Vorteil starker eiserner Lukensäule hinsichtlich der Freibordbemessung . . . . .	81