



Verlag von Julius Springer, Berlin.

Hel. Meisenbach Riffarth & Co., Berlin

Georg W. Clausen Dr. ing.

Jahrbuch
der
Schiffbautechnischen Gesellschaft



Einundzwanzigster Band

1920

Berlin
Verlag von Julius Springer

1920

ISBN-13:978-3-642-90174-4 e-ISBN-13:978-3-642-92031-8
DOI: 10.1007/978-3-642-92031-8

Alle Rechte vorbehalten.

Copyright 1920 bei Julius Springer in Berlin.

Softcover reprint of the hardcover 1st edition 1920

Inhalts-Verzeichnis.

Geschäftliches :	Seite
I. Mitgliederliste	3
II. Satzungen :	
Gesellschafts-Satzung	55
Geschäftsordnung für die Versammlungen	60
Unterstützungs-Rücklage	62
Forschungs- und Versuchs-Rücklage	64
Veith-Stiftung	65
Berghoff-Stiftung	67
Silberne und Goldene Denkmünze	69
III. Bericht über das einundzwanzigste Geschäftsjahr 1919	71
IV. Bericht über die einundzwanzigste ordentliche Hauptversammlung am 20., 21. und 22. November 1919	91
V. Niederschrift über die geschäftliche Sitzung der einundzwanzigsten ordentlichen Hauptversammlung am 21. November 1919	95
VI. Unsere Toten	99
Vorträge der XXI. Hauptversammlung :	
VII. Der Weltschiffbau und seine Verschiebungen durch den Krieg. Von W. Laas	125
VIII. Wirtschaftliche Konstruktionsfragen im künftigen Schiffbau. Von E. Foerster	181
IX. Der Maschinenraumabzug in der britischen Schiffsvermessung. Von J. Albrecht	237
X. Die Unterwasserschalltechnik. Von W. Hahnemann	281
XI. Die Probleme der Ölmaschine und ihre Entwicklung auf der Germaniawerft in Kiel. Von O. Alt.	318
XII. Die Sicherheit havariierter Schiffe gegen das Kentern. Von J. Rudloff.	437

	Seite
XIII. Stabilitäts-Theorie und ihre praktische Bedeutung. Von G. Wrobbel	477
XIV. Bemerkungen zur Kritik von Stabilitätsrechnungsergebnissen. Von C. Commentz	533
Beiträge :	
XV. Schiffe des Mittelalters und der neueren Zeit. Von C. Busley . . .	603
Besichtigungen :	
XVI. Die deutschen Prüfstellen für Ersatzglieder. Von K. Hartmann .	703
XVII. Die Fortschritte in der Herstellung von Ersatzgliedern und ihre Benutzung durch die Kriegsbeschädigten. Von G. Schlesinger . .	715
Anhang :	
XVIII. Namenverzeichnis	741

Geschäftliches.

I. Mitgliederliste.

Schirmherr

SEINE MAJESTÄT KAISER WILHELM II.

Ehrenvorsitzender:

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

Vorsitzender:

C. Busley, Dr.-Ing., Geheimer Regierungsrat, Professor, Berlin.

Stellvertretender Vorsitzender:

Johs. Rudloff, Dr.-Ing., Wirklicher Geheimer Ober-Baurat, Professor, Berlin.

Fachmännische Beisitzer:

Caspar Berninghaus, Ingenieur und Werftbesitzer, Duisburg.

Justus Flohr, Dr.-Ing., Geheimer Bau-
rat, Vorsitzender des Direktoriums der
Schiff- u. Maschinenbau A.-G. „Vulcan“,
Hamburg 9, Vulcanwerke.

V. Nawatzki, General-Direktor des Bremer
Vulkan, Vegesack.

C. Pagel, Professor, Technischer Direktor
des Germanischen Lloyd, Berlin.

Beisitzer:

Arnold Amsinck, Vorsitzender des Vor-
standes der Woermann-Linie A. G. und
der Deutschen Ost-Afrika-Linie, Ham-
burg.

Phil. Heineken, Generaldirektor des Nord-
deutschen Lloyd, Bremen.

Aug. Schultze, Geheimer Kommerzienrat,
Direktor der Oldenburg-Portug. Dampf-
schiffs-Reederei, Hamburg

Albert Vögler, Generaldirektor d. Deutsch-
Luxemb. Bergw.- u. Hütten-A.-G., Dort-
mund.

Geschäftsstelle: Berlin NW6, Schumannstr. 2.

Fernsprecher: Norden 926.

Bankkonto: Diskonto-Gesellschaft, Berlin,
Stadtzentrale K. A. 417.

Drahtung: Berlin, Schifftechnik.

Postscheckkonto: Berlin 38469.

1. Ehrenmitglieder:

SEINE KÖNIGLICHE HOHEIT, Dr.-Ing.
HEINRICH, PRINZ VON PREUSSEN
(seit 1901),

SEINE KAISERLICHE HOHEIT, KRONPRINZ WILHELM
(seit 1902),

SEINE KÖNIGLICHE HOHEIT GROSSHERZOG FRIEDRICH FRANZ IV.
(seit 1904),

Hermann Blohm, Dr.-Ing., Werftbesitzer in Firma Blohm & Voss, Hamburg
(seit 1918).

2. Inhaber der Goldenen Denkmünze der Schiffbautechnischen Gesellschaft:

SEINE MAJESTÄT KAISER WILHELM II.
(seit 1907),

SEINE KÖNIGLICHE HOHEIT, Dr.-Ing.
GROSSHERZOG FRIEDRICH AUGUST
(seit 1908),

Carl Busley, Dr.-Ing., Geheimer Regierungsrat, Professor, Berlin
(seit 1913).

3. Inhaber der Silbernen Denkmünze der Schiffbautechnischen Gesellschaft:

Hermann Föttinger, Dr.-Ing., Professor an der Techn. Hochschule in Danzig
(seit 1906),

Ludwig Gümbel, Dr.-Ing., Professor an der Techn. Hochschule in Berlin
(seit 1914),

Gustav Bauer, Dr.-Ing., Dr. phil., Direktor der Vulcan-Werke, Hamburg
(seit 1916).

4. Fachmitglieder.

a) Lebenslängliche Fachmitglieder:

Allard, Erik, Ingenieur der Königl. Marineverwaltung, Stockholm, Mastersammels-gatan 6.	van Beuningen, Frederik, Direktor der Maschinenfabrik in Scheepswerf, P. Smit jun., Rotterdam, Avenue Concordia 75.
Baur, G., Geheimer Baurat, Fried. Krupp A.-G., Essen.	Blohm, Rudolf, Dr.-Ing., pers. haftender Gesellschafter d. Kommanditges. Blohm & Voß, Hamburg 36, Alsterterrasse 4.
Berghoff, Otto, Marine-Baurat, Berlin C 54, Dragonerstr. 23.	Blohm, Walter, Dipl.-Ing., pers. haftender Gesellschafter der Kommanditges. Blohm & Voß, Hamburg, Mittelweg 119.
10 Berninghaus, C., Ingenieur und Werftbesitzer, Duisburg.	

- Brodin, Olof, Dipl.-Ing., Stockholm, Kornhamnstorg 53.
- 15 Burgerhout, Adolf, Direktor d. N. V. Burgerhout's Machinefabrik en Scheepswerf, Rotterdam.
- Burgerhout, Hugo, Direktor d. N. V. Burgerhout's Machinefabrik en Scheepswerf, Rotterdam.
- Busley, C., Dr.-Ing., Geheimer Regierungsrat, Professor, Berlin NW40, Kronprinzenufer 2.
- Carlson, Carl, Ing., Inh. d. Schichauwerke, Elbing.
- Cassel, Fredrik, Marinebaumeister d. R., Direktor der Ingeniörfirma Ture N. Steen Aktiebolag, Stockholm, Västra Trädgårdsgatan 4.
- 20 de Champs, Ch., Kapitänleutnant der Königl. Schwed. Marine, Schiffbau- und Elektro-Ingenieur von der Königl. Techn. Hochschule in Stockholm, Stockholm, Johannessgatan 20.
- Claussen, jun., Georg, Mitglied des Vorstandes d. Joh. C. Tecklenborg A.-G., Geestemünde, Claussenstr. 4.
- Cornehls, Otto, Direktor der Reiherstieg, Schiffswerfte u. Maschinenfabrik, Wandsbek, Ahornstr. 6.
- Fasse, Adolf, Technischer Direktor der Ottensener Eisenwerk A.-G., Altona-Ottensen, Brunnenstr. 111.
- Flohr, Justus, Dr.-Ing., Geheimer Baurat, Vorsitzender des Direktoriums der Maschb.-Akt.-Ges. Vulcan, Hamburg 9, Vulcanwerft.
- 25 Frahm, Herm., Direktor der Werft Blohm & Voß, Hamburg, Brahmsallee 40.
- Goecke, Marine-Oberbaurat a. D., Würzburg, Troeltschstr. 4 I.
- Godkoop, Daniel, Werftdirektor, Amsterdam, Keizergracht, 729.
- Godkoop, Heyme, Werftdirektor, Huize „de Vyf“, Laren (N. H.) Holland.
- Göbel, Ludwig, Ingenieur, Groningen, Holland, Mersdagstr. 48.
- 30 Howaldt, Bernh., Direkt. d. Antwerpener Schiff- u. Maschb. A.-G., Antwerpen, Rue van Schoonbek 174.
- Klose, A., Ober-Baurat a. D., Berlin-Wilmersdorf, Ludwigkirchstr. 10a.
- Kraft de la Saulx, Ritter Friedrich, Ober-Ingenieur der Elsässischen Maschinenbau-Gesellschaft, Mülhausen, Elsaß.
- Leux, Carl, Schiffbau-Direktor, Prokurist bei F. Schichau, Elbing.
- Lorentzen, Öivind, Dipl.-Ing. Kristiania, Karl Johansgatan 1.
- Lorenz-Meyer, Georg C. L., Ingenieur und 35 Direktor, Hamburg, Kl. Fontenay 4.
- Nawatzki, V., General-Direktor des Bremer Vulkan, Vegesack.
- Penning, Charles, Werftdirektor, Linnaeus-parkweg 53, Watergraafsmeer, Holland.
- Rickmers, Andreas, Bremen.
- v. Roeszler, Ernst, Oberinsp. u. Prokurist, Vorst. d. techn. Abtlg. d. ung. Fluß- u. Seeschiffahrt A.-G., Budapest VII, Damjanickgasse 36, 2. Hof Nr. 1.
- Ruthof, Josef, Werftbesitzer, i. Fa. Christof 40 Ruthof, Wiesbaden, Wilhelmstr. 17.
- Sachsenberg, Georg, Kommerzienrat, Dessau, Albrechtstr. 126.
- Spetzler, Carl, Ferd., Dipl.-Ing. bei Fried. Krupp, Essen-Ruhr, Zweigerstr. 59.
- Steinike, Karl, Baurat, Schiffbau-Direktor a. D., Darmstadt, Herdweg 89.
- Topp, C., Baurat, Stralsund, Knieperdamm 4.
- Wilton, B., Werftbesitzer, Rotterdam. 45
- Wilton, J. Henry, Werftdirektor, Rotterdam.
- Zetzmann, Ernst, Schiffbaudirektor der Fried. Krupp A.-G. Germaniawerft Kiel, Reventlouallee 24.
- Ziese, Rud. A., Ingenieur, Stockholm.
- Zoelly-Veillon, H., Ingenieur, Vorstandsmitglied und technischer Direktor bei Escher, Wyß & Cie., Zürich.

b) Ordnungsmäßige Fachmitglieder:

- 50 Abel, P., Ingenieur, Wilhelmshaven, Langendammsdamm 82.
- Abel, Wilh., Schiffbau-Ingenieur, Professor am Technikum zu Hamburg, Hamburg-Ohlsdorf.
- Abrams, Hermann, Schiffbau-Ingenieur, Papenburg a. Ems, Hauptkanal rechts 57.
- Achenbach, Alb., Dipl.-Ing., Direktor der See- u. Kanalschiffahrt Wilhelm Hemsoth A.-G. Dortmund, Berlin W 15, Uhlandstr. 165.
- Achenbach, Friedrich W., Dipl.-Ing., Berlin W 50, Culmbacher Str. 3.
- 55 Ackermann, Max, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Hamburg 29, Husumer Str. 14.
- Ahlers, Ludwig, Schiffbau-Ober-Ingenieur der Firma Gebr. Sachsenberg, Roßlau a. E., Pötschstr. 8.
- Ahlers, Otto, Ober-Ingenieur, Köln, Lupusstraße 45.
- Ahlrot, Georg, Schiffbau-Ingenieur, Malmö, Kockums Mek. Verkstads A. B.
- de Ahna, Felix, Schiffbau-Ingenieur, Bremerhaven, Bogenstr. 15.
- 60 Ahnhudt, Marinebaurat für Schiffbau, Charlottenburg, Württemberger Allee 8.
- Ahsbahr, Otto, Marinebaurat für Schiffbau, Hamburg, Richardstr. 11.
- Albrecht, J., Dipl.-Ing., Schiffsvermessungs-Inspektor, Hamburg 39, Gryphiusstr. 11.
- Alt, Otto, Dipl.-Ing., Oberingenieur d. Germaniawerft, Kiel, Lornsenstr. 26.
- Alverdes, Max, Zivilingenieur, Inhaber des Eilenburger Motoren-Werkes, Hamburg-Uhlenhorst, Bassinstr. 8.
- 65 Ambronn, Victor, Dipl.-Ing., Obering. d. Bremer Vulcan, Vegesack, Weserstr. 71/72.
- Andersen, Paul, Schiffbau-Ingen., Bremen, Bremerhavener Str. 9.
- Andresen, Heinrich, Schiffbau-Ingenieur, Kommanditär der Werft H. C. Stülcken, Sohn, Hamburg 25, Oben-Borgfelde 3.
- Arendt, Ch., Marine-Oberbaurat, Berlin-Friedenau, Goßlerstr. 23.
- Arera, Hans, Ingenieur, Deutsch-Lissa, Marienstr. 2.
- Arnold, Alb. C., Schiffbau-Ingenieur, 70 Charlottenburg, Fritschestr. 30, IV 1.
- Arnold, Karl, Regierungsrat, Berlin-Steglitz, Arndtstr. 35.
- Artus, Marine-Baurat für Maschinenbau, Altona-Othmarschen, Beselerplatz 10.
- Baath, Kurt, Dipl.-Ing., Oberingenieur und Prokurist d. Howaldtwerke, Kiel-Wellingdorf, Hansens Privatstraße 6.
- Baisch, Ludwig, Oberingenieur d. Deutsch-Luxemburgisch. Berg- u. Hütten A.-G. Abtlg. Nordseewerke, Emden, Nesslerlandstr. 32.
- Bandtke, Hugo, Dipl.-Ing., Schiffb.-Betriebs- 75 ingenieur des Bremer Vulcan, Aumund, Vegesack, Nordstr. 21.
- Barg, G., Schiffbau-Direktor der Neptunwerft, Rostock i. M.
- Bartel, Wilhelm, Ingenieur, Hamburg, Körnerstraße 18.
- Bartsch, Hermann, Ingenieur, Zechelwitz, Post Obernigk, Kreis Trebnitz
- Bauer, G., Dr.-Ing., Dr. phil., Maschinenbau-Direktor der Stettiner Maschinenb.-A.-G. Vulcan, Hamburg, Mittelweg 82.
- Bauer, M. H., Direktor, Friedrichshagen 80 b. Berlin, Hahns Mühle.
- Bauer, O., Betriebs-Ingenieur d. Flensburger Schiffbau-Gesellschaft, Flensburg, Neustadt 36.
- Bauer, V. J., Direktor der Flensburger Schiffbau-Gesellschaft, Flensburg, Neustadt 49.
- Baumann, Karl, Schiffbau-Ingenieur, Altona-Othmarschen, Ziethenstr. 10.
- Bausch, Fritz, Dipl.-Ing., Schiffbau-Zivil-Ingenieur, Köln, Xantener Str. 13.
- Becker, Richard, Ober-Ing., Klotzsche, 85 Königswald b. Dresden.
- Becker, W., Dipl.-Ing., Bremen, Gr. Weidestr. 9.
- Beeck, Otto, Ing., Stettin, Mühlenstr. 12, III.
- Behn, Theodor, Dipl.-Ing., Stettin, Moltkestr. 20.

- Behrmann, Georg, Oberingenieur, Kiel, Winterbeker Weg 32.
- 90 Benjamin, Ludwig, Zivil-Ingenieur, Hamburg 30, Bismarckstr. 133.
- Berendt, Hermann, Dipl.-Ing., Oberingenieur bei Blohm & Voß, Hamburg 24, Lessingstraße 12.
- Berendt, M., Ingenieur Hamburg 24, Lessingstr. 12.
- Berling, G., Dr.-Ing., Geh. Marinebaurat, Cöln-Mülheim, Genoveastr. 94.
- Berndt, Rechnungsrat, Groß-Lichterfelde, Augustastr. 39, II.
- 95 Berndt, Carl A., Beratender Elektro-Ingenieur u. Expert d. Germ. Lloyd, Hamburg, Rainweg 8
- Berndt, Bruno, Ingenieur, Hamburg, Gänsemarkt 44.
- Berner, Otto, Ingenieur, Hamburg, Stockelhörnhof.
- Besch, Marinebaurat für Schiffbau, Berlin W 10, Königin-Augusta-Str. 38/42.
- Beschoren, K., Dipl.-Ing., Technischer Leiter der Schiffswerft Christof Ruthof, Regensburg, Von der Tannstr. 20.
- 100 Bettac, Richard, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg, Isestr. 77.
- Betzhold, Marine-Schiffbaumeister, Groß-Lichterfelde-West, Steglitzer Str. 19.
- Biedermann, Schiffbau-Dipl.-Ing. beim Norddeutschen Lloyd, Bremen, Donandstraße 14.
- Bielenberg, Theodor, Schiffbau-Ingenieur bei Fried. Krupp A.-G., Germaniawerft, Kiel, Knooperweg 48a.
- Biese, Max, Maschinenbau-Betriebs-Ingenieur, Bremerhaven, Bürgermeister-Smidt-Str. 114.
- 105 Bignami, Leopold, Schiffbau-Dipl.-Ing., Genua, Piazza Grillo Cattaneo, 6.
- Birkner, Ernst, Dipl.-Ing., Köln, Stammheimerstr. 125.
- Blaum, Rudolf, Reg.-Baumeister a. D., Direktor der Atlas-Werke, A.-G., Bremen.
- Blebschmidt, Marinebaurat für Schiffbau, Potsdam, Heinrichstr. 26.
- Bleicken, B., Dipl.-Ing., Hamburg-Gr. Borstel, Wolterstr. 21.
- Block, Hch., Ingenieur, Hamburg 13, 110 Magdalenenstr. 53.
- Blohm, Eduard, Ingenieur, Hamburg, Werderstr. 29.
- Blohm, M. C. H., Ingenieur, Hamburg, Husumer Str. 21.
- Blümcke, Richard, Direktor der Schiffs- und Maschinenbau - Akt. - Ges. Mannheim in Mannheim.
- Blume, Herm., Maschinenbau-Ing., Vegesack Gerhard-Rolf-Str. 72.
- Bock, W., Marine-Oberbaurat und Schiffbau- 115 Betriebsdirektor, Kiel, Reichs-Werft.
- Bockhacker, Eugen, Geheimer Oberbaurat Berlin - Wilmersdorf, Hohenzollerndamm 201.
- Boeck, Carl, Dipl.-Ing., Berlin W 35, Lützowstraße 51.
- Boeckholt, H., Marine-Baurat a. D., Bremen 13, Seewenjestr. 245.
- Boettcher, Maximilian, Ingenieur, Hamburg 22, Am Markt 8.
- Böhme, Herm., Oberingenieur u. Prokurist 120 der Reparatur-Abtlg. der deutschen Versicherungsbank, G. m. b. H., Berlin-Friedenau, Hauptstr. 70.
- Bohnstedt, Max, Professor, Direktor der Königl. höheren Schiff- und Maschinenbauschule zu Kiel, Knooper Weg 56.
- v. Bohuszewicz, Oskar, Marine-Baumeister, Kiel, Feldstr. 131.
- Boie, Harry, Ingenieur, Hamburg 30, Wrangelstraße 10, I.
- Bonhage, K., Marine-Baurat a. D., Bonn, Burgstr. 213.
- Böning, Otto, Schiffbau-Ingenieur, Ham- 125 burg 8, Mattentwiete 2.
- Borchers, Heinr., Oberingenieur, Elbing, Bismarckstr. 1.
- Bormann, Alfred, Russ. Schiffbau-Ingenieur am Russ. Ministerium des Wegebaues St. Petersburg, Kirotschnaia 36.
- Börnßen, Heinr., Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Hamburg, Nissenstr. 14.
- v. Borries, Friedrich, Marine-Baurat für Schiffbau, Danzig, Rennerstiftsgasse 4.

- 130 Böttcher, Max, Schiffbau-Ingenieur, Langfuhr b. Danzig, Robert-Reinick-Weg 8, I.
- Boyens, Friedrich, Ingenieur, Elbing, Bismarckstr. 6, III.
- Bramigk, Schiffbau-Ingenieur, Roßlau a. E.
- Brandes, Marinebaurat für Maschinenbau, Berlin W 30, Barbarossastr. 13.
- Brandt, Paul, Dipl.-Ing., Düsseldorf, Speldorferstr. 10.
- 135 Breitländer, Wilh., Schiffsmaschinenbau-Oberingenieur u. Prokurist der Akt.-Ges. Neptun, Rostock, Schröderstr. 39.
- Brennhaus, Curt, Dipl.-Ing., Ingenieur bei Blohm & Voß, Hamburg, Andreasstraße 22.
- Brettschneider, P., Ingenieur, Bremen, Nordstr. 59.
- Breuer, C., Ingenieur, Hamburg-Kl. Flottbeck, Wilhelmstr. 8.
- Brinkmann, G., Wirklicher Geheimer Oberbaurat, Berlin-Schöneberg, Wartburgstraße 19.
- 140 Bröcker, Th., Maschinen-Ingenieur, Bremerhaven, Bürgermeister-Smidt-Str. 110.
- Bröckmann, Friedr., Ingenieur, Bremen, Wallerheerstr. 48a.
- Broderson, Marine-Schiffbaumeister, Kiel, Düsternbrookerweg 50.
- Bröking, Fritz, Marinebaurat für Maschinenbau, Berlin W 15, Xantener Str. 18.
- Brommundt, G., Geheimer Marine-Baurat, Kiel-Gaarden, Werftstr. 120.
- 145 Brose, Eduard, Ingenieur, Elbing, Äußerer Mühlendamm 76.
- Bruckhoff, Karl A. E., Leitender Obering. d. Hamburger Schiffbau-Versuchsanstalt, Hamburg-Barmbek 33, Schlicksweg 21.
- Bruckwilder, Wilh., Dipl.-Ing., Rüstingen, Lilienburger Str. 26.
- Bruhn, Johannes, Direktor von det norske Veritas, Christiania.
- Brüll, Max R., Oberingenieur der Wermann-Linie u. d. deutschen Ost-Afrika-Linie, Hamburg 20, Eppendorfer Baum 41.
- 150 Brumm, Ernst, Dipl.-Ing., Wellingdorf-Kiel, Wehdenweg 32.
- Bruns, Heinrich, Konsul, Zivilingenieur, Kiel, Strandweg 84.
- Brussatis, Reinhold, Marine-Baumeister, Bremerhaven, Cäcilienstr. 6.
- Bub, H., Schiffbau-Ingenieur, Bremer Vulcan, Vegesack.
- Buchsbaum, Georg, Schiffbau-Oberingenieur beim Germ. Lloyd, Berlin-Friedenau, Goflerstraße 11.
- Bufe, C., Ober-Ingenieur, Elbing, Wilhelmstr. 9. 155
- v. Bülow, Schiffbau-Ingenieur, Prokurist des Germ. Lloyd, Gr.-Lichterfelde-Ost, Annastraße 2.
- Burkhardt, Marine-Schiffbaumeister, Rüstingen II, Bülowstr. 9.
- Bürkner, H., Dr.-Ing., Geheimer Oberbaurat, Gr.-Lichterfelde-Ost, Mittelstr. 1.
- v. Burstin, Oberingenieur, Danzig, Delbrück-Allee 5.
- Busch, H. E., Ingenieur, Hamburg 13, Schlüterstr. 5. 160
- Buschberg, E., Geheimer Marinebaurat, Berlin-Schöneberg, Martin-Luther-Str. 58.
- Büscher, Hans, Schiffbau-Ingenieur, Geestemünde, Mittelstr. 19.
- Büsing, R., Maschinenbau-Direktor der Stettiner Oder-Werke A.-G., Stettin, Gießereistr. 17.
- Buttermann, Ingenieur, Berlin-Grunewald, Hohenzollerndamm 111.
- Büttgen, Dipl.-Ing., Schiffbau-Oberingenieur, 165 Fried. Krupp A.-G., Germaniawerft, Kiel-Gaarden, Hohenzollernring 61.
- Buttmann, Marinebaurat für Schiffbau, Bremen.
- Butz, Walter, Schiffbau-Ingenieur, Neumühlen-Dietrichsdorf, Werftstr. 17.
- Cantiény, Georg, Dipl.-Ing., Oberingenieur d. Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg, Nürnberg, Rennweg 62.
- Carels, Charles, Ingénieur-Constructeur, Ateliers Carels frères Dok, Gent (Belgien).
- Chace, Mason S., Schiffbau-Ingenieur, 170 Wales St., Dorchester, Boston, Mass. U.S.A.

- Claussen, Carl, Ingenieur, Bremen, Ubbremerstr. 14/15.
- Cleppin, Max, Marinebaurat a. D., Hamburg, Staatl. Schiffbau- u. Maschinenbau-
schule.
- Collin, Max, Marine-Oberbaurat, Danzig-
Langfuhr, Hermannshofer Weg 16.
- Commentz, Carl, Dr.-Ing., Schiffbau-
Ingenieur, Blumental (Hannover), Linden-
str. 106.
- ¹⁷⁵ Conradi, Carl, Marine-Ingenieur, Christiania-
Prinsens Gade 2 b.
- Cordes, Gottfried, Ingenieur, Elbing,
Wallstr. 1.
- Cordes, Tönjes, Oberingenieur, i. Fa. Stülcken
& Sohn, Hamburg-Steinwärder.
- Cossutta, Ferruccio, Ingenieur der Austria-
werft, Wien VI, Wallgasse 39.
- Coulmann, Wilhelm, Marine-Baurat für
Schiffbau, Hamburg, Wandsbeker
Chaussee 76.
- ¹⁸⁰ Crets, M. C. Edmond, Direktor der Chan-
tier naval Cockerill, Hoboken — Ant-
werpen, Antwerpen, Belgien.
- Creutz, Carl Alfr., Schiffbau-Oberingenieur,
Stockholm, Kommendörsgatan 38A.
- Dahl, Johannes, Ingenieur, Groß-Flottbek,
Claus-Groth-Str. 8.
- Dahlby, Gustav, Schiffsmaschinenbau-Inge-
nieur, Bergsunds Verkstad, Stockholm.
- Dammann, Friedrich, Schiffbau-Ingenieur,
Hamburg - Langenhorn, Langenhorner
Chaussee 197.
- ¹⁸⁵ Dannenbaum, Adolf, Dipl.-Ing., i. Fa.
Blohm & Voß, Hamburg 19, Eichenstr. 54.
- Degn, Paul Frederik, Dipl.-Ing., Direktor der
Howaldtswerke, Neumühlen-Dietrichsdorf,
Catharinenstr. 3.
- Deichmann, Karl, Ingenieur, Hamburg,
Kleiner Schäferkamp 33.
- Demaj, Anton, Direktor der Maschinen-
fabrik S. Andrea der Austria-Werft A.-G.,
Triest 10.
- Demnitz, Gustav, Betriebsdirigent an
der Reichs-Werft, Wilhelmshaven-
Rüstringen, Schulstr. 86.
- ¹⁹⁰ Dengel, Roderich, Marine-Schiffbaumeister,
Kiel, Feldstr. 77.
- Dentler, Heinr., Ober-Ingenieur der Reiher-
stieg-Schiffswerfte und Maschinenfabrik,
Hamburg 24, Graumannsweg 18.
- Deters, K., Direktor, i. Fa. H. Stinnes,
Hamburg I, Levantehaus.
- Dieckhoff, Hans, Prof., Vorstandsmitglied
der Woermann-Linie u. der deutschen Ost-
Afrika-Linie, Hamburg, Leinpfad 82.
- Dietrich, A., Marine-Baurat für Schiffbau,
Stargard i. Pommern, Stettiner Str. 5.
- Dietze, E., Schiffbau-Ingenieur, Detmold, ¹⁹⁵
Bachstr. 36.
- Dix, Joh., Marine-Oberbaurat, Berlin W 10,
Kaiserin-Augusta-Str. 38/42.
- Doden, F., Dipl.-Ing., Bürochef für Kriegs-
schiffsmaschinenbau b. der A.-G. „Weser“,
Bremen, Bismarckstr. 98.
- Domke, R., Marinebaurat für Maschinenbau,
Wilhelmshaven, Hollmannstr. 13.
- Donau, Schiffbau-Ing., Bremen, Rosenkranz 35.
- Dörr, W. E., Dipl.-Ing., Direktor der Zeppelin-
werke G. m. b. H., Staaken, Charlotten-
burg 9, Reichsstr. 5. ²⁰⁰
- v. Dorsten, Wilhelm, Ingenieur, Schiffs- und
Maschinen-Inspektor des Germanischen
Lloyd, Mannheim-Freudenheim, Schützen-
straße 24.
- Drakenberg, Jean, Konsultierender In-
genieur, Stockholm, Engelbrechtsgatan 10.
- Dressel, Carl, Dr. phil., Dipl.-Ing. des Schiff-
baufaches, Ilmenau (Thüringen), Schiller-
straße 2.
- Dreyer, E. Max, Zivilingenieur für Schiff-
und Maschinenbau, Hamburg, Steinhöft 3.
- Dreyer, Fr., Schiffbau-Oberingenieur, Ham- ²⁰⁵
burg, Petkumstr. 19.
- Dreyer, Karl, Elektroingenieur der Firma
F. Schichau, Elbing, Königsberger Str. 14a.
- Driessen, Paul, Schiffbau-Ingenieur, Kiel,
Knooperweg 36.
- Dröseler, Marineschiffbaumeister, Berlin
SW 11, Hallesche Str. 19.
- Dyckhoff, Otto, Dipl.-Ing., Charlottenburg,
Hardenbergstr. 3.
- Dykes, Geo., Ingenieur, Hamburg, Hoch- ²¹⁰
allee 25.

- Ebner, Karl, Binnenschiffahrts-Inspektor, Regierungsrat, Wien, Handelsministerium.
- Eckolt, Wilh., Marine-Schiffbaumeister, Rostock, Blücherplatz 1.
- Egan, Edward, Dipl.-Ing., Oberinspektor im ungar. Handelsministerium, Budapest II.
- Eggers, Julius, Dr.-Ing., Direktor, Hamburg, Frauenthal 6.
- ²¹⁵ Eggert, Wilhelm, Schiffbau-Oberingenieur, Geestemünde, Spichernstr. 9, II.
- Ehrenberg, Marine-Baurat für Schiffbau, Berlin-Friedenau, Rubensstr. 36.
- Ehrlich, Alexander, Schiffbau-Ingenieur, Stettin-Grabow, Gustav-Adolf-Str. 11.
- Eichholz, Ernst, Ingenieur, Schiffahrtsabteilung beim Reichsverkehrsministerium, Berlin NW 52, Paulstr. 25.
- Eichhorn, Osc., Geh. Marinebaurat, Danzig, Gralathstr. 3.
- ²²⁰ Eidlitz von Felsöság, Kornél, Dipl.-Ing., Prokurist der ung. Seeschiff.-A.-G. „Adria“, Fiume.
- Eigendorff, G., Schiffbau-Ingenieur und Besichtiger des Germanischen Lloyd, Brake i. Oldenburg.
- Ekström, Gunnar, Extra-Marine-Ingenieur, Stockholm, Erittsbergsgatan 14.
- Elste, R., Schiffbau-Ingenieur, Hamburg 19, Bismarckstr. 1.
- Elze, Theodor, Schiffbau-Ingenieur, i. Fa. Irmer & Elze, Bad Oeynhaus.
- ²²⁵ Engberding, Dietrich, Marinebaurat für Schiffbau, Berlin W 10, Königin-Augusta-Straße 38/42.
- Engehausen, W., Betriebs-Ingenieur, Bremen, Lutherstr. 55.
- Engström, Wilh., Maschinenbau-Betriebsingenieur der Göta-Werke, Gothenburg.
- Erbach, R., Dipl.-Ing., Obering. der Germania-werft, Kiel, Königsweg 4.
- Erdmann, Paul, Ing., Maschinenbesichtiger d. Germanischen Lloyd, Rostock, Friedrichstraße 7.
- ²³⁰ von Essen, W. W., Ingenieur beim German. Lloyd, Hamburg 9, Vorsetzen 35.
- Esser, Matthias, Direktor des Bremer Vulkan, Vegesack, Weserstr. 77 a.
- Euterneck, P., Geh. Oberbaurat, Berlin-Wilmersdorf, Spessartstr. 13.
- Evers, F., Schiffbaudirektor bei Nüske & Co., Stettin, Königsplatz 14.
- Falbe, E., Dipl.-Ing., Direktor der Woermann-Linie, Hamburg, Große Reichenstr. 27.
- Falk, W., Schiffbau-Ingenieur und Yacht-²³⁵ Agentur, Schiffbaulehrer a. d. Navigations-schule, Hamburg, Annenstr. 30.
- Falkman, Ivar Johan, Marine-Oberbaurat, Stockholm, Bauérgatan 10.
- Fechter, Georg, Zivilingenieur, Besichtiger d. Germanischen Lloyd, Königsberg i. Pr., Kaiserstr. 21.
- Fechter, Gust., Schiffbaumeister, Königsberg i. Pr., Kaiserstr. 21.
- Feilcke Fritz, Dipl.-Ing., Abteilungsvorsteher der Vulcanwerke, Stettin, Gartenstr. 13.
- Fesenfeld, Wilh., Oberlehrer und Dipl.-Ing.,²⁴⁰ Bremerhaven, Bürgermeister-Smidt-Str. 75.
- Fichtner, Rudolf, Dipl.-Ing., Assistent an der Technischen Hochschule, Danzig.
- Fimmen, Hermann, Schiffbau-Ingenieur, Mannheim-Freudenheim.
- Fischer, Carl, Dipl.-Ing., Oberingenieur und Leiter der techn. Abteilungen der Ballonhüllen-Gesellschaft, Berlin-Grunewald, Schinkelstr. 10.
- Fischer, Ernst, Schiffbau-Oberingenieur, Chef des Kriegsschiffbaubureaus der Fried. Krupp A.-G. Germaniawerft, Kiel, Feldstr. 59.
- Fischer, Karl, Dipl.-Ing., Schiffsmaschinen-²⁴⁵ bau-Ingenieur, Gebr. Sachsenberg A.-G., Roßlau a. E., Hauptstr. 25.
- Fischer, Rudolf, Dipl.-Ing., Berlin W 50, Nürnberger Straße 44.
- Fischer, Willi, Ingenieur, Altona a. d. Elbe, Philosophenweg 25.
- Flamm, Osw., Geheimer Regierungsrat, Professor an der Techn. Hochschule Nikolassee b. Berlin, Lückhoffstr. 30.
- Fliege, Gust., Direktor, Bergedorf, Moltkestraße 5.

- 250 Flood, H. C., Ingenieur und Direktor der Bergens Mechaniske Varksted, Bergen (Norw.).
 Flügel, Paul, Ingenieur und Maschineninspektor, Lübeck, Gartenstr. 3.
 Fock, John, Betriebsingenieur, Hamburg, Kleine Reichenstr. 18.
 Foerster, Ernst, Dr.-Ing., Chef d. Schiffswesens der Hamburg - Amerika - Linie, Altona, Beselerstr. 8.
 Föttinger, Hermann, Dr.-Ing., Professor, Danzig-Zoppot, Bädeckerweg 13.
 255 Frankenberg, Ad., Marine-Oberbaurat und Maschinenbau-Betriebsdirektor, Wilhelmshaven, Bismarckstr. 106.
 Frankenstein, Georg, Schiffbau-Ingenieur, Bremen, Admiralstr. 7.
 Fränzel, Curt, Direktor der Seemaschinenschule, Stettin, Barnimstr. 14.
 Fregin, Fritz, Dipl.-Ing., Schiffbau-Betriebsingenieur, Stettin, Mühlenstr. 19.
 Freundlich, Erich, Dipl.-Ing., Düsseldorf, Feldstr. 11 a.
 250 Friederichs, K., Geheimer Rechnungsrat, Neu-Finkenkrug, Kaiser-Wilhelm-Str. 49.
 Fritz, Walter, Oberingenieur d. Bergmann-Elektricitäts-Werke A.-G., Abteilung für Schiffsturbinen, Berlin N 4, Invalidenstraße 102.
 Fromm, Rudolf, Marine-Baurat für Maschinenbau, Kiel, Holtenauer Str. 194 II.
 Fruchtenicht, O., Schiffbau-Ingenieur, Werft vorm. Janssen & Schmilinsky A.-G., Hamburg, Steinwärder.
 Früstück, Paul, Ingenieur u. Betriebsleiter, Wandsbek bei Hamburg, Lindenstr. 32.
 265 Gaede, Heinrich, Schiffbau-Ingenieur, Kiel, Hardenbergstr. 34.
 Gamst, A., Fabrikbesitzer, Kiel, Metzestr. 12.
 Garyens, Walter, Dipl.-Ing., Hamburg-Harvestehude, Hallerstr. 40.
 Garweg, Arthur, Dipl.-Ing., Hamburg 19, Bismarckstr. 31.
 Gätjens, Heinr., Direktor der Hamburger Werft A.-G., Hamburg, Abendrothsweg 71.
 270 Gebauer, Alex., Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Werft von F. Schichau, Elbing, Am Lustgarten 14.
 Gebers, Fr., Dr.-Ing., Direktor der Schiffbautechnischen Versuchsanstalt, Wien XX, Brigittenuergelände 256.
 Gehlhaar, Franz, Regierungsrat, Mitglied des Schiffs - Vermessungs - Amtes, Berlin-Lichterfelde, Steinäckerstr. 10.
 Geißler, Richard, Dr.-Ing., Patentanwalt, Berlin SW 11, Königgrätzer Str. 92.
 Gerlach, Ferdinand, Schiffbau-Ingenieur, Tönning, Neustr. 18.
 Gerloff, Friedrich, Schiffbau-Direktor der Schiffswerft und Maschinenfabrik Hansa A.-G., Tönning. 275
 Gerner, Fr., Betriebs-Ingenieur der Fried. Krupp A.-G., Germaniawerft, Kiel, Poststraße 45.
 Gerisch, Arthur, Betriebsingenieur bei Blohm & Voß, Hamburg - Kl. Borstel, Wellingbütteler Landstr. 22.
 Giebeler, H., Schiffbau-Ingen., Hamburg 19, Eimsbütteler Marktplatz 2.
 Gierth, R., Oberingenieur der Vereinigten Elbschiffahrts-Gesellschaften A.-G., Dresden-Plauen, Würzburger Str. 38.
 Giese, Alfred, Dipl.-Ing., Hamburg, Carolinenstraße 16. 280
 Giese, Ernst, Geheimer Regierungsrat, Charlottenburg, Grolmanstr. 63.
 Gnutzmann, J., Schiffbau-Direktor, Danzig, Schichau-Werft.
 Goebel, Ernst, Dipl.-Ing., Berlin - Charlottenburg, Roscherstr. 15.
 Goos, Emil, Chef des Maschinenwesens der Hamburg-Amerika-Linie, Hamburg, Isestraße 111.
 Gorgel, Dipl.-Ing., Berlin W 66, Leipziger Straße 123 a. 285
 Grabow, C., Geheimer Marine-Baurat, Rittergut Orle, Kr. Berent, Westpr.
 Grabowski, E., Schiffbau-Ingenieur, Professor, Bremen, Friedrich-Wilhelm-Str. 35.
 Graemer, L., Obering. u. Prokurist der Schiffswerft Nüscke & Co., A.-G., Stettin, Friedrich-Carl-Str. 18.
 Grambow, Adolf, Ingenieur d. Germ. Lloyd, Hamburg, Emilienstr. 1.

- 290 Grambow, Emil, Ober-Inspektor des Germ. Lloyd, Bremen, Bürgermeister - Smidt-Straße 35.
- Grauert, M., Geheimer Oberbaurat, Berlin-Steglitz, Humboldtstr. 14.
- Green, Rudolf, Technischer Direktor der Dresdener Maschinenfabrik und Schiffswerft, Dresden-Uebigau.
- Grimm, Anton, Schiffsmaschinenbau - Ingenieur, Brandenburg a. H. Altst., Fischerstraße 24/25.
- Grimm, Max, Dipl.-Ing., techn. Hilfsarbeiter in der Admiralität, Charlottenburg 9, Eichenallee 39.
- 295 Gronwald, Otto, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg-Eimsbüttel, Henriettenstr. 9.
- Groth, W., Ingenieur der Siemens-Schuckertwerke, Hamburg, Semperhaus.
- Grotrian, H., Schiffbau-Ingenieur, Professor an den Techn. Staatslehranstalten zu Hamburg, Hamburg - Ohlsdorf, Fuhlsbütteler Str. 589.
- Grundt, Erich, Marinebaurat, Berlin W 30, Maaßenstr. 17.
- Gümbel, Ludwig, Dr.-Ing., Prof., Charlottenburg, Schloßstr. 66, III.
- 300 Gummelt, Carl H., Schiffbau-Ingenieur, Geestemünde, Schillerstr. 26.
- Günther, Friedr., Ing., Bremen, Geestemünder Str. 4.
- Haack, Otto, Schiffbau-Ingenieur, Inspektor des Germanischen Lloyd, Stettin, Bollwerk 1.
- Habermann, Egon, Oberingenieur, Fahrzeug-Fabrik A.-G., Eisenach.
- Haböck, Ingenieur und Maschinenfabrikant, Passau.
- 305 Haensgen, Oscar, Maschinenbau-Ingenieur, Flensburger Schiffbau - Ges., Flensburg, Marienholzweg 17.
- Haentjens, Peter, Dipl.-Ing., Leiter der Montage - Abt. Oldenburg der Signal-G. m. b. H., Kiel, Adolfstr. 81.
- Haertel, Siegfried, Schiffbau-Dipl.-Ing., Nordenham a. Weser.
- Hagemann, H. Paul, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg, Sievekings-Allee 14.
- Hahn, Carl, Ingenieur der Bremer Assekuradeure, Bremen, Börsennebengebäude 33.
- Hahn, Paul L., Schiffsmaschinen-Ingenieur bei der Schmidtschen Heißdampf-Ges., Cassel-Wilhelmshöhe, Wilhelmshöher Allee 271. 310
- Haimann, G., Dr.-Ing., Charlottenburg, Tegeler Weg 25.
- Halldin, Gustaf, Marineingenieur, Malmö, Kockums Verkstad.
- Hammar, Hugo G., Schiffbau-Oberingenieur, Göteborgs Nya Verkstad A. B., Göteborg.
- Hammer, Erwin, Ing. b. d. Howaldtswerken, Kiel, Lornsenstr. 46.
- Hammer, Felix, Dipl.-Ing., Kiel, Yorckstr. 4. 315
- Hanke, Friedrich, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Kiel, Waitzstr. 95.
- Hantelmann, Kurt, Dipl.-Ing., Oberlehrer an der Seemaschinen- u. Schiffingenieurschule, Rostock, Schillerstr. 5.
- Häpke, Gustav, Dipl.-Ing., techn. Hilfsarbeiter in der Admiralität Berlin W 30, Luitpoldstr. 38.
- Harbeck, Walter, Marine-Schiffbaumeister a. D., Cassel, Parkstr. 28.
- Harmes, Fritz, Schiffbau-Ingenieur, Stettin, 320 Kromenhofstr. 7.
- Harms, Otto, Betriebsass. d. Flensbg. Schiffb. Ges., Flensburg, Bauerlandstr. 11.
- Hartmann, C., Oberbaurat, Vorstand des Aufsichtsamtes für Dampfkessel- und Maschinenrevision der Baupolizeibehörde, Hamburg 11, Großer Burstah 31.
- Hartmann, Hans, Marine-Baurat für Schiffbau, Japan.
- Has, Marine-Baurat für Maschinenbau, Kiel.
- Hass, Hans, Dipl.-Ing., Dozent und Professor, 325 Hamburg, Schrötteringsweg 10.
- Hechtel, H., Oberingenieur der Norderwerft, Harburg a. E., Bleicherweg 10.
- Hector, D. C., Oberingenieur der Finnboda Varf, Stockholm.
- Hedemann, Wilh., Dipl.-Ing., Schiffsmaschinenbau-Ing., Bremen, Isarstr. 86.

- Hedén, A. Ernst, Schiffbau-Ingenieur, Göteborg, Mek. Verkstad.
- ³³⁰ Heidtmann, H., Schiffbau-Ingenieur, Hamburg 21, Hofweg 64.
- Hein, Hermann, Dipl.-Ing., Bremen-Oslebshausen, Oslebshausen Heerstr. 16.
- Hein, Paul, Ingenieur, Hamburg, Bismarckstraße 80.
- Hein, Th., Geh. Rechnungsrat, Charlottenburg, Kantstr. 68, I.
- Heinemann, Richard, Zivilingenieur, Blankenese, Sülldorferweg 68.
- ³³⁵ Heinemann, Rudolf, Dipl.-Ing., Bremen, Erwinstr. 7.
- Heinen, Joh., Ingenieur (St. g. Bauf.) und Fabrikbesitzer, Lichtenberg bei Berlin, Herzbergstr. 24/25.
- Heise, Wilh., Oberingenieur u. Bürochef der A. G. „Weser“, Bremen, Lübecker Str. 32.
- Heitmann, Johs., Schiffbau-Ingenieur, Hamburg, St. G., Langerreihe 112.
- Heitmann, Ludwig, Betriebsingenieur, Hamburg 19, Am Weiher 23.
- ³⁴⁰ van Helden, H., Direktor der Holland-Amerika-Linie, Rotterdam, Mathenesserlaan 437.
- Heldt, Adolf, Marinebaurat für Maschinenbau, Kiel, Esmarchstr. 53, I.
- Heldt, Karl, Schiffbau-Ingenieur, Stettin, Logengarten 3.
- Hellemans, Thomas Nikolaus, Schiffbau-Ingenieur, Gorinchem, Pompstraat C. 141, Holland.
- Helling, Wilhelm, Oberingenieur, Altona-Ottensen, Friedensallee 7/9.
- ³⁴⁵ Helmig, G., Schiffbau-Ingenieur, Friedrichshagen bei Berlin, Kirchstr. 3.
- Helsig, Dipl.-Ing., Oberingenieur der Germaniawerft, Kiel, Feldstr. 118.
- Hemann, A., Marine-Baurat für Schiffbau, Hamburg-Großflottbek, Voßstr. 14.
- Henning, Johannes, Schiffbau - Ingenieur, Hamburg, Papenhuderstr. 45/47.
- Hering, Geh. Konstr. - Sekretär Berlin-Zehlendorf, Hauptstr. 60/62.
- ³⁵⁰ Hermanuz, Alfred, Dipl.-Ing., Kiel, Jägersberg 28.
- Herner, Heinrich, Dr. phil., Dipl.-Ing., Professor an der höheren Schiff- und Maschinenbauschule, Kiel, Sophienblatt 1.
- Herrmann, Walter, Dipl.-Ing., Dresden-A., Zellerstr. 21.
- Herzberg, Emil, Maschinen-Inspektor, Stettin, Bollwerk 1.
- Herzog, Eugen, Ingenieur, Bremerhaven, Langestr. 127a.
- Hey, Erich, Marine-Baurat für Maschinenbau, ³⁵⁵ Kiel, Adolfstr. 64.
- Hildebrandt, Hermann, Schiffbau-Direktor der G. Seebeck A.-G., Bremen, Großgörschenstr. 14.
- Hildebrandt, Max, Schiffsmaschinenbau-Oberingenieur, Stettin, Pölitzer Str. 96.
- Hilgendorff, Schiffbau - Betriebsingenieur, Vegesack, Bremer Vulkan.
- Hillmann, Bernhard, Schiffbaubetriebs-Oberingenieur, Bremerhaven, Bürgermeister-Smidt-Str. 93.
- Hinrichsen, Erich, Schiffbau - Ingenieur, ³⁶⁰ Hamburg 27, Billwärder Neuedeich 254/60.
- Hinrichsen, Henning, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Werft von F. Schichau, Elbing.
- Hitzler, Theodor, Werftbesitzer, Groß-Flottbek, Bismarckstr. 18.
- Hoch, Johannes, Direktor der Ottenser Maschinenfabrik, Altona-Ottensen, Friedensallee 72.
- Hochstein, Ludwig, Oberingenieur, Wandsbek b. Hamburg, Waldstr. 7.
- Hoefler, Kurt, Dr.-Ing., Betriebsdirigent der ³⁶⁵ Reichs-Werft, Kiel, Knooper Weg 161.
- Hoefs, Fritz, Maschinenbau - Direktor bei G. Seebeck, A.-G., Bremerhaven, Deich 27.
- Hölzermann, Fr., Geheimer Marinebaurat a. D. Potsdam, Roonstr. 7.
- Hoffmann, C., Direktor der Lübecker Maschinenbau-A.-G., Lübeck, Kaiser-Wilhelm-Straße 24.
- Hoffmann, Rich., Dipl.-Ing., Budapest III, Obuda, Donau, Dampfschiffahrtsges.
- Hoffmann, Ulrich, Marinebaumeister, Wil- ³⁷⁰ helmshaven, Reichswerft.
- Hoffmann, W., Betriebsingenieur der Werft von Blohm & Voß, Hamburg-Eimsbüttel, Marktplatz 4.

- Hohn, Theodor, Bürochef für Schiffsmaschinen- und Kesselbau, Bremen, Hulsberg 27.
- Holle, Rud., Schiffbau-Ingenieur, Mannheim, Max-Joseph-Str. 10.
- Holthusen, Wilhelm, Besichtiger des Germ. Lloyd, Abtg. Unterelbe, Hamburg, Hirtenstraße 12.
- ³⁷⁵ Holzhausen, Kurt, Dipl.-Ing., Wilhelmshaven, Brommystr. 1.
- r' Hooft, J., Oberingenieur der Königl. Niederländischen Marine, Vlissingen.
- Hoppenberg, Ernst, Marine-Konstruktions-Sekretär, Berlin SO 16, Brandenburger Ufer 1.
- Horn, Fritz, Dr.-Ing., Privatdozent a. d. Technischen Hochschule, Danzig-Langfuhr, Hauptstr. 40a.
- Hornbeck, Albert, Ingenieur, Hamburg 20, Tarpenbeckstr. 102.
- ³⁸⁰ Hosemann, Paul, Dipl.-Ing., Elbing, Westpr., Bismarckstr. 5.
- Howaldt, Georg, Ingenieur, Hamburg 24, Uhlandstr. 68.
- Hüllmann, H., Dr.-Ing., Professor, Geh. Oberbaurat, Berlin W 15, Württembergische Str. 31/32, II.
- Hundt, Paul, Maschinenbau-Ingenieur b. Joh. C. Tecklenborg A.-G., Geestemünde, Georgstr. 54.
- Hupe, Heinrich, Schiffsmaschinen-Ingenieur, Papenburg a. Ems, Hauptkanal, links 28.
- ³⁸⁵ Hutzfeldt, M., Prokurist, Hamburg 36, Johnsallee 24.
- Ibsen, Julius, Dipl.-Ing., Berlin W 50, Passauer Str. 39.
- Icheln, Karl, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg 19, Oevelgönerstr. 32.
- Ilgenstein, Ernst, Schiffbau-Ingenieur, Charlottenburg, Knesebeckstr. 2.
- Immich, Werner, Marinebaumeister, Wilhelmshaven - Rüstringen, Holtermannstraße 26.
- ³⁹⁰ Isakson, Albert, Schiffbau-Oberingenieur, Inspektor des Brit. Lloyd, Stockholm, Bredgränd 2,
- Jaborg, Georg, Marine-Baurat für Maschinenbau, Wilhelmshaven, Wilhelmstr. 7.
- Jacob, Carl, Dipl.-Ing., Betriebs-Ingenieur bei Blohm & Voß, Hamburg 21, Overbeckstr. 4a.
- Jacob, Oskar, Betriebs-Ingenieur, Stettin, Karkutschstr. 15.
- Jahn, Gottlieb, Dipl.-Ing., Kiel, Feldstr. 80.
- Jahn, Joh., Dr., Reg.-Rat, Reichswirtschafts-³⁹⁵ Ministerium, Berlin W 15, Kurfürstendamm 193/94.
- Janke, Paul, Marine-Baurat, Danzig.
- Janssen, Diedr., Oberingenieur, Geestemünde, Deichstr. 18.
- Jansson, H., Ingenieur, Mönkeberg, Neumühlen (Holstein).
- Jappe, Fr., Betriebs-Ingenieur, Hamburg 30, Hoheluftchaussee 31.
- Jespersen, Theodor, Oberingenieur, Christi-⁴⁰⁰ ania, Drammensvei 4.
- Johannsen, F., Schiffbau-Ingenieur, Kiel-Wellingdorf, Wehdenweg 20.
- Johannsen, Max Friedr., Ingenieur u. vereidigter Sachverständiger, Kiel, Eisenbahndamm 12.
- Johansen, P. C. W., Technischer Direktor der Baltica-Werft, Kopenhagen, Kjöbmagergade 62.
- Johns, H. E., Ingenieur, Hamburg, Baumwall 3.
- de Jong, Jan, Schiffbau-Ing., A.-G. „Weser“,⁴⁰⁵ Bremen, Wernigeroder Str. 1.
- Jordan, D., ungar. Eisenbahn- und Schiffahrts-Inspektor, Leiter der Schiffahrts-Sektion der ungar. General-Inspektion für Eisenb. u. Schifffahrt, Budapest II, Lánchíd-Gasse 2.
- Jourdan, Johannes, Ingenieur der Hamburg-Amerika-Linie, Hamburg 19, Moltkestr. 47.
- Judaschke, Franz, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg 39, Sierichstr. 170.
- Jülicher, Ad., Schiffbau-Ingenieur und Inspektor des Germ. Lloyd, Bremen, Hartwigstraße 26.
- Jürries, Wilh., Schiffbau-Ingenieur, Bremen,⁴¹⁰ Lloydstr. 124.
- Just, Curt, Marinebaurat für Schiffbau, Zoppot, Bergerstr. 6.
- Justus, Ph. Thr., Ingenieur und Direktor der Atlas-Werke A.-G., Bremen.

- Kaerger, Alfred, Ingenieur, Groß-Flottbeck bei Hamburg, Weidenstr. 9, I.
- Kagerbauer, Ernst, Schiffbau - Oberingenieur a. D., schiffbautechnischer Konsulent d. Seebehörde in Triest, Via Dei Giustinelli Nr. 1a.
- ⁴¹⁵ Kahrs, Otto, Dipl.-Ing., Kristiania, Raadhugatan 1—3.
- Kalderach, J. F. A., Ingenieur, Hamburg, Wiesenstr. 3.
- Kampfmeyer, Th., Dipl.-Ing., Marinebaumeister, Danzig, Rennerstiftsgasse 5.
- Kappel, Henry, Ingenieur, Cassel-Wilhelmshöhe, Landgraf-Carl-Str. 27.
- Karstens, Paul, Ingenieur, Altona, Friedhofstraße 15.
- ⁴²⁰ Kasten, Max, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg 37, Isestr. 96.
- Kästner, Arthur, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur der Neptunwerft, Rostock, Alexandrinenstr. 65.
- Katzinger, Otto, Schiffbau-Ingenieur, Wien I, Bräunerstr. 2.
- Katzschke, William, Marinebaumeister, Kiel, Lornsenstr. 43.
- Kaye, Georg, Marineschiffbaumeister, Kiel, Adolfstr. 81.
- ⁴²⁵ Keil, Hans, Marinebaumeister, Kiel, Beseler-Allee 32a.
- Keiller, James, Oberingenieur, Göteborg.
- Kell, W., Schiffsmaschinenbau - Ingenieur, Stettin, Steinstr. 3.
- Kelling, Erich, Dipl.-Ing., Rostock i. M., Blücherstr. 20.
- Kellner, Arno, Dipl.-Ing., Hamburg 13, Bogenstr. 4.
- ⁴³⁰ Kempf, Günther, Dr.-Ing., Bergedorf, Ernst-Mantius-Str. 22.
- Kenter, Max, Marine - Oberbaurat, Kiel, Karlstr. 20.
- Kern, Wilhelm, Ingenieur, Dietrichsdorf b. Kiel, Heikendorferweg 35.
- Kertscher, Rudolf, Marinebaumeister, Kiel, Esmarchstr. 70.
- Keuffel, Aug., Direktor der Act.-Ges. „Weser“, Bremen, Schwachhauser Heerstr. 69.
- ⁴³⁵ Kiel, Karl, Ingenieur, Hamburg, Rutschbahn 36.
- Kienappel, Karl, Betriebs-Ingenieur, Elbing, Schiffbauplatz 1.
- Kiep, Nicolaus, Dipl.-Ing., Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Kiel, Germaniawerft.
- Kiepke, Ernst, Maschinen-Ingenieur, Stettin-Bredow, „Vulcan“.
- Killat, Konstruktions-Sekretär in der Admiralität, Berlin - Wilmersdorf, Laubacher Straße 37.
- Kirberg, Friedrich, Geh. Konstr.-Sekretär in ⁴⁴⁰ d. Admiralität, Berlin-Steglitz, Ringstr. 57, I.
- Klagemann, Johannes, Marine-Oberbaurat, Berlin Wilmersdorf, Hohenzollerndamm 197, III.
- Klamroth, Gerhard, Professor, Geh. Marine-Baurat, Kiel, Koldingstr. 15.
- Klatte, Johs., Werftbesitzer i. Fa. J. H. N. Wichhorst, Hamburg, Leinpfad 60.
- Klawitter, Fritz, Ingenieur u. Werftbesitzer, Danzig, i. F. J. W. Klawitter, Danzig.
- Kleen, J., Oberingenieur, Hamburg, Pappel- ⁴⁴⁵allee 46, I.
- Klein, Marcel, Dr.-Ing., Wien VII, Neubaugasse 11.
- Kliemchen, Franz, Dipl.-Ing., Konstruktions-Ingenieur a. d. Techn. Hochschule Berlin, Charlottenburg, Rönnestr. 19.
- von Klitzing, Philipp, Zivilingenieur, Hamburg, Alsterdamm 17.
- Klock, Chr., Ingenieur, Hamburg, Schaarsteinwegsbrücke 2.
- Kluge, Otto, Marine-Oberbaurat für Schiff- ⁴⁵⁰bau, Wilhelmshaven, Viktoriastr. 21.
- Knauer, W., Direktor des Bremer Vulkan, Vegesack, Gerh.-Rohlf-Str. 17.
- Knierer, Clemens, Betriebsingenieur, Hamburg 22, Oberaltenallee 24.
- Knipping, Paul, Dr.-Ing., Technischer Leiter der Werft Nobiskrug G. m. b. H., Rendsburg, Grothstr. 5.
- Knoop, Ulrich, Dipl.-Ing. des Schiffsbau-faches, Warnemünde, Diedrichshagener Chaussee 7.
- Knörlein, Michael, Dipl.-Ing., Oberingenieur ⁴⁵⁵d. Fa. Weise Söhne, Halle, Ditternbergerstraße 6.

- Knorr, Paul, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur u. Professor an der höheren Schiff- und Maschinenbauschule, Kiel, Königsweg 14.
- Knüppel, Wilh., Obergeringieur, Berlin W 15, Pariser Str. 35.
- Koch, Carly, Direktor der Ottensener Maschinenfabrik, Altona-Ottensen, Kaiserstraße 31.
- Koch, Erich, Dipl.-Ing., Berlin-Charlottenburg, Neue Kantstr. 25.
- ⁴⁶⁰ Koch, Hans, Marine-Baurat für Schiffbau, Elbing, Äußerer Mühlendamm 38.
- Koch, Joh., Direktor, Neumühlen-Dietrichsdorf b. Kiel.
- Koch, Rud. Ernst, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg, Hansastr. 67.
- Koch, W., Dipl.-Ing., Inspektor der Roland-Linie, A.-G., Bremen.
- Koch, W., Ing., Lübeck, Kaiser-Friedrich-Straße 25.
- ⁴⁶⁵ Kockum, Franz, Direktor der Kockums Mechaniska Verkstads Aktiebolag, Malmö.
- Koehnhorn, Marine-Maschinenbaumeister, Rostock i. M., Neptunwerft.
- Köhler, Albert, Marine-Baurat für Maschinenbau, Wilhelmshaven, Reichswerft.
- Köhler, Alfred, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg, Claudiusstr. 23.
- Kolbe, Chr., Werftbesitzer, Wellingdorf bei Kiel.
- ⁴⁷⁰ Kolkmann, J., Schiffsmaschinenbau-Obergeringieur, Elbing, Hohezinnstr. 12.
- Kölln, Friedrich, Dipl.-Ing., Obergeringieur der Hamburger Elbschiffahrt A.-G., Hamburg 24, Uhlandstr. 20.
- König, Rob., Schiffbau-Ingenieur, Bremen, Uthbremer Str. 46.
- Konow, K., Geheimer Oberbaurat, Charlottenburg, Witzlebenstr. 33.
- Kopp, Herm., Schiffbau - Betriebsdirektor, Kiel, Jägersberg 15.
- ⁴⁷⁵ Körner, Paul, Ingenieur, Langfuhr, Hauptstraße 5.
- Koschmider, G., Dipl.-Ing., Schiffbau-Ingenieur, Hamburg 24, Uhlandstr. 20.
- Köser, I., Ingenieur, i. Fa. I. H. N. Wichhorst, Hamburg, Besenbinderhof 40.
- Kraeft, Otto, Schiffbau-Ingenieur, Kiel-Gaarden, Stern-Brauerei.
- Kraft de la Saulx, Ritter Johann, Dr.-Ing., Jemeppe bei Lüttich, Quai des Cannes 48.
- Kraft, Ernest A., Dipl.-Ing., Obergeringieur ⁴⁸⁰ der A. E. G., Berlin NW 87, Huttenstraße 12—16
- Krainer, Paul, Ordentl. Professor a. d. Techn. Hochschule Berlin - Halensee, Kurfürstendamm 136.
- Kramer, Fritz, Direktor, Ing., Dockenhuden-Blankenese, Sülldorfer Weg 48.
- Kramer, L., Obergeringieur, Kiel, Esmarchstraße 24.
- Krause, Hans, Marine - Schiffbaumeister, Warnemünde, Blücherstr. 5.
- Krebs, Hans, Marine-Maschinenbaumeister, ⁴⁸⁵ Friedrichshafen a. B., Olgastr. 4.
- Krell, H., Geheimer Marinebaurat, Berlin-Grunewald, Caspar-Theyß-Str. 32.
- Krell, Otto, Professor, Direktor der Siemens-Schuckertwerke, Berlin-Grunewald, Cronberger Str. 26.
- Kretschmer, Herbert, Schiffbau-Ingenieur, Uboots-Insp., Kiel, Knooper Weg 44.
- Kretzschmar, F., Schiffbau-Ingenieur, Zürich, Rotbuchstr. 36.
- Krey, Hans D., Regierungs- und Baurat, ⁴⁹⁰ Berlin W 23, Schleuseninsel im Tiergarten.
- Kristanz, Hermann, Ingenieur, Kolepant bei Neuhaus a. E.
- Krohn, Heinrich, Zivilingenieur, Neu-Rahlstedt b. Hamburg, Am Gehölz 17.
- Krüger, C., Direktor, Reiherstieg-Schiffswerfte und Maschinenfabrik, Hamburg 24.
- Krüger, Gustav, Ingenieur bei Blohm & Voß, Hamburg 19, Eppendorfer Weg 109.
- Krüger, Hans, Marine-Maschinenbaumeister ⁴⁹⁵ a. D., Direktor der J. Frerichs & Co. A. G., Osterholz-Scharmbeck.
- Krüger, Hans, Dipl.-Ing., Hamburg 21, Petkumstr. 3.
- Krumreich, Emil, Rechnungsrat, Berlin-Friedenau, Ringstr. 48, I.
- Kruth, Paul, Masch.-Ingenieur, Hamburg 30, Eppendorfer Weg 211, III.
- Kucharski, Walther, Ingenieur der Vulcanwerke, Hamburg, Gryphiusstr. 9.

- 500 KÜCHLER, Paul, Marine-Schiffbaumeister, Rüstingen, Oldenburg, Bülowstr. 6.
- KUCK, Franz, Marine-Oberbaurat, Kiel, Feldstraße 134.
- KÜHN, Richard, Dipl.-Ing., Direktor der Deutschen Werft A.-G., Hamburg, Werderstraße 25.
- KÜHNE, Ernst, OBERINGENIEUR, Bremen, Brückenstr. 41.
- KÜHNKE, Marinebaurat für Schiffbau, Bremen, Bulthauptstr. 21.
- 503 KUHLMANN, A., Betriebs-OBERINGENIEUR der A.-G. „Weser“, Bremen 13, Werftstr. 24.
- KUHLMANN, Lothar, Ingenieur, Linz a. O., Schiffswerft.
- KUNERT, Leo, OBERINGENIEUR, Wiener-Neustadt, Neunkirchnerstr. 10.
- KURGAS, ERICH, Dipl.-Ing., OBER-INGENIEUR der A.-G. „Weser“, Bremen, Am Dobben 53 A.
- KUSCHEL, W., Schiffbau-OBERINGENIEUR, Hamburg, Moltkestr. 47.
- 510 KUTZNER, Reg.-Baumeister, Wilhelmshaven, Marktstr. 21.
- Laas, Walter, Professor für Schiffbau an der Techn. Hochschule, Berlin-Halensee, Halberstädter Str. 2.
- Lafrenz, Carl, Maschinenbau-Ingenieur, Neumühlen-Dietrichsdorf, Tiefe Allee 22.
- Laible, Friedrich, Ingenieur, Elbing, Altstädtische Wallstr. 13.
- Lampe, Marine-Baurat für Schiffbau, Bad Harzburg, Krodotal 8.
- 515 LANGE, Alfred, Dipl.-Ing., Schiffbau-Betriebs-Ingenieur, Hamburg 30, Moltkestr. 47, part.
- LANGE, Claus, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Neumühlen-Dietrichsdorf (Holstein), Tiefe Allee 22.
- LANGE, Heinrich, Schiffbau-Ingenieur, Blankenese b. Altona, Friedrichstr. 10.
- LANGE, Johs., Dipl.-Ing., techn. Hilfsarbeiter in der Admiralität, Berlin W 10, Königin-Augusta-Str. 38—42.
- Langen, O. H., Dipl.-Ing., Bremen, Straßburger Str. 9.
- 520 LANKOW, E., Ingenieur, Elbing, Aeuß. Mühlen-damm 20.
- Laudahn, Wilhelm, Marine-Baurat für Maschinenbau, Berlin-Lankwitz Meyer-Waldeck-Straße 2.
- Laurin, L., Werftdirektor, Lysekil, Schweden.
- Lauster, Immanuel, Dr.-Ing., Direktor der M. A. N., Augsburg, Frölichstr. 14.
- Läzer, Max, Schiffbau-Ingenieur, Kiel, Lornsenstr. 50.
- Lechner, E., Marine-Baumeister a. D., General-525 direktor, Köln-Bayenthal, Oberländer Ufer 118.
- Lehm, Karl, Dipl.-Ing., Werftdirektor, Emden, Nordseewerke.
- Lehr, Julius, Regierungs-Baumeister a. D., Berlin W, Tauentzienstr. 11.
- Leisner, Ad., Schiffbau-Ingenieur, Bremen, Mathildenstr. 30.
- Lempelius, Ove, Dipl.-Ing., OBERINGENIEUR der Flensburger Schiffb.-Ges., Flensburg, Schiffbrücke 57.
- Leucke, Otto, Dr. phil., Dipl.-Ing., Direktor 530 der Vereinigten Elbe-Norderwerft A.-G., Hamburg, Beim Andreasdamm 4.
- Leux, Ferdinand, Boots- und Yachtwerft, Frankfurt a. M.-Niederrad.
- Levin, Friedr., Marinebaumeister, Wilhelmshaven, Reichswerft.
- Leymann, Hermann, Dipl.-Ing., Wilhelmshaven, Kieler Str. 14.
- Lienau, Otto, Professor, Dipl.-Ing., Oliva bei Danzig, Cöllner Landstr. 16.
- Lilie, Arthur, Ingenieur, Danzig, Schichau-535 werft.
- Lincke, Barnim, Dipl.-Ing., Züllchow, Pommern, Schloßstr. 18.
- Lindbeck, J., Marineingenjör, Stockholm, Schweden, Marinförvaltningen.
- Lindemann, Ehrich, Schiffbau-Ingenieur Kiel-Wellingdorf, Rosenfelder Str. 26.
- Lindenau, Paul, Werftbesitzer, Schiffswerft Memel, Süderhuk, Festungstr. 4.
- Linder, Ernst, Direktor, Stettin, Kaiser-540 Wilhelm-Str. 12.
- Lindfors, A. H., Ingenieur, Göteborg, Skeppsbron 4.
- Linker, B. G., Zivilingenieur, Vertreter von Krupp, Hamburg, Trostbrücke.

- Lippold, Fr., Schiffbau-Oberingenieur der Vulcan-Werke, Blankenese b. Hamburg, Wedeler Chaussee 17.
- Loeffler, Hans, Dipl.-Ing., Hamburg 30, Heidestraße 25.
- Loesdau, Kurt, Marine-Baurat für Maschinenbau, Berlin-Friedenau, Evastr. 6, III.
- Löflund, Walter, Marinebaurat für Schiffbau, Kiel, Holtenauer Str. 73.
- Löfvén, Erik Elias, Marinebaumeister, Stockholm, Upplandsgatan 13B.
- Lohmann, Otto, Dipl.-Ing., Hamburg 20, Siemssenstr. 1.
- Lorenzen, L., Ingenieur bei Blohm & Voß, Hamburg 36, Fehlandstr. 46/48.
- Lösche, Joh., Marine-Oberbaurat für Schiffbau, Wilhelmshaven, Reichswerft.
- Losehand, Fritz, Maschinen-Ingenieur, Kiel, Germania-Werft.
- Lottmann, Marine-Baurat für Schiffbau, Wilhelmshaven, Parkstr. 27.
- Ludasi, Viktor, Dipl.-Ing., Budapest X, Kőbányai ut 31.
- Ludwig, Emil, Ingenieur, Hamburg 13, Grindelhof 56.
- Ludwig, Friedrich, Oberingenieur, Bürochef der A.-G. „Weser“, Bremen, Parkallee 199a.
- Lüngen, Erich, Dipl.-Ing., Kiel, Lornsenstr. 43.
- Lühring, F. W., Mitinhaber d. Fa. C. Lühring, Schiffswerft, Kirchhammelwarden a. d. Weser.
- Lürssen, Otto, Ingenieur, Aumund-Vegesack, Bootswerft.
- Machule, Joh., Ingenieur, Elbing, Fischerstraße 35.
- Mainzer, Bruno, Betriebsdirigent d. Reichswerft, Kiel, Fährstr. 28.
- Malisius, Paul, Marine-Oberbaurat, Wilhelmshaven, Kaiserstr. 38.
- Mallen, Heinrich, Dipl.-Ing., Berlin-Charlottenburg, Kaiser-Friedrich-Str. 47.
- Martins, Ludwig, Schiffbau-Ingenieur und Schiffsbesichtiger des Germ. Lloyds, Kiel, Wilhelminenstr. 14b.
- Marx, Wilh., Ingenieur, stellvertr. Bürochef der A.-G. „Weser“ Bremen, Bürgermeister-Smidt-Platz 6.
- Matthaei, Wilhelm, O., Dr.-Ing., Berlin-Charlottenburg, Galvanistr. 7.
- Matthias, Franz, Dr.-Ing., Zoppot, Wäldchenstraße 44.
- Matthiessen, Paul, Oberingenieur und Generalvertreter, Blankenese, Caprivistraße 11.
- Medelius, Oskar Th., Betriebs-Ingenieur, Göteborg, Mek. Werkstad.
- Mehle, Hans, Oberingenieur der Howaldtswerke, Kiel, Lorentzendamm 5, ptr.
- Mehlhorn, Alfred, Zivilingenieur, i. F. Bruno G. Linker, Hamburg, Birkenau 16.
- Meier, B., Schiffbau-Ingenieur, Fried. Krupp A.-G. Germaniawerft, Kiel-Elmschenshagen, Kiefkampfsr. 6.
- Meier, Bruno, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg 37, Isestr. 9.
- Meinke, Hugo, Schiffsmaschinenbau-Ing., Hamburg 37, Parkallee 22.
- Meisemann, Hans, Dipl.-Ing., Bremen, Mathildenstr. 34.
- Meisner, Erich, Marine-Baurat für Maschinenbau, Flensburg, Clädenstr. 8.
- Menadier, Marine-Schiffbaumeister, Hamburg
- Mendelssohn, Franz, Marine-Schiffbaumeister, Kiel, Moltkestr. 62.
- Menke, Hermann, Ingenieur, Hamburg 37, Isestr. 29.
- Mennicken, E., Rechnungsrat, Berlin-Steglitz, Stubenrauchplatz 3.
- Mentz, Walter, Professor an der Techn. Hochschule, Zoppot, Kronprinzenstr. 10.
- Merten, Paul, Ing., Hamburg 1 Besenbinderhof 71/72.
- Methling, Marine-Oberbaurat, Berlin W 30, Heilbronner Str. 2, I.
- Meyer, Alfred, Maschinen-Ing., Kopenhagen, Humlebacksgade 8.
- Meyer, Bernhard, Dipl.-Ing., Papenburg a. d. Ems.
- Meyer, C., Dipl.-Ing., Hamburg 23, Landwehr 75.
- Meyer, Erich, Dipl.-Ing., Elbing, Bismarckstraße 15.
- Meyer, F., Schiffbau-Ingenieur, Danzig, Schichau-Werft.
- Meyer, Franz, Jos., Schiffbau-Ingenieur, i. Fa. Jos. L. Meyer, Papenburg.

- Meyer, H., Dipl.-Ing., Stettin, Pölitzer Str. 16.
 Meyer, Jos. L., Dr.-Ing., Schiffbaumeister, Papenburg.
- Michael, Alfred, Oberingenieur der Atlaswerke, Bremen, Mathildenstr. 9.
 Michaeli, Erich, Marine-Schiffbaumeister, Zoppot b. Danzig, Königstr. 2.
 Michelbach, Jos., Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Hamburg, Mönckebergstr. 17.
 Mierzinsky, Hermann, Dipl.-Ing., Dessau, Poststr. 8.
 Minnich, Fritz, Schiffbau-Ingenieur, Danzig, Schnittensteg 5.
 Misch, Ernst, Zivilingenieur, Berlin-Großlichterfelde-West, Karlstr. 32.
 Mladiáta, A. Johannes, Marine-Schiffbau-Oberingenieur, Pola, Via Kandler 76, I.
 Mohr, Hans, Marinebaurat für Maschinenbau, Altona, Flottbecker Chaussee 176.
 Mölle, Rechnungsrat, Nowawes, Heinstr. 9.
 Möllenberg, E., Dipl.-Ing., Schiffbau-Ingenieur, Rüstringen i. O., Bülowstr. 3a.
 Möller, J., Schiffbaumeister, Rostock, Friedrich-Franz-Str. 36.
 Möller, W., Oberingenieur der Vulcanwerft, Altona a. E., Tresckowallee 16.
 Molsen, Jan, Ingenieur, Direktor der Hafendampfschiffahrt-A.-G., Hamburg 39, Eppendorferstieg 8.
 Momber, Bruno, Dipl.-Ing., Stellvertretender Direktor der A.-G. „Weser“, Bremen, Holbeinstr. 14.
 Mötting, Emil, Oberingenieur, Vorstand der techn. Abt. d. Dampfschiffahrts-Gesellschaft Argo, Bremen, Contrescarpe 186.
 Mrazek, Jaroslav, Schiffbau-Ingenieur, Triest, Austria-Werft.
 Mugler, Julius, Marine-Oberbaurat, Berlin-Schöneberg, Bärchtesgadener Str. 12.
 Mueller, Ernst, Dr.-Ing., Reg.-Baumeister, Heidelberg, Kronprinzenstr. 6.
 Müller, A. C. Th., Oberingenieur und Prokurist der Firma F. Schichau, Elbing.
 Müller, Carl, Schiffbau-Oberingenieur, Abteilungs-Vorsteher des Germanischen Lloyd, Berlin - Grunewald, Hubertus - Allee 3.
 Müller, Emil, Chefingenieur d. Joh. C. Tecklenborg A.-G., Geestemünde, Borriesstr. 16.
- Müller, Ernst, Professor, Diplom-Schiffbau-Ingenieur, Technische Staatslehranstalten, Bremen, Rheinstr. 6, pt.
 Müller, F. H. W., Schiffbau-Ingenieur, Be-sichtiger des Germ. Lloyd, Geestemünde, Am Deich 18.
 Müller, Gustav, Schiffbau-Ingenieur bei der A.-G. „Weser“, Bremen, Utbremerstraße 63, III.
 Müller, Paul, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Rüstringen i. Oldbg., Schulstr. 58.
 Müller, Paul Friedrich Carl, Maschinen-Inspektor und Chef der Abtlg. Maschine d. Hamb. Südamerikan. Dampfschiffahrts-Ges., Hamburg 22, Richardstr. 48.
 Müller, Rich., Geh. Marine-Baurat, Kiel, Feldstr. 126.
- Nagel, Joh. Theod., Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Hamburg, Wagnerstr. 48.
 Naglo, Fritz, Dipl.-Ing., Inhaber der „Naglo-Werft“, Weinmeisterhorn bei Pichelsdorf-Spandau.
 Neeff, Fritz, Dipl.-Ing., Bremen, Wachmannstr. 72.
 Neesen, Marine-Schiffbaumeister, Hamburg, Oertz-Werke.
 Neß, Artur, Ingenieur, Hamburg 22, Hamburger Str. 164.
 Nettmann, Paul, Dr.-Ing., Motorenbauaufsicht Rex, Cöln, Rubensstr. 30.
 Neugebohrn, Carl, Dr.-Ing., Bergedorf, Bismarckstr. 32.
 Neukirch, Fr., Zivilingenieur, Maschinen-inspektor des Germanischen Lloyd, Bremen, Buchstr. 54.
 Neumann, Bernhard, Schiffbau-Ingenieur, Aumund-Vegesack, Poststr. 5.
 Neumeyer, W., Ingenieur, Bremen, Lortzingstraße 24.
 Nielsen, Johannes, Schiffbau-Ingenieur, Rüstringen, Bülowstr. 3a.
 Nilsson, Nils Gustaf, Chef des Kgl. Kommerskollegiums, Fahrzeugabteilung, Stockholm.
 Nippraschk, Bruno, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Stettin, Princeßstr. 1.

- Nitsch, Josef, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Dresdener Maschfbk. und Schiffswerft, Dresden-Uebigau.
- Noack, Ulr., Schiffbau-Dipl.-Ing., Rüstingen i. Oldenburg, Bülowstr. 6, III.
- Nordhausen, Fr., Schiffbau-Oberingenieur, Hamburg 23, Jordanstr. 29.
- Nott, W., Wirkl. Geheimer Marine-Baurat a.D., Goßlar, Bismarckstr. 7.
- ⁶³⁵ Nüsslein, Georg, Dipl.-Ing., Bremen, Waller Chaussee 33.
- Oeding, Gustav, Lloydinspektor, Bremerhaven, Bürgermeister-Smidt-Str. 150.
- Oeltzers, Otto, Schiffbau-Ingenieur, Mitinhaber der Schiffswerft J. Oeltzers, Neuhof a. Reiherstieg b. Hamburg.
- Oertz, Max, Dr.-Ing., Direktor der Oertz-Werke, Hamburg, An der Alster 84.
- Oesten, Karl, Stellvertretender Schiffbau-Direktor der Fr. Krupp A.-G., Germania-werft, Kiel, Niemansweg 96.
- ⁶⁴⁰ Oestmann, C. H., Ober-Ingenieur, Elbing, Königsberger Str. 16.
- Ofterdinger, Ernst, Technischer Direktor der deutschen Levantelinie, Dockenhuden bei Blankenese (Elbe), Weddingenstr. 3.
- Oloff, Ernst, Dipl.-Ing., Elbing, Inn. Mühlen-damm 4 c.
- Ornell, Niels J., Oberlehrer für Schiffbau in Bergens Tekn. Skole, Bergen, Harald Haarfagersgate 4.
- Ortlepp, Max W., Schiffbau-Ingenieur, Elbing, Bismarckstr. 7.
- ⁶⁴⁵ Ott, Julius, Ingenieur, Schweizer Schleppe-schiffahrtsgenossenschaft, Basel.
- Otte, Rudolf F. W., Geschäftsführer des Archivs für Schiffbau und Schifffahrt, Hamburg, Mönckebergstr. 18.
- Otto, Hermann, Schiffbau-Ingenieur, Ham-burg 6, Isestr. 56.
- Otto, Walther, Marine-Schiffbaumeister, Kiel, Düppelstr. 77.
- Overbeck, Paul, Stellv. Direktor der A.-G. „Weser“, Bremen, Schönhausenstr. 8.
- Paatzsch, Gustav, Stellvertr. Oberingenieur, ⁶⁵⁰ Stettin, Blumenstr. 12.
- Paech, Hermann, Marinebaurat für Schiffbau, Gr. Flottbeck, Brahmstr. 1.
- Pagel, Carl, Professor, Techn. Direktor des Germanischen Lloyd, Berlin NW 40, Alsenstr. 12.
- Paradies, Reinh., Ingenieur, Hamburg 30, Eidelstedterweg 3.
- Paulsen, H., Ingenieur, Hamburg, Wrangel-strasse 3.
- Paulus, K., Regierungsrat, Blankenese, ⁶⁵⁵ Witts Allee 12.
- Peltzer, Franz Ferdinand, Dipl.-Ing., Elbing, Hindenburgstr. 1 a.
- Penserot, Ludw., Dipl.-Ing., Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Berlin-Char-lottenburg 4, Dahlmannstr. 10.
- Pero, E., Schiffbau-Ingenieur, Frauendorf b. Stettin, Herrenwiese 7.
- Peters, A., Marinebaurat, Japan.
- Peters, Franz, Oberingenieur, Maschinen-⁶⁶⁰fabrik u. Schiffswerft Übigau, Dresden-A., Glacisstr. 3.
- Peters, Karl, Betriebs-Ingenieur, Kiel, Sophienblatt 64.
- Petersen, Ernst, Ingenieur, Hamburg 37, Klosterallee 63.
- Petersen, Fr. Alb., Ingenieur, Maschinen-Besichtiger des Germ. Lloyd, Hamburg, Vorsetzen 35.
- Petersen, Lorenz, Schiffbau-Ingenieur, Berlin-Südende, Brandenburgische Str. 30.
- Petersen, Martin, Ingenieur, Abteilungschef ⁶⁶⁵ der Fried. Krupp-A.-G.-Germaniawerft, Elmschenhagen b. Kiel, Kruppallee 30.
- Petersen, Otto, Marine-Oberbaurat, Berlin-Wilmersdorf, Zähringer Str. 25.
- Peuss, Franz, Werftdirektor, Elsflath, Fried-riech-August-Str. 15.
- Pfeiffer, Adolf, Ingenieur, Berlin NW 87, Hansafer 2 II.
- Pilatus, Rich., Geh. Marine-Baurat, Kiel, Holtenuer Str. 99.
- Pingel, Johannes, Marine-Maschinen- und ⁶⁷⁰ Schiffbaumeister, Wilhelmshaven, Reichs-werft.

- Pischon, Walter, Dipl.-Ing., Hamburg-Uhlenhorst, Averhoffstr. 24.
- v. Plato, Felix, Ingenieur der Libauer Eisen- und Stahlwerke, Boicker & Co., Libau, Badstr. 43.
- Plehn, Geheimer Marinebaurat, Danzig, Große Allee 44.
- Poeschmann, C. R., Direktor der Howaldtswerke, Kiel, Caprivistr. 10a.
- ⁶⁷⁰ Pogatschnig, Jos., Schiffbau-Ing., Elbing, Sonnenstr. 66.
- Pohl, A., Direktor, Altona - Othmarschen, Moltkestr. 75.
- Pophanken, Dietrich, Marine - Oberbaurat, Kiel, Knooper Weg 161.
- Popp, Michael, Dipl.-Ing., Hamburg 23, Rückertstr. 52.
- Poppe, Carl, Betriebsingenieur der A.-G. „Weser“, Bremen, Utbremerstr. 61.
- ⁶⁷⁵ Popper, Siegfried, Generalingenieur i. P., Prag V., Josefstädter Str. 4.
- Praetorius, Paul, Dr.-Ing., Marine-Maschinenbaumeister a. D., Darmstadt, Heidelberger Str. 813/10.
- Preiss, Günther, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg, Ifflandstr. 53.
- Preße, Paul, Geheimer Oberbaurat, Berlin-Wilmersdorf, Konstanzer Str. 56.
- Preuß, A. F. W., Schiffbau-Oberingenieur, Seeschiffahrts A.-G. Atlantica, Budapest V, Falk Miksa utca 20.
- ⁶⁸⁰ Probst, Martin, Dr.-Ing., Hamburg, Innocentiastr. 49.
- Pröll, Arthur, Dr.-Ing., Professor an der Technischen Hochschule, Hannover, Militärstr. 18.
- Protz, Ad., Ingenieur, Elbing, Innerer Mühlendamm 4 b.
- v. Radinger, Carl Edler, Ing., Geschäftsführer der Westdeutschen Celluloidwerke, Lank a. Rh.
- Rahn, F. W., Schiffbau-Ingenieur, 312. N. 4th St. Camden, New Jersey, „New York Shipbuilding Co.“, Verein. Staaten von Nord-Amerika.
- Rambeau, Wilhelm, Dipl.-Ing., Hamburg, ⁶⁸⁵ Heußweg 8, I.
- Rappard, Chr. C., Oberingenieur der Königl. Niederländischen Marine, Hellevoetsluis.
- Rappard, Chr. H., Oberingenieur der Königl. Niederländischen Marine, Helder.
- Rasmussen, A. H. M., Direktor im Kgl. Dänischen Handels- u. Schifffahrtsministerium, Kopenhagen, K. Skt. Anna Plads 18.
- Rasmussen, Henry, Yacht-Konstrukteur, Mitinhaber der Firma Abeking & Rasmussen, Lemwerder a. d. Weser, Vegesack, Rohrstr. 34.
- Rath, Geheimer Konstr.-Sekretär, Berlin- ⁶⁹⁰ Steglitz, Schloßstraße 17.
- Rau, Fritz, Oberingenieur der Automobil- und Aviatik A. G. Leipzig, Heiterblick, Kronprinzenstr. 5.
- Rauert, Otto, Dipl.-Ing., Hamburg, 25, Obere Bergfelde 15.
- Rechea, Miguel, Ingeniero Naval, Ferrol, Real 145, Espagne.
- Reichert, Gustav, Dipl.-Ing., Bremen, Utbremerstr. 63.
- Reimers, H., Marine-Oberbaurat, Düsseldorf, ⁶⁹⁵ Kronprinzenstr. 48.
- Rembold, Viktor, Dipl.-Ing., Oberingenieur der Reichswerft, Kiel, Reventlow-Allee 14.
- Renner, Felix, Dipl.-Ing., Maschinen-Ingenieur, Hamburg 26, Saling 37.
- Richter, Ad., Dipl.-Ing. bei der D. A. D. G., Hamburg 26, Pagenfelderstr. 4.
- Richter, Otto, Schiffbau-Ing., Bremen 13, Gröpelinger Heerstr. 413.
- Riechers, Carl, Oberingenieur u. Betriebs- ⁷⁰⁰ leiter d. Maschinenbau-Abtlg. der Firma F. Schichau, Elbing, Brandenburgerstr. 1.
- Rieck, John, Konstrukteur d. A.-G. „Weser“, Gut Aumund b. Vegesack.
- Rieck, Rud., Ingenieur, Hamburg, Woldsenweg 10.
- Riecke, Marine-Baumeister, Stettin, Derfflingerstr. 21.

- Riehn, W., Dr.-Ing., Geh. Regierungsrat u. Professor, Hannover, Taubenfeld 25.
- Riemeyer, Marine-Baurat für Schiffbau, Lehe, Kronprinzen-Allee 40.
- Rieppel, Paul, Dr.-Ing., Professor an der Technischen Hochschule, Danzig.
- Rieseler, Hermann, Oberingenieur d. Fa. H. Maihak A.-G., Hamburg, Andreasstr. 31.
- Riess, O., Dr. phil., Geheimer Regierungsrat, Berlin W 62, Courbièrestr. 2.
- Rindfleisch, Max, Werft-Direktor, Lehe, Hafenstr. 139.
- Roch, Eugen, Dr.-Ing., Hamburg, 1, Ferdinandstr. 29.
- Rodiek, Otto, Zivilingenieur für Maschinen und Schiffsmaschinenanlagen, beeidigter Sachverständiger, Kiel, Hafenstr. 9.
- Roehrig, Hellmuth, Dipl.-Ing., Wilhelmshaven, Roonstr. 136.
- Roellig, Martin, Marine-Baurat für Maschinenbau, Stettin, Kantstr. 9.
- Roeser, Dipl.-Ing., Schiffbau-Ingenieur, Essen/Ruhr, Witteringstr. 2.
- Roesler, Leonhard, Baurat der Binnenschiffahrts - Inspektion im Handelsministerium, Wien XVIII/3, Hochgasse 84.
- Rohlfes, Carl, Maschineninspektor beim Germ. Lloyd, Hamburg, Vorsetzen 25, Karpfangerhaus.
- Rohlfes, Willy, Ingenieur, Neu-Rahlstedt, Kaiser-Friedrich-Str. 11.
- Romberg, Friedrich, Geheimer Regierungsrat, Professor a. d. Techn. Hochschule zu Berlin, Nikolassee b. Berlin, Teutoniastraße 20.
- Rose, Konrad, Ingenieur, Blumenthal in Hannover, Langestr. 14.
- Rosenberg, Conr., Direktor, Bremerhaven, Bürgermeister-Smidt-Str. 60.
- Rosenberg, Max, Amtl. Schiffs- u. Maschinenbesichtiger, Bremerhaven, Bogenstr. 19.
- Rosenbusch, Hermann, Ingenieur, Elbing, Hansastr. 3.
- Rosenstiel, Rud., Direktor der Schiffswerft von Blohm & Voß, Hochkamp b. Klein-Flottbeck, Bahnstr. 10.
- Roßmann, Wilhelm, Geh. Konstruktionssekretär, Berlin-Steglitz, Mommsenstr. 26.
- Roth, C., Oberingenieur, Elbing, Arndtstr. 5.
- Rothardt, Otto, Schiffbau-Oberingenieur d. Hamburg-Amerika-Linie, Hamburg, Hofweg 24, hpt.
- Rother, Eugen, Oberingenieur, Mannheim-Neuostheim, Grunewaldstr. 44.
- Rücker, Wilhelm, Dipl.-Ing., Elbing, Grünstraße 7a.
- Rudloff, Johs., Dr.-Ing., Wirkl. Geheimer Ober-Baurat und Professor, Berlin W 15, Olivaer Platz 10.
- Runkwitz, Arthur, Maschinenbau-Ingenieur, Kiel, Hasseldirksdammer Weg 11.
- Sachsenberg, Ewald, Dr.-Ing., Berlin-Süden, Anhalterstr. 3.
- Salfeld, Paul, Marine-Baurat für Maschinenbau, Kiel, Franckestr. 4.
- Sauberlich, Th., Vorstandsmitglied und technischer Direktor der Adlerwerke, vorm. Heinr. Kleyer, A.-G., Frankfurt a. M., Forsthausstr. 107 a.
- Sarterius, Rechnungsrat, Nowawes, Heinestraße 7.
- Saßmann, Friedrich, Schiffbau-Ingenieur, Mannheim, Max-Joseph-Str. 29, IV.
- Schaefer, Karl, Ingenieur, Oliva bei Danzig, Heimstätte 3.
- Schäfer, Dietrich, Marine-Baurat für Maschinenbau, Berlin-Steglitz, Friedrichstr. 7.
- Schaffran, Karl, Dr.-Ing., Vorsteher der Schiffbauabteilung d. Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau, Berlin NW 52, Calvinstr. 5.
- Schalin, Hilding, Maschinen-Ingenieur, Göteborg, Mek. Werkstad.
- Schätzle, Jos. H., Ingenieur, Hamburg, i. Fa. Blohm & Voß.
- Schatzmann, Edwin, Marinebaurat für Maschinenbau, Wilhelmshaven, Kieler Str. 8.
- Schaumann, Schiffbau-Oberingenieur, Kitzberg b. Kiel.
- Scheitzger, Rechnungsrat, Berlin-Friedenau, Wielandstr. 42.

- Scherbarth, Franz, Dipl.-Ing., Stettin, Grabower Str. 12.
- Scheunemann, Georg, Schiffbau-Ingenieur, Stettin, Derfflingerstr. 20.
- Scheurich, Th., Marine-Oberbaurat, Rüstingen i. Oldenburg, Fichtestr. 8.
- Schirmer, C., Geheimer Marine-Baurat, Wilhelmshaven, Adalbertstr. 26.
- Schirmer, Georg, Marine-Baumeister, Kiel, Waldemarstr. 9.
- Schirokauer, Felix, Dipl.-Ing., Germanischer Lloyd, Berlin NW 40, Alsenstr. 12.
- Schlichting, Marinebaurat für Schiffbau, Berlin-Südende, Mittelstr. 11.
- Schlie, Hans, Dipl.-Ing., Kiel, Kirchhofsallee 29.
- Schlueter, Fr., Marine-Baurat a. D., Berlin-Wilmersdorf, Holsteinische Str. 28.
- Schmedding, Ad., Marine-Schiffbaumeister, Alt-Rahlstedt b. Hamburg, Waldstr. 50.
- Schmeißer, Marinebaurat für Maschinenbau, Charlottenburg, Kantstr. 123.
- Schmid, Karl, Ingenieur und Fabrikbesitzer, Hamburg 36, Alsterufer 9.
- Schmidt, Eugen, Marine-Oberbaurat, Danzig-Langfuhr, Rückertweg 1.
- Schmidt, Harry, Marine-Oberbaurat, Wilhelmshaven, Victoriastr. 25.
- Schmidt, Heinrich, Marine-Oberbaurat, Wilhelmshaven, Adalbertstr. 28.
- Schmidt, Reinhold, Dr.-Ing., Werftdirektor, Magdeburg, Tauentzienstr. 7.
- Schmidt, Rudolf, Dr.-Ing., Oberingenieur und Bürochef bei der A.-G. „Weser“, Bremen, Benquestr. 10.
- Schmidt, Willy Oskar, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Danzig, Vorstädtischer Graben 31.
- Schmiedeberg, Wilhelm, Ingenieur, Stettin-Grabow, Gießereistr. 25.
- Schnabel, E., Dipl.-Ing., Kiel, Königsweg 38.
- Schnapauff, Wilh., Professor, Rostock, Friedrich-Franz-Str. 2.
- Schneider, Friedrich, Marine-Baurat für Schiffbau, Bad Schwartau.
- Schneider, F., Schiffbau-Ingenieur, Hamburg 1, Holzbrücke 3.
- Schneider, Julius, Dipl.-Ing., Hamburg, Eilbecktal 80, II.
- Scholz, Wm., Dr., Dipl.-Ing., Direktor der Deutschen Werft A.-G., Hamburg 21, Petkumstr. 21.
- Schönherr, Paul, Ingenieur, Germaniawerft, Kiel-Gaarden, Herderstr. 7.
- Schoeneich, Hugo, Dr.-Ing., Regierungsrat, Spandau, Plantage 10/11.
- Schoening, Hermann, Fabrikbesitzer, Berlin-Borsigwalde, Spandauer Str. 51/60.
- Schotte, Friedrich, Marine-Schiffbaumeister, Kiel, Reventlow-Allee 14.
- Schreck, H., Ingenieur, Hamburg, Eppendorfer Weg 62.
- Schriever, L., Ingenieur u. Baubeaufsehender des Nordd. Lloyd, Danzig-Langfuhr, Althoffweg 13.
- Schröder, Hermann, Dipl.-Ing., Assistent d. Techn. Hochschule in Danzig-Langfuhr, Am Johannesberg 1.
- Schröder, Paul, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg 19, Emilienstr. 55.
- Schroeder, Richard, Ingenieur der Schichau-Werft, Danzig, Große Allee 38.
- Schubert, E., Schiffbau-Ing., Hamburg 19, Eichenstr. 19.
- Schuldt, Georg, Dipl.-Ing., Stralsund, Werftstraße 9a.
- Schultenkämper, Fr., Werftbesitzer, Elms-horn, Thormählen-Werft.
- Schulthes, K., Marine-Baurat a. D., Vertreter der Fried. Krupp A.-G., Berlin-Halensee, Kurfürstendamm 97/98.
- Schultz, Alwin, Schiffsmaschinenbau-Oberingenieur, Werft von Joh. C. Tecklenborg, Akt.-Ges., Geestemünde.
- Schultz, Arnold, Dipl.-Ing. Kiel, Hamburger Chaussee 103, I.
- Schultz, Heinrich, Dipl.-Ing., Ober-Ing. der Werft von Blohm & Voß, Hamburg, Schrötteringsweg 14.
- Schulz, Bruno, Marine-Oberbaurat, Berlin-Wilmersdorf, Holsteinische Str. 26.

- Schulz, Carl, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg, Claudiusstr. 33.
- Schulz, Carl, Ingenieur, Betriebschef der Kesselschmiede und Lokomotivenfabrik F. Schichau, Elbing, Trettinkenhof.
- Schulz, Christian, Marine-Baurat für Schiffbau, Kiel, Feldstr. 75.
- Schulz, Paul, Oberingenieur, Stettin, Kaiser-Wilhelm-Str. 93.
- ⁷⁹⁰ Schulz, R., Direktor, Köflich b. Graz, Steiermark, Glashüttenwerk.
- Schulz, Rich., Dipl.-Ing., Berlin-Lichtenrade, Versuchsanstalt d. M. R. A.
- Schulze, Bernhard, Ingenieur und Masch.-Inspektor des Germanischen Lloyd, Dortmund, Königswall Nr. 2.
- Schulze, Fr. Franz, Werftdirektor der 1. priv. Donau-Dampfschiffahrts-Gesellschaft, Budapest III, hajógyár.
- Schumann, Erich, Marine-Baumeister, Berlin-Charlottenburg, Kantstr. 76, I.
- ⁷⁹⁵ Schunke, Geheimer Regierungsrat, Weimar, Luisenstr. 27.
- Schürer, Friedrich, Marine-Baurat für Schiffbau, Kiel, Esmarchstr. 68 III.
- Schütte, Joh., Dr.-Ing., Geh. Regierungsrat, Professor, Zeesen b. Königswusterhausen, Schütte-Lanz-Str.
- Schwartz, L., Direktor der Stett. Maschinenbau-Akt.-Ges. Vulcan, Hamburg, Heilnigstraße 88.
- Schwarz, Tjard, Geheimer Marine-Baurat a. D., Wandsbek, Freesenstr. 15.
- ⁸⁰⁰ Schwerdtfeger, Schiffbau - Oberingenieur, bei J. W. Klawitter, Danzig-Langfuhr, Große Allee 36.
- Schwerin, Otto, Geheimer Konstruktions-Sekretär, Berlin-Friedenau, Kaiserallee 108.
- Schwiedeps, Hans, Zivilingenieur und Maschinen-Inspektor, Stettin, Bollwerk 12-14.
- Seide, Otto, Ingen., Bremen, Oldesloer Str. 8.
- Seidler, Hugo, Ingenieur, Berlin-Dahlem, Gustav-Meyer-Str., Haus Dreilinden.
- ⁸⁰⁵ Sendker, Ludwig, Schiffbau-Ingenieur, A.-G. „Weser“, Bremen Brückenstr. 25.
- Severin, C., Oberingenieur, Breslau, Friedrich-Wilhelm-Str. 8.
- Sieg, Georg, Marine-Baurat für Maschinenbau, Kiel, Goethestr. 7.
- Sievers, C., Ingenieur, Hamburg, Im Gehölz 7.
- Sievert Johannes, Schiffbau-Ingenieur, Kiel, Kirchenstr. 9.
- Simon, Otto, Dipl.-Ing., Magdeburg, Hohe-⁸¹⁰ pfortestr. 46.
- Skalweit, Dipl.-Ing., Berlin-Wilmersdorf, Mannheimer Str. 32.
- Smitt, Erik, Schiffbau-Ingenieur, Gothenburg, Vasaplatsen 8.
- Sodemann, Rudolf, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg, Neueburg 10.
- Sokol, Hans, Schiffbau-Oberingenieur, Pola.
- Sombeek, C., Vorstandsmitglied der Secu-⁸¹⁵ ritas-Werke A.-G. für Schiff- u. Maschb. u. Sprengstofffabrikation, Techn. Direktor der Abtlg. Schiffswerft, Harburg a. E., Hamburg, Jordanstr. 51.
- Sommer, Aloys, Schiffbau-Dipl.-Ing., Bremen, Carolinenstr. 16.
- Spangenberg, Adolf, Ingenieur, Essen-Ruhr, Isenbergstr. 13.
- Spiess, Marine-Baurat für Schiffbau, Berlin-Halensee, Nestorstr. 13.
- Stach, Erich, Marine-Baurat für Maschinenbau, Kiel, Sophienblatt 42a.
- Stammel, Paul, Ingenieur, Hamburg, Neuer⁸²⁰ Pferdemarkt 33.
- Stark, Ernst, Inhaber der Maschinenfabrik Wilh. Stark, Uetersen, Holstein.
- Stauch, Adolf, Dr.-Ing., Oberingenieur und Prokurist der Siemens-Schuckert-Werke, G. m. b. H., Berlin-Charlottenburg, Kaiserdamm 113.
- Stegmann, Erich, Schiffbau-Ingenieur bei F. Schichau, Elbing, Talstr. 13.
- Steen, Chr., Maschinen-Fabrikant, Elmshorn, Gärtnerstr. 91.
- Steinbach, Erich, Ingenieur, Vorstand der⁸²⁵ techn. Abteilung der Schiffahrtsabteilung des Reichsverkehrsministeriums, Berlin NW 87, Tile-Wardenberg-Str. 13.

- Steinbeck, Friedr., Ingenieur, Rostock, Georgstr. 14.
- Steinberg, Fritz, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg, Collastr. 5.
- von den Steinen, Carl, Marine-Baumeister, Kiel, Esmarchstr. 61
- Steiner, F., Schiffbau-Oberingenieur, Brandenburg, Jakobstr. 13.
- ⁸³⁰ Stellter, Fr., Schiffbau-Ing., Kiel, Kaistr. 24.
- Stern, Fritz, Schiffbau-Ingenieur, Emden, Friesenstr. 9.
- Sternberg, A., Geh. Konstr.-Sekretär, Berlin-Schöneberg, Hohenstaufenstr. 67.
- Stieghorst, Rechnungsrat, Berlin-Wilmersdorf, Weimarische Straße 6.
- Stielau, Richard, Oberlehrer a. D., Hilfsarbeiter in der Admiralität, Berlin-Südende, Berliner Str. 16.
- ⁸³⁵ Stock, Paul, Geh. Konstruktions-Sekretär, Berlin - Friedenau, Hackerstr. 26.
- Stockhusen, Schiffbau-Oberingenieur, Neumühlen-Dietrichsdorf b. Kiel, Augustenstraße 10.
- Stöckmann, Otto, Rechnungsrat im R.-M.-A., Berlin NW 87, Gotzkowskystr. 30.
- Stoll, Albert, Schiffbau-Ingenieur, Stettin, Langestr. 8.
- Stolz, E., Schiffbau - Direktor, Lübeck, Israelsdorfer Allee 22.
- ⁸⁴⁰ Strache, A., Marine - Oberbaurat, Kiel, Holtenauer Str. 149.
- Strebel, Carlos, Leiter des Hamburger Zweigbüros der Atlaswerke, Hamburg, Armgartstr. 28.
- Strehlow, Bernhard, Schiffbau-Dipl.-Ing., Kiel, Exerzierplatz 12.
- Streit, Adolf, Schiffbau-Ingenieur, Elbing, Hindenburgstr. 1.
- Strelow, Waldo, Dipl.-Ing., Schiffs- und Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Hamburg, Flemmingstr. 4.
- ⁸⁴⁵ Ströh, Carl, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg-Langenhorn, Beim Schäferhof 69.
- van der Struyf, J., Oberingenieur der kgl. Niederländischen Marine, Haag, Laan van N. Oost-Indie 222.
- Stülcken, J. C., Schiffbaumeister, i. Fa. H. C. Stülcken Sohn, Hamburg-Steinwärder.
- Süchting, Wilhelm, Dipl.-Ing., Oberingenieur, Hamburg, Blohm & Voß, Sierichstr. 70.
- Süss, Georg, Konstr.-Ingenieur, Hamburg 10, Fruchttallee 75.
- Süss, Peter Ludwig, Betriebsingenieur der ⁸⁵⁰ Vulcan-Werke, Stettin, Poststr. 39.
- Süssenguth, H., Marine-Oberbaurat, Danzig, Reichs-Werft.
- Süssenguth, W., Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Werft von F. Schichau, Elbing.
- Sütterlin, Georg, Oberingenieur der Werft von Blohm & Voß, Hamburg-Blankenese, Schillerstr. 42.
- Täge, Ad., Schiffbau-Oberingenieur, Stettin, Birkenallee 12.
- Techel, H., Dr.-Ing., Oberingenieur der ⁸⁵⁵ Fried. Krupp A.-G., Germaniawerft, Kiel, Düsternbrook 160.
- Terwiel, Joh., Schiffbaudirektor der Stettiner Oderwerke A.-G., Stettin, Gießereistr. 17.
- Teubert, Wilhelm, Dr.-Ing., Marine-Schiffbaumeister, Preuß. Maschinenbauamt, Minden, Königsglaciis 11.
- Teucher, J. S., Bremen, Rembrandtstr. 18.
- Thämer, Carl, Wirkl. Geh. Marine-Baurat, Kiel, Esmarchstr. 42.
- Thele, Walter, Dr.-Ing., Hamburg 23, ⁸⁶⁰ Marienthaler Str. 15.
- Thomas, H. E., Dipl.-Ing., Oberingenieur der Austria-Werft, Triest 10, San Marco.
- Thomsen, Peter, Oberingenieur, Cassel, Herkulesstr. 9.
- Tillmann, Max, Dr.-Ing., Hamburg, Petkumstr. 2.
- Titz, Alexander, Schiffbau - Oberingenieur 1. Kl., Wien I. 25.

- Totz, Richard, Vorstand d. techn. Abt. der
1. priv. Donau-Dampf-Schiff.-Ges. und
Mar.-Ober-Ing. d. R., Wien III/2, Hintere
Zollamtsstr. 1.
- Toussaint, Heinr., Oberwerftdirektor der
Reichswerft Kiel.
- Tradt, M., Dipl.-Ing., Oberingenieur der
Fried. Krupp A.-G. Germaniawerft, Kiel,
Adolfplatz 14.
- Trautwein, William, Oberingenieur u. Leiter
der Schiffswerft Gebr. Sachsenberg, Köln-
Deutz, Auenweg 173.
- Truhlsen, H., Geheimer Baurat, Berlin-
Friedenau, Wilhelmshöher Str. 7.
- Trümmeler, Fritz, Inhaber d. Fa. W. & F
Trümmeler, Spezialfabrik für Schiffsaus-
rüstungen usw., Mülheim a. Rh., Del-
brücker Str. 25.
- Tuxen, J. C., Schiff- und Maschinenbau-
Direktor, Orlogsværftet, Kopenhagen.
- Ulfers, Otto, Marine-Baurat für Schiffbau,
Kiel, Feldstr. 100.
- Ullmann, Th., Dipl.-Ing., Elektrizitätswerk,
Mitau, Katholische Str. 31.
- Ullrich, J., Zivilingenieur, Hamburg, Stein-
höft 3, II.
- Ulrichs, Carl, Dipl.-Ing., Bremen, Waller
Heerstr. 48.
- Unger, Johannes, Schiffbau-Ingenieur,
Bremen, Doventhornssteinweg 90.
- Uthemann, Fr., Wirkl. Geh. Marine-Baurat,
Kiel, Feldstr. 125.
- van Veen, J. S., Schiffbau-Direktor der
Königlich Niederländischen Marine,
's-Gravenhage, Departement van Marine.
- v. Viebahn, Friedrich Wilhelm, Dipl.-Ing.,
Prokurist der Daimler Motoren-Gesell-
schaft, Vorstand der Schiffsmotoren- und
Marine-Abteilung, Marienfelde b. Berlin,
Parallelstr. 21.
- Voges, Hans, Betriebsingenieur, Stettin,
Kronenhofstr. 6.
- Vogt, Paul, Direktor der Schiffswerft von
Gebr. Sachsenberg, Filiale Köln, Köln,
Rolandstr. 59.
- Vollmer, Franz, Schiffbau-Betriebsingenieur
der Stettiner Oderwerke, Stettin, Kronen-
hofstr. 8.
- Vollrath, Willibald, Dipl.-Ing., Oberingenieur
der Deutsch-Lux. B. u. H. A.-G., Ab-
teilung Nordseewerke, Holthusen bei
Emden, Zeppelinstr. 41.
- Vos, Bernard, Dipl.-Ing., Direktor der N. V.
Internationalen Stalen en gewapend Beton-
Scheepsbouwmaatschappij „De Maas“,
Slikkerveer b. Rotterdam.
- Voß, Ernst, i. Fa. Blohm & Voß, Hochkamp
bei Kl.-Flottbeck, Holstein.
- Voß, Karl, Ingenieur, Warnemünde, Moltke-
straße 8.
- Vossnack, Ernst, Professor a. d. Technischen
Hochschule, Delft, Holland.
- Vrede, Anton, Dipl.-Ing., Kiel, Lornsen-
straße 55.
- Wach, Hans, Dr.-Ing., Oberingenieur der
Fried. Krupp A.-G., Germaniawerft, Kron-
s- hagen b. Kiel, Am Friedenskamp.
- Waechter, Franz, Schiffbau-Ingenieur und
Sachverständiger der Danziger Handels-
kammer, Danzig, Kohlmarkt 9.
- Wagner, Heinr., o. ö. Professor der tech-
nischen Hochschule, Schiffbau-Ober-
ingenieur 1. Kl. a. D., Wien III, Ungar-
gasse 27.
- Wagner, Rud., Dr. phil., Schiffsmaschinen-
Oberingenieur, Hamburg, Bismarckstr. 105.
- Wahl, Gustav, Schiffbau-Oberingenieur
Hamburg 26, Griesstr. 59.
- Wahl, Hermann, Marine-Oberbaurat a. D.,
Ilmenau in Thüringen, Goethestr. 21.
- Walcher, Ernst, Marinebaumeister, Kiel,
Feldstr. 10.
- Waldmann, Ernst, Dr.-Ing., Privatdozent,
Hamburg, Sirichstr. 30.
- Walter, J. M., Ingenieur und Direktor,
Saarau, Schlesien, Schloß.
- Walter, M., Schiffbau-Direktor, Bremen,
Nordd. Lloyd, Zentralbureau.
- Wandel, Fritz, Ingenieur, i. Fa. F. Schichau,
Elbing, Friedrich-Wilhelm-Platz 16.
- Wandesleben, Dipl.-Ing., Essen-Ruhr
Zweigertstr. 2.

- Weber, Heinrich, Dipl.-Ing., Marinebaumeister, Kiel, Moltkestr. 60.
- Weedermann, E. J., Schiffbaumeister, Flensburg, Ecke Schiffbrücke und Herrnstallstraße 19.
- Wegener, Max, Marine-Baurat, Wilhelmshaven, Reichswerft.
- Wehber, Friedr., Zivilingenieur, Kiel, Ringstraße 55.
- Weichardt, Marinebaurat für Maschinenbau, Bremen, Bürgermeister Smidt-Str. 59.
- Weidehoff, Georg, Dipl.-Ing., Lehrer der Techn. Staatsfachanstalten, Hamburg, Fröbelstr. 11.
- Weiss, Georg, Geheimer Regierungsrat, Berlin-Grünwald, Erdenerstr. 3.
- Weiß, Leonhardt, Maschinenbau - Oberingenieur, Berlin NW 40, Moltkestraße 1.
- Weiss, Otto, Ingenieur, Berlin W 30, Heilbronner Str. 10.
- Weitbrecht, Dr.-Ing., stellvertr. Direktor, Stettin, Vulcanwerft.
- Wellmann, Max, Ingenieur, Altona - Elbe, Langenfelder Str. 45.
- Wencke, F.W., Schiffbau-Ingenieur, Hamburg, Alsterdamm, Salmon Packing Co.
- Wendenburg, H., Marinebaurat a. D., Schiffbaudirektor der A.-G. „Weser“, Bremen, Hohenlohestr. 11a.
- Werneke, Paul, Schiffsmaschinenbau-Oberingenieur, Lauenburg, Bahnhofstr. 5.
- Werner, Franz, Dr.-Ing., Marine-Baurat für Schiffbau, Werftdirektor, Karlskrona, Schweden.
- Westphal, Gustav, Schiffbau - Ingenieur, Fried. Krupp A.-G., Germaniawerft, Kiel-Gaarden, Bellmannstr. 15.
- Wichmann, Fritz, Marine-Baurat für Schiffbau, Kiel, Feldstr. 144c.
- Wiebe, Ed., Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Werft von F. Schichau, Elbing, Sonnenstraße 67.
- Wiebe, Th., Schiffsmaschinen - Ingenieur, Landskrona (Südschweden), Oeresundsvärvet.
- Wiegand, V., Ingenieur, Danzig, Schichaugasse 31.
- Wieler, Ernst, Schiffbau-Ingenieur, Kiel, Möllingstr. 2.
- Wiemann, Paul, Ingenieur und Werftbesitzer, Brandenburg a. H.
- Wiesinger, W., Geheimer Marine-Baurat, Berlin-Charlottenburg, Schillerstr. 3.
- Wiesinger, W., Marine-Baurat für Schiffbau, Berlin-Westend, Kastanienallee 33.
- Wigankow, Franz, Fabrikant, Stettin, Kronenhofstr. 23.
- Wigelius, Beratender Ingenieur des Motorenbaues, Gothenburg, Götawerken.
- Wiking, And. Fr., Schiffbau-Ingenieur, Stockholm, Folkungagatan 141.
- Willemsen, Friedrich, Schiffbau-Ingenieur und Besichtiger des Germanischen Lloyd, Düsseldorf, Kaiser-Wilhelm-Str. 38.
- William, Curt, Geheimer Marine - Baurat, Stettin, Arndtstraße 14.
- Wilson, Arthur, Schiffbau - Oberingenieur, Stettin, Dürerweg 35.
- Wimplinger, A., Dipl.-Ing., Berlin-Südende, Steglitzer Str. 24.
- Winter, M., Oberingenieur, Klein-Flottbeck b. Altona, Wilhelmstr. 7.
- Wippert, C., Inspektor des Norddeutschen Lloyd, Bremerhaven.
- Wischer, Herbert, Marine - Baumeister, Rostock, Mecklbg., Friedrich-Franz-Str. 109.
- Witzki, Albert, Ingenieur, Elbing, Königsberger Str. 114.
- Witt, Friedrich, Oberingenieur, Hamburg 19 Bismarckstr. 52.
- Witte, Gust. Ad., Schiffbau-Ingenieur, Werft von Heinr. Brandenburg, Blankenese, Strandweg 86.
- Wittmaack, H., Dipl.-Ing., Beratender Ingenieur, Berlin - Zehlendorf, Schutzstraße 45.
- Wittmann, Wilhelm, Marine-Baurat für Maschinenbau, Danzig-Langfuhr, Friedenssteg 5.
- Wolfram, Siegfried, Dipl.-Ing., Lesum bei Bremen, St. Magnusstr. 411.
- Wolff, Friedrich, Schiffbau-Ingenieur, Neumühlen-Dietrichsdorf (Holstein), Markt 3.

- Wölke, Hermann, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Kiel, Holtenauer Str. 174.
- Worsoe, Wilh., Ingenieur, Germaniawerft, Kiel, Lerchenstr. 7.
- Wrobbe, Gustav, Dr.-Ing., Oberingenieur der Norddeutschen Werft, Hamburg 30, Bismarckstr. 82.
- 945 Wulff, D., Ober-Inspektor der D. D. Ges. Hansa, Bremen, Altmanstr. 34.
- Wurm, Erich, Marine-Maschinenbaumeister, Kiel, Holtenauer Str. 129.
- Wustrau, H., Marinebaurat für Schiffbau, Kiel, Reichswerft.
- Zeise, Alf., Senator, Ingenieur und Fabrikbesitzer, i. Fa. Th. Zeise, Altona-Othmarschen, Margarethenstr. 43.
- Zeiter, F., Professor an den technischen Lehranstalten, Bremen, Bülowstr. 22.
- 950 Zeitz, Direktor, Berlin-Steglitz, Johanna-Steegen-Str. 19.
- Zelle, Otto, Oberingenieur d. A. B. Oere-sundsvarvet, Landskrona.
- Zeltz, A., Schiffbau-Direktor a. D., Bremen, Olbersstr. 12.
- Zeyss, Georg Edgar, Dipl.-Ing., Stellv. Leiter der Hamburgischen Schiffbau-Versuchsanstalt, Hamburg 23, Eilbecktal 2.
- Zickerow, Karl, Schiffbau-Oberingenieur bei der Lübecker Maschinenbau-Ges., Lübeck, Schönbekener Str. 24.
- Ziegelasch, Dipl.-Ing., Direktor d. J. Frerichs & Co. A.-G., Einswarden, Frerichswerft. 955
- Ziehl, Emil, Direktor, Berlin-Weißensee, Wölckpromenade 5.
- Zimmer, A. H. A., Ingenieur, Lübeck, Katharinenstr. 27.
- Zimmermann, Erich, Marine-Schiffbaumeister, Wilhelmshaven, Bismarckstr. 110.
- Zimnic, Josef Oscar, Maschinenbau-Oberingenieur des Ruhestandes, Direktor der Firma Ganz & Co. Danubius, Maschinen-, Waggon- und Schiffbau-A.-G., Budapest, Kőbányai-ut 31.
- Zirn, Karl A., Direktor der Schiffswerft und Maschinenfabrik vorm. Janssen & Schmilinsky A.-G., Hamburg, Hochallee 119. 960
- Zöpf, Th., Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Kiel-Wellingdorf, Gabelsbergerstr. 35.
- Züblin, Carl, Dipl.-Ing., Bürochef der Abt. Maschine, Norddeutscher Lloyd, Bremerhaven, Bogenstr. 17.

5. Mitglieder.

a) Lebenslängliche Mitglieder:

- Arndt, Alfred, Dipl.-Ing., Prokurist der Firma Eisenwerk Gebr. Arndt, G. m. b. H., Berlin W 35, Kurfürstenstr. 53.
- Arnhold, Eduard, Geheimer Kommerzienrat, Berlin W 8, Französische Str. 60/61.
- 163 Ardelt, Paul, Direktor der Ardeltwerke, G. m. b. H., Eberswalde.
- Ardelt, Robert, Direktor der Ardeltwerke, G. m. b. H., Eberswalde.
- v. Bardeleben, Dr. Professor, Berlin W 15, Kurfürstendamm 63.
- Bergmann, Siegmund, Dr.-Ing., Geh. Baurat, Generaldirektor der Bergmann-Elektr.-Werke, Berlin N 65, Oudenarder Str. 23-32.
- Biermann, Leopold, Künstler, St. Magnus bei Bremen, Hoher Kamp.
- v. Borsig, Ernst, Kommerzienrat und Fabrikbesitzer, Berlin N 4, Chausseestr. 6. 970
- Boveri, W., i. Fa. Brown, Boveri & Cie., Baden (Schweiz).
- Brüggemann, Wilh., Kommerzienrat, Hüttenbesitzer und Stadtrat, Cassel, Ulmenstr. 12 1/2.
- Buchloh, Hermann, Reeder, Mülheim-Ruhr, Friedrichstr. 26.
- Bündgens, Anton, Teilhaber von Bohn & Kähler, Kiel, Niemanssweg 137.
- Burchard, Carl, Fabrikbesitzer, Hamburg 24, 975 Papenhuderstr. 6.
- Cassirer, Hugo, Dr. phil., Chemiker und Fabrikbesitzer, Berlin-Westend, Branitzerplatz 6.

- Claussen, Carl Fr., Kaufmann, Gr. Flottbeck-Othmarschen, Dürerstr. 8.
- Edye, Alf., i. Fa. Rob. M. Sloman jr., Hamburg, Baumwall 3.
- Ehrhardt, Theodor, Ingenieur und Fabrikbesitzer, Vorstandsmitglied der Ehrhardt & Sehmer A.-G., Saarbrücken, Winterbergstraße 24.
- ⁹⁹⁰ Fehrlert, Carl, Dipl.-Ing. und Patentanwalt, Berlin SW 61, Belle-Alliance-Platz 17.
- Flohr, Carl, Kommerzienrat und Fabrikbesitzer, Berlin N 4, Chausseestr. 35.
- Forstmann, Erich, Kaufmann, i. Fa. Schulte & Schemmann und Schemmann & Forstmann, Hamburg, Neuburg 12.
- Fröhlich, Theodor, Maschinenfabrikant, Berlin NW 7, Dorotheenstr. 35.
- Geßler, Otto, Dr., Oberbürgermeister, Nürnberg.
- ⁹⁹⁵ Greve, Carl, Werftdirektor, Altona, Flottbecker Chaussee 165.
- Grünthal, Ingenieur und Mitbesitzer der Eilenberg-Moenting & Co. m. b. H., Schlebusch-Monfort, Düsseldorf, Lindemannstr. 8.
- v. Guilleaume, Arnold, Kommerzienrat, Köln, Sachsen-Ring 73.
- v. Guilleaume, Max, Kommerzienrat, Köln, Apostelnkloster 15.
- Harder, Hans, Ingenieur, Liensfeld b. Eutin.
- ⁹⁹⁰ Heß, Henry, Ingenieur, 928 Witherspoon Building, Philadelphia, Pa. U. S. A.
- Heineken, Phil., Generaldirektor des Norddeutschen Lloyd, Bremen.
- von der Heydt, August, Freiherr, Generalkonsul und Kommerzienrat, Elberfeld.
- Huldschinsky, Oscar, Fabrikbesitzer, Berlin W 10, Matthäikirchstr. 3a.
- Jacobi, C. Adolph, Konsul, Bremen, Osterdeich 61.
- ⁹⁹⁵ Jercke, Otto, Direktor, Wien I, Franz-Josefs-Kai 7—9.
- Johnson, Axel Axelsen, General-Konsul, Stockholm, Wasagatan 4.
- Johnson, Helge Axsen, Konsul, Stockholm, Strandvägan 1.
- Jucho, Heinr., Dr.-Ing., Fabrikbesitzer, Dortmund, Limburger Str. 15.
- Kannengießer, Louis, Geh. Kommerzienrat und Württembergischer Konsul, Mülheim a. d. Ruhr.
- Karcher, Carl, Reeder, i. Fa. Raab, Karcher & Co., G. m. b. H., Mannheim P. 7. 15.
- Kessler, E., Direktor der Mannheimer Dampfschiffahrts-Gesellschaft, Mannheim, Werderstr. 28.
- Kiep, Johannes N., Deutscher Konsul a. D., Ballenstedt-Harz, Haus Kiep.
- Kosche, Arno, Direktor der H. Maihak A.-G., Hamburg 39, Sirichstr. 90.
- Krupp von Bohlen und Halbach, Dr. phil., Außerordentlicher Gesandter und bevollmächtigter Minister, Essen-Ruhr, Villa Hügel.
- Küchen, Gerhard, Kommerzienrat, Mülheim ¹⁰⁰⁵ a. d. Ruhr.
- v. Linde, Carl, Dr., Dr.-Ing., Geheimer Hofrat, Professor, Thalkirchen bei München.
- Loesener, Rob. E., Schiffsreeder, i. Fa. Rob. M. Sloman & Co., Hamburg, Alter Wall 20.
- Märklin, Ad., Kommerzienrat, Haus Nußberg b. Niederwalluf, Rheingau.
- Meister, C., Direktor der Mannheimer Dampfschiffahrts-Gesellschaft, Mannheim.
- Meuthen, Wilhelm, Direktor der Rhein-¹⁰¹⁰schiffahrts-Aktien-Gesellschaft vorm. Fendel, Godesberg b. Bonn a. Rhein.
- Moleschott, Carlo H., Ingenieur, Konsul der Niederlande, Rom, Via Volturmo 58.
- Monfort, Jos., Ingenieur und Maschinenfabrik-Besitzer, M.-Gladbach.
- v. Oechelhaeuser, Wilh., Dr.-Ing., Generaldirektor, Dessau.
- Oppenheim, Franz, Dr. phil., Fabrikdirektor, Wannsee, Friedrich-Carl-Str. 24.
- Pahl, Hans, Fabrikbesitzer, Düsseldorf, Mal-¹⁰¹⁵kastenstr. 5.
- v. Parseval, August, Professor, Major z. D. Charlottenburg, Niebuhrstr. 6.

- Pekrun, Hermann, Ingenieur und Fabrikbesitzer, Coswig in Sachsen.
- Pfeiffer, W., Kommerzienrat, Düsseldorf, Hofgartenstraße 12a.
- Pintsch, Albert, Fabrikbesitzer, Berlin O 27, Andreasstr. 72/73.
- Ravené, Louis, Geheimer Kommerzienrat, Dr. phil., Berlin C 19, Wallstr. 5—8.
- Ravené, Peter, Prokurist der Ravené'schen Firmen, Berlin C 19, Wallstr. 5—8.
- Rickmers, P., Generaldirektor der Rickmers Reederei & Schiffbau A.-G., Bremerhaven.
- Riedler, A., Dr., Geh. Regierungsrat und Professor, Berlin-Charlottenburg, Techn. Hochschule.
- Rinne, H., Mitglied des Vorstandes der Mannesmannröhren-Werke, Düsseldorf, Huckingen (Rhein).
- Roer, Paul G., Weimar, Bismarckplatz 3.
- Rosenbaum, Bruno, Dipl.-Ing., Berlin-Dahlem, Miquelstr. 34.
- Rottgardt, Karl, Dr., Geschäftsführer, Berlin-Dahlem, Fontanestr. 14.
- Scheld, Theodor Ch., Technischer Leiter der Firma Th. Scheld, Hamburg 11, Elbhof.
- Schnaas, Eugen, Direktor, Berlin W 8, Französische Str. 21.
- Seifeddin, Effendi, Prinz, Admiral i. d. türkischen Marine, Constantinopel.
- v. Selve, Walter, Dr.-Ing., Fabrikant und Rittergutsbesitzer, Altena i. W., Villa Altenburg.
- Sieveking, Alfred, Dr. jur., Rechtsanwalt, Hamburg, Feldbrunnenstr. 13.
- von Skoda, Karl, Freiherr, Ing., Pilsen Ferdinandstr. 10.
- Sloman, Fr. L., Reeder, Berlin-Charlottenburg 2, Bismarckstr. 109.
- Solmssen, Georg, Dr., Geschäftsinhaber der Disconto-Gesellschaft und Direktor der A. Schaaffhausen'schen Bankverein A.-G. Berlin W 8, Unter den Linden 35.
- Stahl, H. J., Dr.-Ing., Kommerzienrat, Düsseldorf, Ost-Str. 10.
- Stangen, Ernst, Kommerzienrat, Berlin W 10, Tiergartenstr. 34 a.
- Stangen, Carl, Gutsbesitzer, Berlin W 10, Tiergartenstr. 34 a.
- Stinnes, Gustav, Kommerzienrat, Reeder, Mülheim a. Ruhr.
- Temmler, Hermann, Kommerzienrat, Fabrikbesitzer, Kgl. bulgarischer Generalkonsul, Mannheim.
- Traun, H. Otto, Fabrikant, Hamburg, Meyerstraße 60.
- Ulrich, R., Verwaltungs-Direktor des Germanischen Lloyd, Berlin NW 40, Alsenstr. 12.
- Wille, Eduard, Fabrikant, Cronenberg (Rhld.), Herichhauser Str. 30.
- Wille, Emil, Fabrikant, Cronenberg (Rhld.) Hauptstr.
- Woermann, Ed., Konsul und Reeder, i. Fa. C. Woermann, Hamburg, Gr. Reichenstr. 27.

b) Oranungsmäßige Mitglieder:

- Abé, Rich., Betriebsdirektor bei Fried. Krupp, Annen (Westf.), Steinstr. 27.
- v. Achenbach, Königl. Landrat, Berlin W 10, Viktoriastr. 18.
- Achgelis, Gustav, Ingenieur u. Fabrikbesitzer, Geestemünde, Dockstr. 9.
- Ahlborn, Friedrich, Dr. phil., Professor, Oberlehrer, Hamburg 22, Uferstr. 23.
- Ahlers, Karl, Kaufmann und Reeder, Bremen, Holzhafen.
- Ahlfeld, Hans, Oberingenieur der A. E. G., Kiel, Hohenbergstr. 17.
- Amsinck, Arnold, Vorsitzender des Vorstandes der Woermann-Linie A.-G. und der Deutschen Ost-Afrika-Linie, Hamburg, Afrikahaus.
- Amsinck, Th., Direktor der Hamburg-Süd-amerikan. Dampfschiffahrts-Gesellschaft Hamburg, Holzbrücke 8, I.
- Andrae, Max P., Dipl.-Ing., Hamburg, Alsterchaussee 20.
- Anger, Paul, Oberingenieur, Kiel, Beselerallee 59a.

- Anrecht, Heinrich, OBERINGENIEUR, Mannheim, Luisenring 17.
- Ansorge, Martin, Ingenieur, Berlin-Wilmersdorf, Nikolsburger Str. 6.
- Appel, Paul, Dipl.-Ing., Bremen-Blumenthal, Villa Hachez, Langestr.
- Appelqvist, J. A., Direktor der Stockholmer Transport- och Bogserings A. B., Stockholm, Stadsgården 14/16.
- Archenhold, F. S., Dr., Direktor der Trep-tower Sternwarte, Berlin-Treptow, Sternwarte.
- v. Arnim, V., Admiral, à la Suite des See-offizierkorps, Exzellenz, Kiel.
- Arp, H. F. C., Reeder, Hamburg, Mönckebergstraße, Haus Roland.
- Asbeck, G., Direktor, Düsseldorf-Rath, Wahlerstraße 34.
- v. Asbóth, Emil, Professor, Budapest, menert ut 65.
- Auacker, Franz, Dr.-Ing., Leipzig, Gohliser Straße 10.
- Auerbach, Erich, Prokurist, Berlin NW 52, Altonaer Str. 35.
- Aufhäuser, Dr. phil., beeidigter Handelschemiker, Hamburg, Dovenfleeth 20.
- Avé-Lallemant, Hans, Prokurist der Vulcanwerke, Stettin, Grassmannweg 9.
- Axelrad, H. E., Dipl.-Ing., Charlottenburg, Kantstr. 3.
- von Bach, C., Dr.-Ing., Exzellenz, Staatsrat, Professor a. d. Technischen Hochschule in Stuttgart, Stuttgart, Johannesstr. 53.
- Bahl, Johannes, OBERINGENIEUR, Nonnendamm b. Berlin, Nonnendamm-Allee 82.
- Baltzer, Friedrich, OBERINGENIEUR, Wittenau b. Berlin, Hauptstr. 5.
- Balz, Ludwig, Kommerzialrat, Wiener-Neustadt, Lokomotivfabrik.
- Banner, Otto, Dipl.-Ing., Ingenieur, New Rochelle N. Y., 118 Division Street.
- Banning, Heinrich, Fabrikdirektor, Hamm i. Westf., Moltkestr. 7.
- Barckhan, Paul, Kaufmann, Bremen, Albutenstraße 1a.
- Bartling, W., Kapitän, Direktor i. F. Hugo Stinnes, Mülheim - Ruhr, Langenstraße 139/140.
- Bartsch, Carl, Direktor des „Astillero-Behrens“, Valdivia, Chile.
- Baumann, M., Walzwerks-Chef, Burbach a. S., Hochstr. 17.
- Becker, Erich, Fabrikbes., Berlin-Reinickendorf-Ost, Graf-Roedern-Allee 18—24.
- Becker, J., Fabrikdirektor, Kalk b. Köln a. Rh., Kaiserstr. 9.
- Becker, Julius Ferdinand, Schiffbau-Ingenieur, Glücksburg (Ostsee).
- Becker, Julius, Abtlgs.-Direktor u. Prokurist der Gußstahlfabrik Fried. Krupp, A.-G., Essen-Ruhr, Hohenzollernstr. 22.
- Becker, Ludwig, Dipl.-Ing., Betriebsingenieur, Sterkrade, Holtkampstr. 21.
- Becker, Th., OBERINGENIEUR, Berlin NO 18, Elbinger Str. 14.
- Beckh, Georg Albert, Kommerzienrat und Inhaber der Mammutwerke, Nürnberg, Ludwig-Feuerbach-Str. 75.
- Beckh, Otto, Dipl.-Ing. und OBERINGENIEUR, Berlin-Friedenau, Kaiserallee 138.
- Beckmann, Dr., Ober-Ing. d. Accumulatoren-Fabrik A.-G., Zehlendorf bei Berlin, Beerenstr. 2.
- Beckmann, Erich, Dr.-Ing., Professor der Techn. Hochschule, Hannover, Oeltzenstraße 19.
- Beeken, Hartwig, Kaufmann, i. Fa. D. Stehr, Hamburg 30, Gofßlerstr. 6.
- Beikirch, Franz Otto, Direktor der Firma Gruson & Co., Magdeburg-Buckau, Feldstraße 37/43.
- Belitz, Georg, Redakteur des „Wassersport“, Berlin SW 48, Friedrichstr. 239.
- Bendemann, F., Dr.-Ing., Professor, Deutsche Versuchsanstalt f. Luftfahrt, Berlin SW 61, Belle Alliance-Platz 2.
- Benkert, Hermann, Direktor, Harburg a. E., Akazienallee 10.
- Benson, Arthur, Direktor d. Fartygsmaterialkontoret, Förening u. p. a., Stockholm, Birger Jarlsgatan 11.
- Berg, Fritz, Hüttendirektor, Engers a. Rh., Concordiahütte.
- Bergmann, Otto, Maschb.-Ingenieur, Kiel, Schützenwall 65.

- Bergner, Fritz, Geschäftsführer der Temper- und Stahl-Gießerei August Engels, Velbert, Rhld., Hohenzollernstr. 42.
- Bernhardt, Paul, Oberingenieur, Erkelenz, Alleestr. 8.
- 1108 Bernigshausen, F., Direktor, Berlin W 15, Kurfürstendamm 132.
- Bertens, Eugen, Ingenieur der Chilenischen Kriegsmarine, Dique de Carena, Talcahuano, Chile.
- Bier, A., Amtlicher Abnahme-Ingenieur, St. Johann a. d. Saar, Goethestr. 6.
- Bierans, S., Ingenieur, Bremerhaven, Sielstraße 34, I.
- Bierwes, Heinrich, Vorstand der Mannesmann-Röhrenwerke, Düsseldorf, Pempelforfer Str. 29.
- 1105 Blomberg, Hjalmar, Generaldirektor d. Stockholmer Rederiaktiebolag „Svea“, Stockholm.
- Bluhm, E., Fabrikdirektor, Berlin S 42, Ritterstraße 12.
- Blumenfeld, Bd., Kaufmann und Reeder, Hamburg, Dovenhof 77/79.
- Bode, Alfred, Direktor, Hamburg, Lenhartstraße 13.
- v. Bodenhausen, Freiherr, Exzellenz, Vize-Admiral z. D., Gr. Lichterfelde W., Theklastraße 8.
- 1116 Bögel, W., Hüttdirektor, Godesberg, Kurfürstenstr. 12.
- Bohn, Friedrich, Fabrikbesitzer, Kiel, Sackgasse 7/9.
- Bohn, Karl, Ingenieur und Prokurist, Kiel, Goethestr. 12.
- Böcker, M. G., Technischer Direktor, Remscheid, Marienstr. 11.
- Boner, Franz A., Dr. jur., Dispacheur, Bremen, Langenstr. 138/39.
- 1115 Borck, Hermann, Dr. phil., Ingenieur der Fliegertruppe, Berlin NW 23, Händelstr. 5.
- v. Born, Theodor, Korvetten-Kapitän a. D., durch Herrn Karl Zöllner, Essen-Ruhr, Lindenallee 41.
- v. Borsig, Conrad, Geh. Kommerzienrat und Fabrikbesitzer, Tegel, Veitstr. 17.
- Bothe, W., Schiffingenieur, Hamburg 31, Lappenbergsallee 23.
- Böttcher, A., Direktor der deutschen Maschinenfabrik, A.-G., Duisburg; Berlin-Schlachtensee, Georgenstr. 29.
- Böttcher, Karl, Oberingenieur, Duisburg, 1120 Mülheimer Str. 82.
- Bramslöw, F. C., Reeder, Hamburg, Admiralitätsstr. 33/34.
- Brand, Robert, Fabrikant, Remscheid-Hasten, Eberhardstr. 59.
- Brandenburg, Jacob, Oberingenieur der Gutehoffnungshütte, Sterkrade, Rheinland.
- v. Brandis, Freiherr, Kapitän der Hamburg-Amerika-Linie, Hamburg.
- Braumüller, Walter, Regierungsrat, Kiel, 1125 Feldstr. 144a.
- Braun, Franz, Dr. phil., Direktor der Hartmann & Braun A.-G., Frankfurt a. M., Königstr. 97.
- Braun, Harry, Dipl.-Ing. u. Mitbes. d. Werkzeugmaschinen-Fabrik und Eisengießerei J. C. Braun, Reichenbach i. Vogtl.
- Bredow, Hans, Direktor d. Ges. f. drahtl. Telegraphie, Berlin-Dahlem, Miquelstr. 92
- v. Breitenbach, Exzellenz, Staatsminister a. D., Berlin.
- Bresina, Richard, Kaufmännischer Direktor, 1130 Bochum, Bergstr. 91.
- Bresser, Carl, Vertreter der Akt.-Ges. Charlottenhütte und der Preß- und Walzwerk-Akt.-Ges. Reisholz, Berlin-Wilmersdorf, Landauer Str. 6.
- Bretschneider, Paul, Direktor der Oest. Fiat-Werke A.-G., Wien XVIII, Haizingergasse 47.
- Bretz, Hermann, Ingenieur, Berlin-Lichterfelde, Luisenstr. 1.
- Brieger, Heinrich, Kaufmann, Hamburg, Ferdinandstr. 63, I.
- Brinker, R., Berlin-Charlottenburg, Dern- 1135 burgstr. 51.
- Brinkmann, Gustav, Ingenieur u. Fabrikbesitzer, Witten-Ruhr, Gartenstr. 7.
- Brohm, Walter, Dipl.-Ing., Kapitänleutnant des Marine-Ingenieurwesens, Hamburg 37, Hochallee 106.

- Broström, Dan, Schiffsreeder, Göteborg.
 Bruhn, Bruno, Dr. phil., Direktor der Fried.
 Krupp A.-G., Essen a. d. Ruhr.
- 1140 Brunner Karl, Ingenieur, Neckargmünd,
 Bahnhofstr. 62.
 Bruns, Hans, Dipl.-Ing., Merseburg, Kloster 5.
 Bub, Fritz, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg,
 Malzweg 3, II.
 Budde, H., Ingenieur, Bremen, Osterthor-
 steinweg 95.
 Bühring, John Charles, Fabrikant, Ham-
 burg 1, Spalding-Str. 21/23.
- 1145 Bündgens, Franz, Vizekonsul, Fabrikbesitzer,
 Kiel, Niemannsweg 137.
 Burgmann, Robert, Dr.-Ing., Inhaber der
 Asbest-Werke Feodor Burgmann, Dresden-
 Blasewitz, Johannstr. 31.
 Burmeister, Joh., Marine-Oberstabs-Ing.
 a. D., Marienfelde b. Berlin, Adolfstr. 81.
 Busch, Christian, Direktor der Securitas-
 werke A.-G., Abtlg. Hochseefischerei,
 Hamburg, Securitaswerke, A.-G.
 Busch, Jacob, Oberingenieur, Eisenach,
 Burgstr. 1.
- 1150 Buschfeld, Wilh., Direktor, Kiel, Niemannsweg 46.
 Buschow, Paul, Ingenieur, General-Vertreter
 von A. Borsig-Tegel, Hannover-Kleefeld,
 Kantplatz 6.
 Busse, Hugo, Dipl.-Ing., Direktor der Schiffs-
 werft u. Maschinenfabrik Gebr. Sachsen-
 berg A.-G., Rosslau a. E., Hauptstr. 117.
 Busse, Otto, Dr. phil., Direktor, Hettstedt
 im Südharz, Bahnhofstr. 46.
 Bütow, Emil, Ingenieur, Hamburg, Deich-
 straße 29.
- 1155 Büttner, Max, Dr., Ingenieur, Berlin-Grune-
 wald, Dunckerstr. 11.
 Buz, Richard, Kommerzienrat, Direktor der
 Masch.-Fabr. Augsburg-Nürnberg A.-G.,
 Augsburg.
- Calmon, Generaldirektor, Asbest- und
 Gummiwerke, Akt.-Ges., Hamburg.
 Canaris, Karl, Dr.-Ing., Hüttdirektor,
 Henrichshütte, Welper b. Hattingen, Ruhr.
 Caspary, Emil, Dipl.-Ing., Marienfelde bei
 Berlin.
- Caspary, Gustav, Ingenieur, Marienfelde bei 1160
 Berlin.
 Castiglioni, C., Gen.-Direktor, Kom.-Rat,
 Wien III, Schwarzenbergplatz 5.
 Cellier, A., Schiffsmakler, Hamburg, Grö-
 ninger Str. 24/25.
 Christink, Bernh., Dipl.-Ing., Nordenham,
 Lutherplatz.
 Claussen, C. H., Kaufmann, Hamburg,
 Meridianstr. 7.
 Clouth, Max, Fabrikant, Köln - Nippes, 1165
 Niehlerstr. 93.
 Coppel, C. G., Fabrikant, Solingen, Kur-
 fürstenstr. 8.
 Cropp, Johs., Direktor der deutschen Schiff-
 fahrts-Gesellsch. „Kosmos“, Hamburg 39,
 Willistr. 33.
 Cruse, Hans, Dr. phil., Ingenieur, Berlin
 W 50, Geisbergstr. 29.
- Dahl, Hermann, Ingenieur und Direktor der
 Gesellschaft für moderne Kraftanlagen,
 Berlin W 62, Maaßenstr. 37.
 Dahlström, Axel, Direktor der Reederei 1170
 Akt.-Ges. von 1896, Hamburg, Stein-
 höft 8-11, Elbhof.
 Dahlström, H. F., Direktor d. Nordd. Bergungs-
 Vereins, Hamburg, Neß 9, II.
 Dahlström, F. W. A., Direktor der Reederei
 Aktien-Gesellschaft von 1896, Hamburg,
 Feldbrunnenstr. 42.
 Dahlström, W., Rechtsanwalt, Hamburg 19,
 Hoheweide 4.
 Dallmer, Paul, Direktor der Krefelder Stahl-
 werke, Akt.-Ges., Berlin - Grunewald,
 Herthastr. 12.
 Dangel, Kapitänleutnant, Vorstand d. Bücherei 1175
 d. Bildungswesens d. Marine, Kiel.
 v. Dapper - Saalfels, Carl, Dr. med.,
 Professor, Geheimer Medizinalrat, Bad
 Kissingen.
 Deichsel, A., Kommerzienrat, Myslowitz O.-S.
 Deutsch, Felix, Geh. Kommerzienrat, Direk-
 tor d. A. E. G., Berlin NW 40, Friedrich-
 Karl-Ufer 2-4.

- Dewitz, Fregattenkapitän a. D., Berlin W 9, Potsdamer Str. 22a.
- 1180 Dick, Carl, Admiral z. D., Exzellenz, Berlin-Schmargendorf, Marienbader Str. 1.
- Dieckhaus, Jos., Kommerzienrat, Fabrikbesitzer und Reeder, Papenburg a. Ems.
- Diederichs, Direktor der Norddeutschen Seekabelwerke A.-G., Bremen, Franz-Lisztstraße 2.
- Diederichsen, G., jr., Kaufmann, Hamburg, Rotenbaumchausee 153a.
- Diederichsen, H., Schiffsreeder, Kiel.
- 1185 Dieterich, Georg, Direktor, Berlin-Halensee, Kurfürstendamm 103/4.
- Dietrich, Otto, Fabrikbesitzer, Berlin-Charlottenburg, Potsdamer Str. 35.
- Ditges, Rud., Generalsekretär des Vereins Deutscher Schiffswerften, Berlin W 15, Pfalzburger Str. 85, 86.
- Dittmers, Ludwig, Kaufmann, Hamburg, Boltenhof, Admiralitätsstr. 33/34.
- Dittrich, Reinh., Dipl.-Ing., Warnsdorf V, Böhmen, Kaiser-Franz-Josef-Str. 1788.
- 1190 Dodillet, Richard A., Oberingenieur, Berlin W 15, Umlandstr. 43.
- Doehne, Konr., Dr.-Ing., Regierungsrat und Mitglied d. Patentamts, Berlin-Friedenau 1, Niedstr. 20.
- Doettloff, Egmont, Dipl.-Ing., Cassel, Rolandstr. 2.
- Döhne, Ferd., Dr.-Ing., Direktor der Sächs. Masch.-Fabr. R. Hartmann A.-G., Chemnitz, Marschallstr. 30.
- v. Dojmi, Carl, Major a. D., Kaufmann, Hamburg, Loogeplatz 10.
- 1195 Dolberg, E., Korvettenkapitän, Wilhelmshaven, Kaiserstr. 104.
- Döring, Ferdinand, Dipl.-Ing., bayr. Ingenieur a. D., Danzig, Hansaplatz 7.
- Dörken, Georg Heinrich, Teilhaber der Fa. Gebr. Dörken, Gevelsberg i. W., Mittelstraße 18.
- Dransfeld, Wilh. Fr., Kaufmann, Kiel, Wall 1.
- Droth, Alfred, Dipl.-Ing., Patentanwalt, Essen-Ruhr, Hufelandstr. 19.
- 1200 Duge, Fischereidirektor, Hamburg 11, Schaarsteinwegsbrücke 2.
- Duncker, Arthur, Assekurateur, Hamburg, Trostbrücke 1, Laeiszhof.
- Duschka, H., Fabrikant, i. Fa. F. A. Sening, Hamburg 37, Brahmsallee 83.
- Dücker, A., Kapitän, stellv. Direktor der Woermann-Linie und der Deutschen Ost-Afrika-Linie, Hamburg, Afrikahaus, Gr. Reichenstraße.
- Dümling, W., Kommerzienrat, Schönebeck a. E.
- Düring, Franz, Ingenieur, Zürich, Clausius-¹²⁰⁵straße 45.
- Dürr, Ludwig, Zivilingenieur, Icking b. München, Haus Luginsland.
- Düvel, Friedrich, Ingenieur, Nienstedten a. E. b. Hamburg, Grotenkamp 5.
- Eckardt, Max, Baumeister, Hamburg, Isestraße 33.
- Eckmann, C. John, Maschinen-Inspektor der Deutsch-Amerikan. Petrol.-Ges., Hamburg, Neuer Jungfernstieg 21.
- Ehlers, Otto, Oberingenieur, Stettin,¹²¹⁰ Schillerstr. 11.
- Ehlers, Paul, Dr. jur., Rechtsanwalt, Hamburg, Adolphsbrücke 4.
- Ehrensberger, E., Dr.-Ing. Dr. phil., Geheimer Baurat, Traunstein, Oberbayern.
- Ehrhardt, August, Direktor der Chem. Fabr. Hönningen, Berlin NW7, Dorotheenstr. 30.
- Eichhoff, Professor der Eisenhüttenkunde, zugeteilt dem Ministerium für Handel und Gewerbe, Berlin W 15, Kurfürstendamm 61.
- v. Eickstedt, A., Admiral z. D., Exzellenz,¹²¹⁵ Kiel, Bartels-Allee 18.
- Eilender, N., Dipl.-Ing., Direktor der Stahlwerke Rich. Lindenberg A.-G., Remscheid, Elberfelder Str. 102.
- Eilert, Paul, Direktor, Hamburg, St. Annen 1.
- v. Einem, George, Kapitänleutnant a. D., Direktor der Munitionswerke Germania A.-G. Hamburg, Gr.-Flottbeck, Klein-Flottbecker Str. 1.
- Eisermann, Rud., Direktor, Berlin-Tempelhof, Saalburgstr.
- Ekman, Gustav, Ehrendoktor, Göteborg,¹²²⁰ Mek. Werkstad.

- Emden, Paul, Dr., Ober-Ing. der Bergmann-Elektrizitätswerke-A.-G., Abt. für Schiffsturbinen, Bern, Parkhotel Favorite.
- Emmerich, Ernst, Oberingenieur d. Fa. Fried. Krupp A.-G., Essen-Ruhr, Gußstahlfabrik.
- Emsmann, Kontre - Admiral a. D., Berlin-Charlottenburg 4, Schlüterstr. 26.
- Engel, Vize-Admiral z. D., Exzellenz, Wilhelmshaven.
- 1.275 Engelhard, Arnim, Ingenieur, i. Fa. Collet & Engelhard, Offenbach a. M.
- Engelke, Felix, Direktor, Berlin-Schöneberg, Innsbrucker Str. 42.
- Engels, Hubert, Dr.-Ing., Geheimer Rat und Professor, Dresden-A. 24, Hübenerstraße 1.
- Enström, Axel, Dr. phil., Ministerialdirektor, Kgl. Kommerskollegium, Stockholm, Birger Jarlstorg. 5.
- Entholt, D., Fabrikant, „Union“ Metall-G. m. b. H., Düsseldorf 27.
- 1.230 Erb, Adolf, Ingenieur, Berlin SW 48, Hornstraße 8.
- Ericson, Hans, Kommandeur d. Kgl. schwedischen Marine, Stockholm, Skeppsbron 30.
- Ermler, Richard, Ingenieur, Werkzeugmaschinen-Fabrik, Berlin N 20, Schwedenstr. 11.
- Eschenburg, Hermann, Kaufmann, Lübeck, Am Burgfeld 4.
- Eschholz, Arno, Dipl.-Ing., Oberingenieur der A. E. G., Hamburg 36, Heimhuderstr. 6.
- 1.235 Essberger, J. A., Direktor der Elektrizitätsges. für Kriegs- und Handelsmarine, Berlin-Schöneberg, Frh.-v.-Stein-Str. 5.
- Evers, Karl, Kaufmann, Stettin, Königplatz 14.
- Eyermann, Wilh., beratender Ingenieur, Berlin W 35, Steglitzer Str. 70.
- Faber, Theodor, Bergwerksdirektor, Hirschfelde b. Zittau i. Sachsen, Villa Weinberg.
- Fabig, Hermann, Dipl.-Ing., Direktor der Bonner Maschinen-Fabrik Mönckemöller G. m. b. H., Hamburg, Isestr. 41, II.
- 1.240 Fasbender, Heinrich, Vertreter von Gebr. Böhler & Co., A.-G., Hamburg, Schwanenwik 40.
- Fasse, Ernst, Ingenieur, Hanseatische Dampfschiffahrts-Gesellschaft, Lübeck.
- Fehling, W., Vorstandsmitglied der Woermann-Linie A.-G. und der Deutschen Ost-Afrika-Linie, Hamburg, Afrikahaus, Gr. Reichenstr.
- Felsing, Wilhelm, Ingenieur, Hamburg, Ifflandstraße 12.
- Fendel, Fritz, Direktor der Rheinschiffahrts-Aktiengesellschaft vorm. Fendel, Mannheim, Hafenstr. 6.
- Ferck, Theodor, Hilfsarbeiter im Reichs-Marine-Amt, a. D., Plön, Rosenstr. 1.
- Fischbeck, Norman, Fabrikbesitzer Kiel, Esmarchstr. 12/14.
- Fischer, Curt Salomon, Kommerzienrat, Direktor der Sächsisch - Böhmisches Dampfschiffahrts - Gesellschaft, Dresden-A., Gerichtstr. 26, II.
- Fischer, Ernst, Ingenieur, Danzig, Hansaplatz 11.
- Fischer, Heinrich, Fabrikbesitzer, Stettin, Birkenallee 3a.
- Fitzner, R., Fabrikbesitzer, Laurahütte O.-S. 1.250
- Fleck, Richard, Fabrikbesitzer, Berlin N 4, Chausseestr. 29, II.
- Flender, H. Aug., Direktor der Brückenbau-Flender-Act.-Ges., Benrath.
- Fleisch, Leo, Techn. Direktor, Elberfeld, Burgholzstr. 68.
- Flick, Fr., Hüttendirektor, Vorstandsmitglied der A.-G., Charlottenhütte in Niederscheden (Sieg).
- Flössel, Herm., Direktor d. Oberschlesischen Eisen-Industrie A.-G. für Bergbau und Hüttenbetrieb, Gleiwitz. 1.255
- Flügger, Eduard, Fabrikant, Hamburg, Rödtingsmarkt 19.
- Forstmann, Vorstand der Militär-Abt. des Zeißwerkes, Jena, Humboldtstr. 17.
- Förster, Georg, i. Fa. Emil G. v. Höveling, Hamburg, Steinhöft 3.
- François, H. Ed., Kaufmann, Elektrische Apparate für Kriegs- und Handelsschiffe, Hamburg, Große Bleichen 27, Kaiser-Galerie.
- Frank, Paul, Arch. u. Baustoffsachverständiger, Hamburg 1, Bieberhaus. 1.260

- Freund, Walter, Ingenieur, Direktor der Flexilis-Werke A.-G., Berlin-Wittenau.
- Freywald, Carl, Oberingenieur, Magdeburg, Hallesche Str. 27.
- Friederici, Carl, Marine-Oberingenieur, Kiel, Holtenauer Str. 157.
- Friedländer, Hans, Mitinhaber der Kommandit-Ges. für Hoch-, Tief- und Eisenbetonbauten, Berlin W 50, Spichernstr. 10.
- ¹²⁶⁵ Fritz, Heinrich, Oberingenieur, Elbing, Brandenburgstr.
- Fritze, Joh., Ingenieur, Direktor der Gesellschaft für elektrische Schiffsausrüstung m. b. H., Dresden-A., Reichstr. 28.
- Frölich, Fr., Dipl.-Ing., Geschäftsführer des Vereins Deutscher Maschinenbau-Anstalten, Berlin - Charlottenburg 2, Hardenbergstr. 3.
- Fromman, Walter, Fregattenkapitän a. D., Berlin-Schöneberg, Innsbrucker Str. 42.
- Früh, Karl, Dipl.-Ing., Oberingenieur b. Prof. Junkers, Dessau, Friedrichsallee 38.
- ¹²⁷⁰ Funck, Carl, Direktor, Hameln a. Weser, Grütterstr. 9.
- Gaa, Carl, Dr.-Ing., Direktor der Brown, Boverie & Cie. A.-G., Mannheim-Käferthal.
- Gädeke, Vizeadmiral z. D., Exzellenz, Kiel, Düvelsbeckerstr. 27.
- Galland, Leo, Ingenieur, Berlin W 15, Kaiserallee 204.
- Galli, Johs., Hüttendirektor a. D., Geheimer Bergrat, Professor für Eisenhüttenkunde a. d. Bergakademie Freiberg i. Sa.
- ¹²⁷⁵ Ganssaug, Paul, Prokurist der Firma F. Laeisz, Hamburg, Trostbrücke 1.
- Garbe, Robert, Dr.-Ing., Geheimer Baurat, Berlin-Gartenstadt Frohnau, Markgrafensstraße und Berlichingenstraße Ecke.
- Gätjens, Otto, Kaufmann, Hamburg 1, Glockengießerwall 2.
- Geissler, Max, Prokurist, Hamburg, Bleichenbrücke 10, Kaufmannshaus.
- Gerdes, G., Dr.-Ing., Exzellenz, Vize-Admiral z. D., Berlin - Wilmersdorf, Prager Platz 1.
- Gerhards, Max, Marine-Oberingenieur, Kiel, ¹²⁸⁰ Lübecker Chaussee 2.
- Gerling, F., Reeder i. Fa. Marschall & Gerling, Antwerpen.
- Gerosa, Victor, Dipl.-Ing., Dordrecht, Holland, Pennocks-Hotel.
- Gess, F., Dr., Professor a. d. techn. Hochschule, Dresden-A., Reichenbachstr. 59.
- Geyer, Wilh., Regierungsbaumeister a. D., Berlin-Südende, Oehlerstr. 28.
- Giese, Georg, Kaufmann, Hamburg, Brahms- ¹²⁸⁵allee 27.
- Glässel, E., Direktor der Roland-Linie, A.-G., Bremen.
- Glitz, Erich, Direktor des Schiffbaustahl-Kontors G. m. b. H., Essen-Ruhr, Lindenallee 23.
- Gloth, Friedrich, Ingenieur, Berlin-Wilmersdorf, Rüdeshheimer Str. 3.
- Glüer, Bruno, Korvetten-Kapitän, Berlin-Wilmersdorf, Holsteinische Str. 33.
- Goedhart, P. C., Direktor der Gebrüder ¹²⁹⁰Goedhart A.-G., Düsseldorf, Humboldtstraße 45.
- Goldenberg, Rudolf, Dr. jur., Notar, Hamburg, Gr. Burstah 4.
- Goldtschmidt, Hans, Dr., Professor, Fabrikbesitzer, Essen a. Ruhr, Bismarckstr. 98.
- v. d. Goltz, Rüdiger, Freiherr, Korvettenkapitän a. D., Hela (Westpreußen), Dorfstraße 26.
- Göricke, A., Kaufmann, Berlin - Groß-Lichterfelde - West, Unter den Eichen 94.
- Göricke, Erwin, Fabrikant u. Ingenieur, ¹²⁹⁵Berlin NW 87, Tile Wardenbergstr. 15.
- Görtz, Heinr., Dr. jur., Rechtsanwalt u. Notar, Lübeck, Kohlmarkt 7/11.
- Goßler, Oskar, Inhaber d. Fa. John Monnington, Hamburg 11, Rödingsmarkt 51.
- Gradenwitz, Richard, Dr.-Ing., Fabrikbesitzer, Berlin-Grunewald, Winklerstr. 6.
- Graef, O., Stahlwerksdirektor, Lippstadt, Westf.
- Grah, Peter, Kommerzienrat, Vorstand der ¹³⁰⁰Firma Sundwiger Eisenhütte Maschb. A.-G., Sundwig, Kr. Iserlohn.

- Gramberg, F. W., Schiffbauingenieur, Hamburg, Germanischer Lloyd.
- Grattenauer, A., Ingenieur, Deutsche Dampfschiffahrts-Ges. „Hansa“, Bremen, Schlachte 6.
- Greiser, G., Fabrikbesitzer, i. Fa. Greiserwerke G. m. b. H., Metallwarenfabrik, Hannover, Angerstr. 11-14.
- Gribel, Ed., Reeder, Stettin, Gr. Lastadie 56.
- ¹³⁰⁵ Gribel, Franz, Reeder, Stettin, Große Lastadie 56.
- Grosse, Carl, Kaufmann, Hamburg 1, Mönckebergstr. 1.
- Grotewold, Christian, Dr. phil., Geschäftsführer d. Centralvereins f. deutsche Binnenschifffahrt, Berlin-Charlottenburg, Kantstraße 140, II.
- Grube, Diedr., Leiter d. Schiffsmaschinenbaues der Bamag, Dessau, Akazienstr. 12.
- Gruber, Karl, Technischer Direktor, Firma Otto Froriep G.m.b.H., Rheydt, Moltkestr.
- ¹³¹⁰ Grünwald, Siegfr., Schifffahrts-Direktor, Dresden, Permoserstr. 13, I.
- Gruetzner, Fritz, Ingenieur, New Rochelle N. Y., 250 Wingah Ave.
- de Gruyter, Dr. Paul, Stadtrat, Fabrikbesitzer, Berlin-Charlottenburg, Bismarckstraße 10.
- Guggenheimer, Dr., Kommerzienrat, Mitglied des Vorstandes der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg A.-G., Berlin W 10, Tiergartenstr. 37.
- Gürtler, Robert, Fabrikdirektor, Rheinische Elektrostahlwerke, Schöller von Einem & Co., Bonn.
- ¹³¹⁵ Guterath, M. F., Geh. Baurat u. Professor a. d. Techn. Hochschule zu Darmstadt.
- Guthknecht, Dipl.-Ing., Patentanwalt, Dortmund, Brückstr. 2.
- Guthmann, Robert, Baumeister und Fabrikbesitzer, Berlin W 9, Voßstr. 15.
- Gütschow, Wilhelm, Dipl.-Ing., Danzig, Delbrückallee 2.
- Haack, Hans, Kaufmann, i. Fa. Haack & Nebelthau, Bremen, Wachmannstr. 24.
- ¹³²⁰ Haack, Heinr. Chr., Schiffsmaschinenbauingenieur, Bremen, Krefelder Str. 9.
- Haarmann, Ewald, Marine-Stabsingenieur, Kiel, Jahnstr. 14.
- Habich, Paul, Regierungs-Baumeister a. D., Direktor der Aktien-Gesellschaft für überseeische Bauunternehmungen, Berlin-Schöneberg, Freiherr-v.-Stein-Str. 2, III.
- Hackelberg, Eugen, Kaufmann, Berlin-Charlottenburg, Knesebeckstr. 85.
- Haendler, Edmund, Kaufmann, Mannheim, Renzstr. 7.
- Hahn, Aug., Direktor, Berlin W 30, Berchtesgadener Str. 12. ¹³²⁵
- Hahn, Georg, Dr. phil., Fabrikbesitzer, Berlin W 10, Tiergartenstr. 21.
- Hahn, M., Kapitän, Schiffs-Inspektor, Hamburg 19, Alardusstr. 1.
- Hahn, Willy, Dr. jur., Rechtsanwalt und Notar Berlin W 62, Lützowplatz 2.
- Hahnemann, W., Ing., Direktor der Signal G. m. b. H., Kiel, Am Habsburgerring, Werk Ravensberg.
- Haller, M., Direktor der Firma Siemens & Halske A.-G. und der Siemens-Schuckertwerke m. b. H., Charlottenburg, Kaiserdamm 6. ¹³³⁰
- Hammar, Birger, Kaufmann, Sockholm 15, Västra Trädgårdsgatan 4.
- Hammar, John, Direktor, Stockholm, Wahrendarffsgatan 6.
- Hammler, Ernst, Direktor der Görlitzer Maschinenbau A.-G., Görlitz.
- Hansen, Hermann, Ingenieur, Elbing, Bismarckstr. 4.
- Harbeck, M., Gr. Flottbeck b. Hamburg, ¹³³⁵ Theodor-Storm-Str.
- Hardcastle, F. E., Besichtiger des Germ. Lloyd, Bureau Veritas usw., Bombay, Alice Building, Hornby Road.
- Harms, Gustav, Eisengießereibesitzer, Hamburg 29, Norder-Elb-Str. 77/81.
- Harms, Otto, Vorstand der Deutsch-Austral. D. G., Hamburg, Trostbrücke 1.
- Hartmann, Otto H., Ober-Ing. der Schmidt-schen Heißdampf-Gesellschaft, Cassel-Wilhelmshöhe, Rolandstr. 2.
- Hartmann, W., Professor, Berlin-Grunewald, ¹³⁴⁰ Trabener Str. 2.

- Hartwig, Rudolf, Dr.-Ing., Mitglied des Direktoriums der Firma Fried. Krupp, A.-G., Essen-Ruhr, Hohenzollernstr. 12.
- Haubold, Carl, Direktor der Maschinenfabrik C. G. Haubold jr., G. m. b. H., Chemnitz.
- Hebbinghaus, Vizeadmiral z. D., Exz., Berlin W 62, Keithstr. 14.
- Heegewaldt, A., Fabrikbesitzer, Berlin-Steglitz, Friedrichstr. 10/11.
- ¹³⁴⁵ Heemsoth, Heinrich, General-Vertreter, Hamburg, Esplanade 6.
- Heesch, Otto, Oberingenieur, Oberlößnitz-Radebeul, Moltkestr. 10.
- Heese, Albrecht, Hauptmann a. D., Berlin W 10, Hitzigstr. 5.
- Heidmann, Henry W., Ingenieur, Hamburg, Isestr. 132.
- Heinrich, W., Dipl.-Ing., Kiel, Jägersberg 12.
- ¹³⁵⁰ Held, Eberhard, Geschäftsführer von Hammar & Co., G. m. b. H., Hamburg, Neuer Wall 75.
- Held, Robert, Generaldirektor der C. Lorenz A.-G., Berlin W 62, Lütowplatz 6.
- Hempelmann, August Th., Dr.-Ing., Oberingenieur der Friedr. Krupp A.-G., Grusonwerk, Essen-Rüttenscheid, Pelmannstr. 20.
- Henkel, C., Zivilingenieur, Hamburg, Neuer Wall 72.
- Henkel, Gustav, Ingenieur und Fabrikbesitzer, Direktor der Herkulesbahn, Cassel-Wilhelmshöhe, Villa Henkel.
- ¹³⁵⁵ Hennig, Franz, Dipl.-Ing., Hamburg, Sierichstraße 160.
- Henrich, Otto, Direkt. d. Siemens-Schuckert-Werke, Berlin-Siemensstadt, Verwaltungsgebäude.
- Hensolt, Johannes, Dipl.-Ing., Hamburg 25, Oben Borgfelde 28.
- Hepner, Friedr., Dipl.-Ing., Direktor des Messingwerks bei Eberswalde.
- Herbrecht, Carl, Direktor der Rheinischen Stahlwerke, Abt. Duisburger Eisen- und Stahlwerke, Duisburg, Kölner Str. 18.
- ¹³⁶⁰ Hering, Kontre-Admiral z. D., Friedrichsort.
- Herken, Emil, Direktor der Oberschlesischen Eisen-Industrie A.-G. für Bergbau- und Hüttenbetrieb, Gleiwitz Berlin SW 68, Alte Jakobstr. 156/157.
- Herrmann, E., Dr., Professor, Abteilungsvorsteher der Deutschen Seewarte, Hamburg 9, Deutsche Seewarte.
- Herrmann, Max, Professor der techn. Hochschule, Budapest I, Müegytem.
- Herwig, August, Hüttenbesitzer, Dillenburg, Oranienstr. 11.
- Herwig, M., jr., Fabrikbesitzer, i. Fa. Eisenwerk Lahn, M. & R. Herwig jr., Dillenburg. ¹³⁶⁵
- Hesse, Paul, Fabrikdirektor, Berlin NW 21, Alt-Moabit 86.
- Hessenbruch, Fritz, Direktor, Duisburg, Mülheim-Str. 59.
- Heubach, Ernst, Ingenieur, Berlin-Lankwitz Lessingstr. 7.
- Heyck, Theodor, Marine-Stabsingenieur a. D., Lübeck, Körnerstr. 14.
- Heymann, Alfred, Fabrikbesitzer, Hamburg, ¹³⁷⁰ Neuer Wall 42.
- Heyne, Walter, Direktor, Deutsche Vacuum Oel A.-G., Wandsbek bei Hamburg, Lindenstr. 34.
- Heynen, Eug., Direktor, Saarbrücken 5, Waldstraße 20.
- Hiehle, Kurt, Oberingenieur, Mannheim, S 6, 25.
- Hirsch, Aron, Kaufmann, i. Fa. Hirsch, Kupfer- und Messingwerke A.-G., Berlin NW 40, Kronprinzenufer 5/6.
- Hirschfeld, Ad., Dampfkessel-Revisor der ¹³⁷⁵ Baupolizei-Behörde, Hamburg 23, Blumenau 125.
- Hirt, Fritz, Ing., Direktor des Stahlwerks Becker, A.-G., Berlin NW 7, Unter den Linden 39.
- Hissink, Direktor der Bergmann-Elektrizitäts-Werke, Berlin N 65, Oudenarder Str. 32.
- Hitzemann, Rudolf, Direktor der Brückenbau Flender A.-G., Düsseldorf, Kaiser-Wilhelm-Str. 34.
- Hjarup, Paul, Ingenieur und Fabrikbesitzer, Berlin N 20, Prinzenallee 24.
- Hochstetter, Franz, Dr. phil., Wissenschaft- ¹³⁸⁰ licher Hilfsarbeiter im Auswärtigen Amt, Berlin-Steglitz, Wrangelstr. 5.
- v. Hoernes, Hermann, Oberst d. R., Linz a. D. Roseggerstr. 3.

- Hoffmann, S., Direktor d. Schmidt'schen Heißdampfgesellschaft m. b. H., Cassel-Wilhelmshöhe, Steinhöferstr. 4.
- Hölck, Heinr., Konsul von Brasilien, Düsseldorf, Graf-Recke-Str. 69.
- Hollstein, Georg, Dipl.-Ing., Beratender Ingenieur für Hebezeugbau- und Transportwesen, Berlin-Zehlendorf, Schweizerstr. 1a.
- ¹³⁸⁵ Hölzcke, Paul, Dr. phil., Chemiker, Kiel, Eisenbahndamm 12.
- Holzappel, A. C., Fabrikant, London E. C., Fenchurch Street 57.
- Holzwarth, Hans, Dipl.-Ing., Mülheim-Ruhr, Seilerstr. 13.
- Holzweiler, Carl, Oberingenieur, Aachen-Rothe-Erde.
- Hoepfner, Kaufmann, Hauptmann d. R., Hamburg, Mittelweg 188.
- ¹³⁹⁰ d'Hone, Heinrich, Fabrikbesitzer, Duisburg.
- Horn, Jacob, Dr., Geheimer Hofrat, Professor, Bibliothekar der techn. Hochschule. Darmstadt, Mathildenstr. 10.
- Hovemann, John C., Direktor, Paris, rue des Pyramides 19.
- Howaldt, Adolf, Ober-Ingenieur, Lübeck, Mengstr. 16.
- Howaldt, Gerhard C. F., Schiffbauingenieur, Rendsburg, Baustr. 9.
- ¹³⁹¹ Hübner, K., Direktor, Duisburg, Lutherstraße 32.
- Hülß, Friedr., Obering., Berlin-Halensee, Westfälische Str. 59, II.
- Hüneke, Direktor, Maschinenbau-Akt.-Ges., Martini & Hüneke, Berlin SW 48, Wilhelmstraße 122.
- Huth, Erich, Dr. phil., Ingenieur, Berlin W 30, Landshuter Str. 9.
- Illig, Hans, Direktor der Felten & Guillaume-Lahmeyer-Werke A.-G., Frankfurt a. M., Schumannstr. 40.
- ¹⁴¹⁶ Imle, Emil, Dipl.-Ing., Dresden-Loschwitz, Querstr. 15.
- Inden, Hub., Fabrikant, Düsseldorf, Neanderstraße 15.
- Irinyi, Arnold, Ingenieur, Hamburg, Alt-Rahlstedt.
- Iseler, Albert, Kommerzienrat und Fabrikbesitzer, Leipzig-Plagwitz.
- Ivers, C., Schiffsreeder, Kiel.
- Jacobsen, Louis, Oberingenieur, Hamburg 29, ¹⁴⁰⁵ Norder Elbstr. 4, I.
- Jaeger, G., Reedereidirektor, Mannheim, L. 4. 16.
- Jannasch, G. A., Fabrikdirektor, Laura-hütte O.-S.
- Jarke, Alfred, Kaufmann, Gneversdorf bei Travemünde.
- Jebsen, J., Reeder, Apenrade.
- Jochimsen, Karl, Oberingenieur, Berlin-¹⁴¹⁰ Charlottenburg, Kaiserin-Augusta-Str. 77.
- Jochmann, Ernst, Ober-Ingenieur der Firma Thyssen & Co. A.-G., Hamburg, Aaverhoffstraße 4.
- Johnson, Gustav John, Dr. jur., Kriegsgerichtsrat, Rechtsanwalt, Stockholm, Jakobsgatan 28.
- Joost, J., Direktor der Farbenfabrik Joost, G. m. b. H., Hamburg, Steinhöft 8—11.
- Jordan, Hans, Dr. jur., Direktor der Bergisch-Märkischen Bank, Mitglied des Aufsichtsrates des Nordd. Lloyd, Schloß Malinckroot b. Wetter (Ruhr).
- Jordan, Paul, Direktor der Allg. Elektr.-Ges., ¹⁴¹⁵ Berlin-Grünwald Bismarckallee 26.
- Junghans, Erhard, Kommerzienrat, Schramberg, Württemberg.
- Junker, Friedr. Franz, Maschinen-Ingenieur, Direktor u. techn. Leiter der Maschinenfabrik v. Lob & Eich, Düsseldorf, Konkordiastr. 14.
- Junkers, Hugo, Dr.-Ing., Professor, Dessau, Kaiserplatz 21.
- Jurenka, Rob., Direktor der Deutschen Babcock & Wilcox-Dampfkesselwerke A.-G., Oberhausen, Rheinland.
- Jütte, Ernst, Oberingenieur, Berlin-Reinicken-¹⁴²¹ dorf, Berliner Str. 99.
- Kaehlert, Marine-Ober-Chefingenieur a. D. Kiel, Goethestr. 12, II.
- Kalau vom Hofe, E., Kontre-Admiral z. D., Berlin W 35, Schöneberger Ufer 41.
- Kalbe, Otto, Dipl.-Ing., Berlin-Wilmersdorf, Landhausstr. 31.

- Kalkhof, Wilhelm, Obering., Hamburg 36, Feldbrunnenstr. 26.
- ¹⁴²⁵ Kaemmerer, W., Ingenieur, Berlin NW 7, Sommerstr. 4a.
- Kaminski, Paul, Ingenieur, Hermsdorf b. Berlin, Soolquellenstr. 50.
- Kammerhoff, Meno, Direktor, 159 Cleveland Street, Orange, New Jersey, U. S. A.
- Kauermann, Aug., Ingenieur, Generaldirektor der Maschinenfabrik Schieß, A.-G., Düsseldorf, Cölner Str. 114.
- Keetman, Wilhelm, Direktor, Duisburg, Hedwigstr. 29.
- ¹⁴³⁰ v. Kehler, R., Major, Direktor der Luftfahrzeug G. m. b. H., Berlin-Charlottenburg, Dernburgstr. 49.
- Kelch, Hans, Leutnant a. D., i. Fa. Motorenwerk Hoffmann & Co., Potsdam, Mangerstraße 33.
- Kemperling, Adolf, Direktor der Gebr. Böhrer & Co., A.-G., Berlin NW 5, Quitzowstr. 137.
- Keppeler, Gustav, Dr., Professor, Hannover, Körnerstr. 11.
- Kindermann, Franz, Ober-Ing. d. Allgem. Elektr.-Ges, Duisburg a. Rh., Meinstr. 56.
- ¹⁴³⁵ Kins, Johs., Direktor der Dampfschiff.-Ges. Stern, Berlin SO 16, Brückenstr. 13.
- Kirchberger, G., Marine-Stabsingenieur, Wilhelmshaven, Wilhelmstr. 5.
- Kirchner, Ernst, Kommerzienrat u. Mitglied des Vorstandes der Maschinenbauanstalt Kirchner & Co., Akt.-Ges., Leipzig-Sellerhausen.
- Kirn, Georg, Regierungsbaumeister, Berlin-Grunewald, Siemensstr. 41.
- Kirstein, Bibliotheks-Assistent, Wilhelmshaven, Hauptbibliothek der Marine-Station der Nordsee.
- ¹⁴⁴⁰ Kitzerow, Franz, Ingenieur, Berlin S 42, Alexandrinenstr. 95/96.
- Klawitter, Willi, Kaufmann u. Werftbesitzer, i. F. J. W. Klawitter, Danzig.
- Kleiber, Friedrich, Redakteur der Zeitschrift „Schiffbau“, Berlin-Steglitz, Kissinger Straße 12.
- Klein, Ernst, Dr.-Ing., Kommerzienrat, Dahlbruch i. Westf.
- Klein, Jacob, Kommerzienrat, Generaldirektor von Klein, Schanzlin & Becker, Frankenthal i. Pfalz.
- von Klemperer, Herbert, Dr.-Ing., Direktor ¹⁴⁴⁵ der Berliner Maschinenbau-Akt.-Ges. vorm. L. Schwartzkopff, Berlin N4, Chausseestr. 23.
- Klinger, Gust., Direktor, Berlin-Tempelhof, Saalburgstr.
- Klinger, Rich., Fabrikbes., Berlin-Tempelhof, Saalburgstr.
- Klippe, Hans, Ingenieur, Hamburg 1, Ferdinandstr. 30.
- Kloetzer, Hans, Kaufmännischer Direktor, Berlin-Grunewald, Hohenzollerndamm 62.
- v. Klot, Friedrich, Schiffbau-Ing., Königsberg ¹⁴⁵⁰ i. Pr., Kohlmarkt 1.
- Kluge, Hans, Dipl.-Ing., Hamburg-Gr. Borstel, Brückwiesenstr. 30.
- Knackstedt, Ernst, Generaldirektor, Düsseldorf, Achenbachstr. 107.
- Knarr, Erich, Fabrikbesitzer, Charlottenburg, Württembergallee 8.
- Knobloch, Emil, Geheimer Kommissionsrat, Berlin-Grunewald, Hagenstr. 37.
- Knöpfli, Heinrich, Obering. b. Burchard, ¹⁴⁵⁵ Meissner Nachflg., Maschinenfabrik und Gießerei, Hamburg 26, Hirtenstr. 40.
- Knust, H., Kapitän a. D., Stadtrat, Stettin, Birkenallee 9.
- Kober, T., Dipl.-Ing., Direktor der Flugzeugbau Friedrichshafen G. m. b. H., Friedrichshafen a. B.
- Koch, Peter, Ingenieur, Hannover, Hindenburgstr. 28.
- Köcher, Robert, Ingenieur und Yachtkonstrukteur, Berlin W 15, Fasanenstr. 42, Garth.
- Koenemann, Ernst, Dr.-Ing., Beauftragter ¹⁴⁶⁰ des Kriegsministeriums f. d. Maschinenbau, Berlin-Wilmersdorf, Duisburger Str. 19.
- Koenen, Matthias, Dr.-Ing., Generaldirektor, Berlin W 9, Bellevuestr. 5.
- Koenitzer, Wilhelm Christian, Fabrikant Hamburg, Hohe Bleichen 8-10.
- Köhler, Geheimer Ober-Postrat, Hamburg, Stephansplatz 5.

- Köhler, J., Ingenieur, Eimsbüttel, Ottersbeck-
allee 13.
- ¹⁴⁶⁵ Köhler, Karl, Techn. Direktor, Werft von
Caesar Wollheim, Cosel bei Breslau.
- Köhn, Adolf, Marine - Stabsingenieur, Wil-
helmshaven, Kaiserstr. 75.
- Köhncke, Heiner., Zivilingenieur, Bremen,
Contrescarpe 130.
- König, Arthur, Zivilingenieur, Kiel-Gaarden,
Elisabethstr. 120.
- Köpcke, Max, Direktor der Assecuranz Union
von 1865, Hamburg, Trostbrücke 1.
- ¹⁴⁷⁰ Köppen, Mar. - Stabs - Ing., Kiel, Blücher-
platz 4.
- Korten, R., Direktor, Malstatt - Burbach,
Hochstr. 19.
- Körting, Ernst, Ingenieur, Techn. Direktor
der Gebr. Körting A.-G., Körtingsdorf
b. Hannover, Badenstedter Str. 71.
- Kortmann, Paul, Oberingenieur und Proku-
rist der B. M. A. G. vorm. L. Schwartz-
kopff, Berlin N 4, Chausseestr. 23.
- Kosegarten, Max, Generaldirektor der
Deutschen Waffen- und Munitionsfabriken,
Berlin NW 7, Dorotheenstr. 35.
- ¹⁴⁷⁵ Köser, Fr., Kaufmann, i. Fa. Th. Höeg,
Hamburg, Steinhöft 9, Elbhof.
- Köster, E. W., Baurat u. Generaldirektor der
Frankfurter Maschb. A. G., Frankfurt a. M.,
Roonstr. 4.
- Kraemer, Theodor, Direktor, Duisburg,
Realschulstr. 84.
- Kramer, Wilhelm, Direktor, Hamb.-Brem.
Afrika-Linie A.-G., Bremen.
- Kraus, Gustav, Zivilingenieur, Hamburg 36,
Neuer Wall 36.
- ¹⁴⁸⁰ Krauschitz, Georg, Ingenieur und Fabrikant,
Berlin-Charlottenburg, Savignyplatz 9.
- Krause, Max Arthur, Fabrikant, Berlin-
Charlottenburg, Windscheidstr. 18.
- Krayn, M., Verlagsbuchhändler, Berlin W 10,
Genthiner Str. 39.
- Krell, Rudolf, Professor a. d. Technischen
Hochschule, München, Renatenstr. 30.
- Krieger, R., Dr.-Ing., Hüttendirektor, Düssel-
dorf, Kaiser-Friedrich-Ring 20.
- Kritzler, Julius, Direktor der Marinetechn. ¹⁴⁸⁵
Abt. Gebr. Körting A.-G., Kiel-Schulen-
see.
- Kroebel, R., Ingenieur, Hamburg 1, Glocken-
gießerwall.
- Krogmann, Richard, Vorsitzender der See-
Berufsgenossenschaft, Hamburg, Trost-
brücke 1.
- Krueger, Fregatten-Kapitän a. D., Direktor
der Gelsenkirchener Bergwerk A.-G.,
Kiel, Feldstr. 73.
- Krüger, Johannes, Ingenieur, Berlin-Wilmers-
dorf, Augustastr. 60.
- Krüger, Willy, Dr.-Ing., Kommerzienrat, ¹⁴⁹⁰
Vorsitzender des Direktoriums der Säch-
sischen Masch.-Fabr. vorm. Rich. Hartmann
A.-G., Chemnitz, Kassbergstr. 36.
- Krull, Hermann, Oberingenieur, Kiel-Hassee,
Lübecker Chaussee 42.
- Krumm, Alfred, Mitinhaber der Firma
Krumm & Co., Remscheid, Lindenstr. 57.
- Kubierschky, Martin, Direktor der A.-G.
Mix & Genest, Berlin-Lichterfelde, Kom-
mandantenstr. 88.
- Kübler, Wilhelm, Ingenieur für Elektro-
maschinenbau, Professor a. d. Techn.
Hochschule zu Dresden, Dresden-A.,
Liebigstr. 26.
- Kübörn, P., Hüttendirektor und Vorstands- ¹⁴⁹⁵
mitglied des Oberbilker Stahlwerkes,
Düsseldorf, Hebbelstr. 16.
- v. Kühlwetter, F., Kapitän z. S. z. D., Berlin-
Lichterfelde-W., Holbeinstr. 58.
- Kubnke, Fabrikant, Kiel, Forstweg 19.
- Kunstmann, Arthur, Konsul und Reeder,
Stettin, Dohnstr. 1.
- Kunstmann, Walter, Schiffsreeder, Stock-
holm, Villagatan 13.
- Kunstmann, W., Konsul und Reeder, Stettin, ¹⁵⁰⁰
Bollwerk 1.
- Kurrer, Otto, Kaufm. Direktor der Mans-
feldschen Kupferschiefer bauenden Ge-
werkschaft, Eisleben, Landwehr 1.
- Küwnick, Franz A., Kapitän, Ladungs - In-
spektor des Norddeutschen Lloyd, Bremen,
Piers, Hoboken N. 7, U. S. A.

- Kux, Eduard, Dr.-Ing., Vorstandsmitglied der Gebr. Körting A.-G., Hannover - Linden, Badenstedter Str. 75.
- Landsberg, Regierungsbaumeister a. D., Kanal-Direktor, Berlin W 10, Viktoriastr. 17.
- 1505 Landsky, Schiffs-Inspektor der Hapag, Hamburg, Lübecker Str. 147.
- Lange, Ernst, Dipl.-Ing., i. Fa. Joh. C. Tecklenborg, A.-G., Geestemünde, Schultzeinstr. 5.
- Lange, Karl, Dipl.-Ing., Bremen, An der Schlachte 20.
- Langen, A., Dr., Direktor der Gasmotoren-Fabrik Deutz, Köln, Fürst-Pückler-Str. 14.
- v. Langen, Fritz, Kommerzienrat, Fabrikbesitzer, Haus Tanneck b. Elsdorf, Rheinland.
- 1510 Langheinrich, Ernst, Fabrikdirektor, Coblenz-Pfaffendorf, Hochstr. 13.
- Langner, Technischer Kaufmann, Charlottenburg, Tegeler Weg 101.
- Lans, Otto, Kapitän z. S. a. D., Bevollmächtigter der Gasmotorenfabrik Deutz, Berlin-Nikolassee, Sudetenstr. 52.
- v. Lans, W., Admiral à la Suite des Seeoffizierkorps, Exzellenz, Charlottenburg 9, Kaiserdamm 39.
- Lanz, Karl, Dr., Fabrikant, Mannheim, Hildastraße 7/8.
- 1515 Läsch, Otto, Mitarbeiter bei der Deutsch-Australischen Dampfschiff-Ges., Hamburg 4, Hochstr. 10.
- Lasche, O., Dr.-Ing., Direktor der Turbinenfabrik der Allgem. Elektr.-Gesellsch., Berlin NW 87, Huttenstr. 12.
- Lass, F., Ingenieur, Hamburg, Schauenburger Straße 55-57.
- Laubmeyer, Hermann, Zivilingenieur, Danzig, Winterplatz 15.
- Laurick, Carl, Ingenieur, Berlin SW 47, Yorkstr. 80.
- 1520 Lawaczek, Franz, Dr.-Ing., Oberingenieur, Halle a. S., Turmstr. 94/96.
- Lehmann, Marine-Chefingenieur a. D., Kiel, Feldstr. 54.
- Leitholf, Otto, Zivilingenieur, Berlin SW 11, Hallesche Str. 19.
- Lender, Rudolf, Kapitän a. D. und Fabrikbesitzer, i. Fa. Dr. Graf & Comp., Berlin-Wien, Neubabelsberg, Berliner Str. 48-50.
- Leopold, Heinz Jaques, Direktor, Hamburg, Johnsallee 69.
- Lewerenz, Alfred, i. Fa. Deurer & Kaufmann, 1525 Hamburg, Hagenau 50 a.
- Liebreich, Erik, Dr. phil., Physiker, Berlin NW 40, Kronprinzenufer 30, I.
- Liehr, E., Ingenieur, Berlin-Halensee, Georg-Wilhelm-Str. 5.
- Lienau, Alfred, Ingenieur, Hamburg 1, Große Bäckerstr. 6.
- Limbach, Wilh., Marine - Stabsingenieur, Asbach (Westerwald), Hauptstr. 17.
- Linck, Karl, Betriebschef, Saarbrücken 5, 1530 Hochstr. 11.
- Lippart, G., Dr.-Ing., Baurat, Direktor der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg A.-G., Nürnberg, Tiergartenstr. 10.
- Ljungmann, Andreas, Dipl.-Ing., Direktor, Trollhättan, Schweden.
- Loeck, Otto, Kaufmann, Hamburg, Agnesstraße 22.
- Loewe, Georg, Direktor d. Deutschen Waffen- und Munitionsfabriken, Berlin NW 7 Dorotheenstr. 35.
- v. Loewenstein zu Loewenstein, Hans, 1535 Bergassessor und Geschäftsführer, Essen (Ruhr), Friedrichstr. 2.
- Lonke, Hermann, Direktor der Nordseewerke, Emden.
- Loof, Wilhelm, Oberingenieur der Ernst Schiess Werkzeugmaschinenfabrik A.-G., Düsseldorf, Helmholtzstr. 6.
- Lorenz, Hans, Dr., Dipl.-Ing., Geheimer Regierungsrat und Professor an der Techn. Hochschule in Danzig-Langfuhr, Johannisberg 7.
- Lorenz, Max, Oberingenieur der Siemens-Schuckert-Werke, Berlin NW 87, Tiele-Wardenberg-Str. 13, I.
- Lorenz, R., Dr. phil., Dipl.-Ing., Oberingenieur 1540 der Fried. Krupp A.-G., Essen-Ruhr, Hohenzollernstr. 18.
- Löser, Benno, Baumeister i. Fa. Kell & Löser, Dresden, Löbenerstr. 8.
- Lothes, P., Oberingenieur, Blankenese a. Elbe, Wedeler Chaussee.

- Lotzin, Willy, Kaufmann, Danzig, Brabank 3.
 Loubier, G., Patentanwalt, Berlin SW 61, Belle-Alliance-Platz 17.
- 1545 Lübbert, Staatl. Fischereidirektor, Hamburg 11, Marinegebäude.
 Lübcke, Charles, Expert des Vereines Hamburger Assecuradeure, Hamburg 22, Richardstr. 38.
 Lueg, E., Ingenieur, i. Fa. Haniel & Lueg, Düsseldorf-Grafenberg.
 Lüderitz, Alwin, Beratender Ingenieur, Inhaber eines Ingenieur- u. Konstruktions-Bureaus, Cöln, Dasselstr. 41.
 Lüders, W. M. Ch., Fabrikant, Hamburg P. 9, Norderelbstr. 31.
- 1550 Luft, Wilhelm, Dipl.-Ing., Vorstandsmitglied der Dyckerhoff & Widmann A.-G., Bieberich a. Rh.
 Lühr, Eduard, Betriebsingenieur b. A. Borsig, Berlin-Tegel, Hauptstr. 3.
 Lütgens, Henry, Vorsitzender des Aufsichtsrates der Vereinigt. Bugsier- und Frachtschiffahrt-Ges., Tannenhöft, Gr. Hansdorf b. Ahrensburg, Holstein.
 Lutz, C. A., Dipl.-Ing., Stuttgart, Herdweg 5.
 Lux, Friedrich, Fabrikant, Ludwigshafen a. Rh., Ludwigsplatz 9.
- 1555 Lux, Fritz, Elektro-Ingenieur, Mannheim, Kaiserring 36.
 Lyth, Paul, Ingenieur, Stockholm, Malm Morgsgatan 6.
- Maaß, Direktor d. Siemens-Schuckert-Werke, Berlin - Charlottenburg, Wilmersdorfer Str. 95, II.
 Maaß, Carl, Werftdirektor, Stettin, Kaiser-Wilhelm-Straße 68.
 Maaß, Emil, Dr., Professor, Berlin-Halensee, Westfälische Straße 63.
- 1560 Macke, Theodor, Oberingenieur u. Inspektor, Hamburg 24, Ifflandstr. 8.
 Mankiewitz, Paul, Direktor der Deutschen Bank, Berlin W 64, Behrenstr. 9/13.
 Marcard, Walter, Marine-Baumeister, Kiel, Kasernenstr. 7.
 Markau, Karl, Dr., Landesrat, Berlin-Grunewald, Margaretenstr. 1.
- Maron, Helmut, Dipl.-Ing., Marinebauführer, Kiel, Holtenauer Str. 149.
 von Matern, John A., Direktor und Vorstandsmitglied der Firma Söderberg & Haak, Aktiebolag, Stockholm 2, Brännkyrkagatan 7.
 Mathies, Geh. Regierungs- und Baurat a. D., Generaldirektor, Berlin - Charlottenburg, Kurfürstendamm 75.
 Matschoss, Conrad, Professor, Dipl.-Ing., Direktor des Vereines deutscher Ingenieure, Berlin NW 7, Sommerstr. 4a.
 Mattenkloft, Otto, Direktor der Metallwerke von Galkowski & Kielblock A.-G., Eberswalde, Neue Kreuzstr. 15.
 Mauder, Georg, Oberingenieur, Siemens-Schuckert-Werke, Nürnberg, Pflugstr. 10.
 Maybach, Karl, Direktor, Friedrichshafen a. Bodensee, Schmidtstr. 4.
 Mayer, Etscheit Joseph, Direktor von Haniel & Lueg, Düsseldorf-Grafenberg.
 Meck, Bernhard, i. Fa. Ernst Mecks Stanz- und Preßwerk, Nürnberg.
 ter Meer, C., Dipl.-Ing., Direktor, Hannover-Linden, Hamelner Str. 1.
 Mehle, Hans, Ingenieur, Geschäftsführer mehrerer Verbände, Charlottenburg 2, Neue Grolmanstr. 2.
 Meinders, Hermann, Dipl.-Ing., Bremen, Clausewitzstr. 10.
 Melms, Gustav J., Ingenieur, Melms & Pfenninger, München-Hirschau.
 Mendelssohn, A., Dr. jur., Geh. Ober-Regierungsrat und vortragender Rat in der Oberrechnungskammer, Potsdam, Neue Königstr. 65.
 Menge, Wilh., Mitinhaber d. Firma Greiserwerke, Hannover, Waldstr. 23.
 Merkel, Carl, Ingenieur, i. Fa. Willbrandt & Co., Hamburg, Kajen 24.
 Mette, Carl, Prokurist, Magdeburg, Werner-Fritze-Str. 3.
 Meyer, Dietrich, Baurat, Direktor des Vereines deutscher Ingenieure Berlin NW 7, Sommerstr. 4a.

- Meyer, Eugen, Schloß Itter, Hopfgarten, Tirol.
- Meyer, P., Professor a. d. Techn. Hochschule, Delft, Holland, Spoorsingel 29.
- Meyer, W., Justizrat, Hannover, Hindenburgstr. 39.
- 1585 Michaelis, Ludwig, Dr., Direktor der Autogen-Gasakkumulator A.-G., Berlin SW 61, Blücherstr. 22.
- Miersch, A., Konstr.-Ingenieur, Kaiserslautern, Humboldtstr. 39.
- Miethe, Adolf, Dr., Professor und Geh. Reg.-Rat, Berlin-Halensee, Halberstädter Str. 7.
- Mintz, Maxim., Ingenieur und Patentanwalt, Berlin SW 11, Königgrätzer Str. 52.
- Möbus, Wilh., Oberingenieur, Düsseldorf 21, Karlstr. 16.
- 1590 Mohr, Otto, Fabrikant, i. Fa. Mannheimer Masch.-Fabr. Mohr & Federhaff, Mannheim.
- Moldenhauer, Louis, Berlin-Charlottenburg, Marchstraße 16.
- Moll, Friedrich, Dr.-Ing., Schiffbau-Ingenieur, Berlin-Südende, Brandenburgische Str. 21.
- Moll, Gustav, Ingenieur, Neubeckum, Westf.
- Möller, Ludwig, Marine-Stabsingenieur a. D., Expert der Firma H. F. M. Mutzenbecher, Hamburg, Mundsburger Damm 26, III.
- 1595 Möllers, G., Direktor der Deutschen Teerprodukten - Vereinigung, Essen - Ruhr, Bogenstr. 45.
- Mollier, Walther, Ingenieur und Direktor der Hanseat. Siemens-Schuckert-Werke, Hamburg, Innocentiastr. 50.
- Morrison, C. Y., Hamburg 20, Woldsenweg 10.
- Mrazek, Franz, Ing., Direktor der Skodawerke Akt.-Ges. in Pilsen, Wien XIX, Peter-Jordan-Str. 28.
- Mühlberg, Albert, jun., Oberingenieur, Oberrietingen a. d. Enz (Württ.).
- 1600 Müller, Adolph, Dr., Direktor der Akkumulatorenfabrik Akt.-Ges., Berlin-Grunewald, Königsallee 62a.
- Müller, Albert, Geheimer Kommerzienrat, Essen-Ruhr, Huysensallee 40.
- Müller, Eduard, Direktor der Woermann-Linie A.-G. und der deutschen Ostafrika-Linie, Hamburg, Gr. Reichenstraße 27, Afrikahaus.
- Müller, Gustav, Direktor der Rheinischen Metallwaaren- und Maschinenfabrik, Düsseldorf, Arnoldstr. 12.
- Müller, Otto, Oberingenieur, Prokurist, Berlin-Charlottenburg, Knobelsdorffstr. 54.
- Müller, Paul H., Dr.-Ing., Hannover, Heinrich- 1605 straße 11.
- Müller, Rudolf, Kaufmann, Leipzig, Kronprinzstr. 23.
- Münzesheimer, Martin, Generaldirektor der Gelsenkirchener Gußstahl- und Eiswerke, Düsseldorf, Jägerhofstr. 22.
- Nägel, Adolph, Dr.-Ing., Professor, Dresden-A., 24, Zellerschestr. 29.
- Naht, A. W., Kaufmann, Hamburg 1, Semperhaus, Spitalerstr. 10.
- Nebelthau, August, Kaufmann, Teilhaber 1610 d. Fa. Gebrüder Kulenkampff, Bremen, Hollerallee 25.
- Netter, Ludwig, Regierungs-Baumeister a. D. und Fabrikbesitzer, Berlin W 10 Tiergartenstr. 34a.
- Neuberg, Zivilingenieur, Berlin W 62, Keithstraße 10.
- Neudeck, Martin, Kaufmann, Kiel, Esmarchstraße 10.
- Neufeldt, H., Ing. und Fabrikbesitzer, Kitzberg b. Kiel.
- Neuhaus, Fritz, Baurat, Generaldirektor bei 1615 A. Borsig-Tegel, Berlin W 15, Kaiserallee 220.
- Neuhaus, Ludwig, Direktor von A. Borsig, Berlin-Wilmersdorf, Brandenburgische Str. 42.
- Neumann, Kurt, Dr.-Ing., Professor an der Techn. Hochschule zu Dresden-A., Reichenbachstr. 9.
- Neumann, Otto, Kaufmann, Berlin-Schöneberg, Hohenfriedbergstr. 21.
- von Nieber, Exzellenz, Generalleutnant, Neustrelitz, Schloßstr.
- Niederdraing, Emil, Fabrikdirektor, Lands- 1620 berg a. W., Angerstr. 8.
- Niedt, Otto, Dr.-Ing., Kommerzienrat, Generaldirektor der Huldshinskyschen Hüttenwerke Akt.-Ges., Gleiwitz, O.-S.
- Niemeyer, Georg, Fabrikbesitzer, Hamburg-Steinwärder, Neuhofer-Str.

- Niemeyer, Walter, Kaufmann, Hamburg, Steinwärder.
- Nihlén, August Nicolaus, Direktor der Continentalen Rhederei A.-G., Hamburg 11.
- ¹⁶²⁵ Nissen, Andreas, Obergeringieur, Hamburg, Sierichstr. 20.
- Nobiling, Heinr., Reeder, Berlin SO 16, Brückenstr. 6 b.
- Noë, Maschinenbauingenieur, Fabrikdirektor, Ascherslebener Maschinenbau-Akt.-Ges., Aschersleben.
- Nöllenburg, Rudolf, Generaldirektor der Deutschen Erdöl-Akt.-Ges., Berlin-Grunewald, Siemensstr. 8.
- Noltenius, Fr. H., Direktor d. Atlas-Werke A.-G., Bremen.
- ¹⁶³⁰ Nordström, Hugo Fredrik, Dozent an der techn. Hochschule, Stockholm, Dalagatan 39.
- Noske, Feodor, Ingenieur und Fabrikant, Altona, Arnoldstr. 28.
- Notholt, A., Maschinen-Inspektor, Hamburg 37, Isestr. 141.
- Oeking, Fabrikbesitzer, i. Fa. Oeking & Co., Düsseldorf, Humboldtstr. 53.
- Ohlrogge, Richard, Direktor der Cuxhavener Hochseefischerei A.-G., Cuxhaven, See-deich 18.
- ¹⁶³⁵ Olsson, Henning, Ingenieur, Hertzia, Göteborg, Schweden.
- Oppenheim, Paul, Ingenieur und Fabrikbesitzer, Pankow, Cavalierstr. 21.
- Oppenheimer, Emanuel, Dipl.-Ing., Mar.-Bauführer, Kiel, Prinz-Heinrich-Str. 5.
- Graf von Oppersdorff, Berlin NW 40, Roonstr. 2.
- Opitz, Paul, Kapitän, Hamburg, Moltkestr. 6.
- ¹⁶⁴⁰ L'Orange, P., Dipl.-Ing., Mannheim-Freudenheim, Nadlerstr. 13.
- Ott, Franz, Generaldirektor der Rhein- und Seeschiffahrts-Gesellschaft, Cöln.
- Ott, Max, Dipl.-Ing., Hannover - Kleefeld, Hegelstr. 16, part.
- Otte, W., Vertreter der Schiffswerft Caesar Wollheim in Cosel, Berlin-Wilmersdorf, Hanauer Str. 30.
- Otto, Oswald, Ingenieur, Frankenthal i. Pfalz, Speyerer Str. 38.
- Overath, H., Direktor der Mitteldeutschen ¹⁶⁴⁵ Gummiwaren-Fabrik, Frankfurt a. M., Mendelssohnstr. 37.
- Overhoff, Walter, Dipl.-Ing., Direktor der Schiffswerfte San Rocco, A.-G. Triest, Wien VI, Linke Wienzeile 4.
- Overweg, O., Kaufmann, Hamburg, Admirali-tätsstr. 33/34.
- Paasch, Lothar, Leutnant, Berlin-Friedenau Kaiserallee 114.
- Pagenstecher, Gust., Kaufmann, Vor-sitzender im Aufsichtsrate der Akt.-Ges. „Weser“, Bremen, Parkstr. 9.
- Pahl, Gustav, Finanzrat, Berlin NW 7, Neu- ¹⁶⁵⁰ städtische Kirchstr. 15.
- Pake, Wilhelm, Senator, Wolgast, Burgstr. 6.
- Pantke, Marine-Oberstabsingenieur a. D., Berlin-Pankow, Pestalozzistr. 39.
- Parje, Wilhelm, Direktor, Bredenei bei Essen-Ruhr, Graf-Spee-Str. 13.
- Patak, Alex, Obergeringieur der Seeschiff-fahrt A.-G. Atlantica, Budapest, Falk-Miksa-Gasse 20.
- Pauli, F., Ingenieur, Hamburg, Glockengießer- ¹⁶⁵⁵ wall 2,4, Wallhof.
- v. Pelken, Kurt, Kapitänleutnant a. D., Gutsbesitzer, Burg Palmersheim, Post Flamersheim, Rheinbach.
- Pels, Henry, Fabrikbesitzer, Berlin W 50, Geisbergstr. 2.
- Penck, Albrecht, Dr., Professor, Geheimer Regierungsrat, Direktor des Museums f. Meereskunde, Berlin NW 7, Georgen-straße 34/36.
- Perleberg, Ernst, Ing., Riga - Hagensberg, Taubenstr. 21.
- Petersen, Otto, Dr.-Ing., Geschäftsführer ¹⁶⁶⁰ des Vereins deutscher Eisenhüttenleute, Düsseldorf, Breite Str. 27.
- Petre, Gösta, Geschäftsführer der Fartygs-materialkontoret Förening U. P. A., Stock-holm, Birgerjarlsgatan 11.

- von Petri, Oscar, Dr. phil. h. c., Geheimer Kommerzienrat, Nürnberg, Unt. Pirkheimer Str. 11/13.
- Pfenninger, Carl, Ingenieur, i. Fa. Melms & Pfenninger, München, Martiusstr. 7.
- Pfleiderer, Carl, Dr.-Ing., Professor an der Technischen Hochschule, Braunschweig.
- ¹⁶⁹⁵ Piehler, C., Technischer Direktor, Westf. Stahlw. A.-G., Bochum i. W., Königsallee 30.
- Pieper, Oberpostinspekt., Büchereivorsteher, Berlin C 2, Spandauer Str., Postamt.
- Piper, C., Direktor der Neuen Dampfer-Compagnie, Stettin.
- Platz, Richard, Generaldirektor der Hackethal Draht- und Kabel-Werke A.-G., Hannover, Richard-Wagner-Str. 23.
- Podeus, Paul, Kommerzienrat, Wismar i. Mecklbg., Ravelin-Haus.
- ¹⁶⁷⁰ Poensgen, C. Rud., Kommerzienrat, Düsseldorf, Jägerhofstr. 7.
- Pohlig, Julius, Direktor der J. Pohlig A.-G., Köln-Zollstock.
- Pohlmann, Hans, Ingenieur u. Fabrikant, Hamburg 1, Bieberhaus, II. St.
- Pohlmann, Walther, Dipl.-Ing., Altona, Klopstockstr. 11.
- Polnay v. Tiszasüly, Eugen, Generaldirektor der Atlantica Seeschiffahrt A.-G., Budapest, Falk Miksa utca 20.
- ¹⁶⁷⁵ Pophanken, Erich, Dipl.-Ing., Assistent d. Techn. Hochschule, Danzig-Langfuhr, Hochschulweg 5.
- Popp, P., Oberingenieur, Hamburg, Tornquiststr. 15.
- Pötter, Wilh., Direktor, in Fa. Ferd. Müller, Hamburg 6, Schanzenstr. 75/77, Tritonhaus.
- Potthoff, Hermann, Regierungsbaumeister a. D., Direktor der Rheinischen Metallwaren- und Maschinenfabrik, Düsseldorf, Sybelstr. 1.
- Prager, Curt, Ingenieur, Berlin-Wilmersdorf, Nikolsburger Str. 6.
- ¹⁶⁸⁰ Prandtl, Ludw., Dr. phil., Prof. a. d. Universität in Göttingen, Göttingen, Bergstr. 15.
- Predöhl, Max, Dr. jur., Bürgermeister a. D., Hamburg, Harvestehuder Weg 28.
- Prégardien, J. E., Ingenieur für Dampfkesselbau, Bitburg, Bez. Trier.
- Presting, Wilhelm, Holzbuchhändler, Dessau, Neumarkt 7.
- Prieger, H., Direktor der Maschinenfabrik, Berlin-Oberschöneweide.
- Projahn, Heinr., Oberingenieur der Gelsenkirchener Bergwerks, A.-G., Gelsenkirchen Oskarstr. 16. ¹⁶⁸⁵
- Radinger, A. E., Fabrikdirektor, Düsseldorf, Scheibenstr. 57.
- Rahtjen, John, Kaufmann, Hamburg, Mittelweg 19.
- Rahtjen, J. Frank, Kaufmann, Haus Griffenstein b. Massin, Neumark.
- Ranft, P., Baurat, Leipzig, Kurze Str. 1.
- Raps, Aug., Dr., Prof., Direktor von Siemens & Halske, Westend, Nonnendamm. ¹⁶⁹⁰
- Raschen, Herm., Ingenieur der Chem. Fabriken Griesheim-Elektron, Griesheim a. M.
- Rathenau, W., Dr., Vorsitzender des Aufsichtsrats der A. E. G., Berlin NW 40, Friedrich-Karl-Ufer 4.
- Redenz, Hans, Direktor bei Haniel & Lueg, Düsseldorf-Grafenberg.
- Redlin, Gerichtsassessor a. D., Berlin-Charlottenburg 1, Berliner Str. 97.
- Regenbogen, Konrad, Maschinenbau-Direktor der Fried. Krupp A.-G., Germania-Werft, Kiel. ¹⁶⁹⁵
- Rehder, M., Dr.-Ing., Kiel, Reichswerft, Dockenhuden, Elbe, Fritz-Reuter-Str. 4.
- Rehfeld, Ernst, Direktor, Berlin-Karlshorst, Rheinestr. 15.
- Rehfus, Wilh., Dr.-Ing., Danzig, Gralathstraße 5a.
- Rehmann, Fritz, Direktor der Reederei Stachelhaus & Buchloh, G. m. b. H., Mülheim a. d. Ruhr, Friedrichstr. 28.
- Reichel, Maximilian, Branddirektor, Berlin SW 19, Lindenstr. 41. ¹⁷⁰⁰
- Reichel, W., Dr.-Ing., Professor, Direktor der Siemens-Schuckert-Werke, Berlin-Lankwitz, Beethovenstr. 14.
- Reimers, W., Dipl.-Ing., Oberinspektor der Roland-Linie A.-G., Bremen.

- Reinbeck, Dr. jur., Richter und Vorsitzender d. Seeamts, Bremerhaven, Am Deich 97, III.
- Reinhardt, Karl, Ingenieur, Direktor bei Schüchtermann & Kremer, Dortmund, Göbenstr.
- 1713 Reinhardt, Philipp, Großkaufmann, Mannheim, Werderstr. 57 59.
- Reinhold, Carl, Ingenieur und Inhaber der Berliner Asbest-Werke, Berlin-Reinickendorf, Tegel, Veitstr. 16.
- Reinhold, Hermann, Kommerzienrat und Fabrikbesitzer, Berlin NW 23, Händelstraße 3.
- Reilstab, Ludwig, Dr., Direktor der A.-G. Mix & Genest, Berlin-Grunewald, Friedrichsruher Str. 30.
- Reusch, Paul, Dr.-Ing., Kommerzienrat, Vorstandsmitglied der Gutehoffnungshütte, Oberhausen, Rheinland.
- 1716 Reuter, Wolfgang, Generaldirektor der Deutschen Maschinenfabrik-A.-G. Duisburg, Duisburg.
- Richter, Alfred, Obering., Berlin W 9, Linkstraße 12.
- Richter, Carl August, Korvettenkapitän a.D., Essen (Ruhr), Fried. Krupp A.-G.
- Richter, Hans, Kaufmann, Berlin-Charlottenburg 2, Bismarckstr. 109.
- Richter, Oberpostdirektor, Bremen, Domsheide 15.
- 1715 Rickert, F., Dr., Verleger der „Danziger Zeitung“, Danzig.
- Riedel, Karl, Schiffskapitän, Mannheim-Freudenheim, Hauptstr. 137.
- Riemer, Julius, Direktor der Firma Haniel & Lueg, Düsseldorf-Grafenberg.
- von Rieppel, A., Dr.-Ing., Geh. Baurat und Fabrikdirektor, Nürnberg 24.
- Ringe, Hermann, Werftdirektor, Lehe bei Bremerhaven, Hafenstr. 224.
- 1720 Rischowski, Alb., Vertreter der Firma Caesar Wollheim, Breslau, Königsplatz 2.
- Ritter, Th., i. Fa. Woermann-Linie, Hamburg 39, Willistr. 15.
- Ritter, Walter, Ingenieur, Teilhaber der Deutschen Apelia Ges., Leipzig, Blücherstraße 19.
- Röchling, L., Kommerzienrat u. Fabrikbesitzer, Völklingen a. d. Saar.
- Rogge, A., Marine-Oberstabs-Ingenieur a. D., Berlin-Charlottenburg, Knesebeckstr. 16.
- Rohde, Paul, Inhaber der r.a. Otto Mannsfeld & Co., Berlin W 8, Mohrenstr. 54/55. 1725
- v. Rolf, W., Freiherr, Direktor, Düsseldorf 71, Berger-Ufer 1.
- Rolle, M., Architekt, Berlin W 15, Fasanenstraße 57.
- Rollmann, Admiral z. D., Exzellenz, Blankenburg a. H., Rübeler Str. 2.
- Rompano, C., Schiffbau-Ingenieur, Hamburg 19, Weidenstieg 8, III.
- Rosenfeld, Hermann, Marine-Oberingenieur, 1730 Kiel, Wilhelminenstr. 5
- Roser, E., Dr.-Ing., Direktor, Mülheim-Ruhr, Mellingerstr. 90.
- Roeser, Heinrich, Dipl.-Ing., Essen - Ruhr, Witteringstr. 2.
- Roth, H., Geheimer Kommerzienrat, München, Römerstr. 14.
- Roth, Valentin, Ingenieur, Kiel-Kronhagen, Hasselkamp 103.
- Rudeloff, Alexander, Dipl.-Ing., Bremen, 1535 Holler-Allee 23.
- Rudeloff, Max, Dr.-Ing., Prof., Geh. Reg.-Rat, Direktor des Materialprüfungsamtes, Berlin-Groß-Lichterfelde-West, Fontanestraße 22.
- Rump, Ernst, Kaufmann, Hamburg, Breitestraße 3. 4.
- Rump, Wilh., Kaufm., Hamburg, Breite Str. 34.
- Ruperti, Oscar, Kaufmann, in Firma H. J. Merck & Co., Hamburg, Dovenhof 6.
- Sachs, Berthold, Direktor der Flexilis-Werke 1740 A.-G., Berlin-Wittenau.
- Sachse, Walter, Kapitän und Oberinspektor der Hamburg-Amerika-Linie, Hamburg, Parkallee 62.
- Sachsenberg, Paul, Kommerzienrat, Dessau, Ruststr. 7.

- Sadger, Adolph, Ingenieur, Direktor, Berlin-Tempelhof, Saalburgstr.
- Saeftel, Hüttendirektor, Berlin-Charlottenburg, Kaiserdamm 89, I.
- ¹⁷⁴⁵ Saland, Hans, Vertreter v. Busse & Selve-Berlin W 15, Ludwigskirchplatz 10.
- Salomon, B., Professor, Frankfurt a. M., Westendstr. 25.
- Sanders, Ludwig, Kaufmann, Hamburg, Heimhuderstr. 31.
- Sarnow, Albert, Betriebsleiter d. Maschinenbauabt. P.H. Podeus, Wismar, Lindenstr. 32.
- Sartori, A., Konsul und Reeder, in Fa. Sartori & Berger, Kiel.
- ¹⁷⁵⁰ Sartori, P., Konsul und Reeder, in Fa. Sartori & Berger, Kiel.
- Sass, Friedr., Dipl.-Ing., Berlin-Charlottenburg, Sophie-Charlotte-Str. 57/58.
- Sattler, Bruno, Technischer Direktor, Kattowitz O.-S., Schloßstr. 10 a.
- Schadt, Walter, Rechtsanwalt, Direktor der deutschen Schiffspfandbriefbank A.-G., Berlin NW 7, Dorotheenstr. 19.
- Schaeffer, Ernst, Direktor der Pallas-Ver-gaser-Ges., Berlin-Halensee, Kurfürstendamm 145.
- ¹⁷⁵⁵ Schärffe, Franz, Ingenieur, Lübeck, Engels-wisch 42/48.
- Scharrer, G., Kaufm., Duisburg, Unterstr. 84.
- Schauseil, M., Direktor der See-Berufsgenossenschaft, Hamburg 8, Zippelhaus 18.
- Scheeh1, Georg, Oberingenieur, Berlin-Charlottenburg, Niebuhrstr. 70.
- Scheller, Wilh., Oberingenieur, Leiter der Versuchsanstalt Prof. Junkers, Aachen, Bachstr. 34.
- ¹⁷⁶⁰ Schellhaß, Ernst, Kaufmann, Danneborth b. Gerdshagen, Meckl.-Schwerin.
- Schenck, Max, Direktor von Schenck und Liebe-Harkort, G. m. b. H., Düsseldorf-Obercassel, Sonderburger Str. 5a.
- Schetelig, Claudio, Dipl.-Ing., Essen-Ruhr, Rüttscheider Platz 9.
- v. Schichau, Rittergutsbesitzer, Pohren b. Ludwigsort, Ostpr.
- Schiele, Ernst, Dr.-Ing., Inhaber der Fa. Rud. Otto Meyer, Hamburg 23, Pappelallee 23/25.
- Schilling, Dr., Professor, Direktor der See-fahrtsschule, Bremen. ¹⁷⁶⁵
- Schilling, Ernst, Direktor, Dortmund, Knap-penbergerstr. 112.
- Schinckel, Max, Vorsitzender d. Aufsichtsrats der Reiherstieg-Schiffswerfte u. Maschinen-fabrik, Hamburg, Adolfsbrücke 10.
- Schirmacher, Albert, Ingenieur u. Fabrik-direktor, Berlin W 30, Landshuter Str. 29.
- Schlachter, Wilh., Direktor, Frankfurt a. M. Adlerwerke.
- Schlicht, Kapitän z. See, Kiel, Düppelstr. 23. ¹⁷⁷⁰
- Schlick, E., Hamburg 39, Bellevue 2.
- Schmadalla, Joh., Ingenieur und Lehrer für Masch.- und Schiffbau a. d. Navigations-schule Lübeck, Lübeck, Marlistr. 9b.
- Schmelzer, Hermann, Ingenieur, Cassel, Kölnischestr. 118.
- Schmid, Ehrhardt, Admiral à la Suite des Seeoffizierkorps, Exzellenz, Auerbach an d. Bergstraße, Ernst-Ludwig-Promenade 8.
- Schmidt, Emil, Ingenieur, Hamburg 24, ¹⁷⁷⁵ Hofweg 6.
- Schmidt, Emil, Marine-Stabsingenieur, S.M.S. „Graudenz.“
- Schmidt, Karl, Direktor der A. E. G., Berlin NW 87, Eyke-von-Repkow-Platz 3.
- Schmidt, Max, Ingenieur, Direktor, Hirschberg i. Schles.
- Schmidt, Rudolf, Torpederkapitänleutnant a. D., Geh. exp. Sekretär im R.-M.-A., Berlin-Schöneberg, Innsbrucker Str. 41.
- Schmidt, Wilh., Dr.-Ing., Baurat, Bennecken- ¹⁷⁸⁰ stein, Wernigeroder Str. 1.
- Schmidt, Wilh., jun., Ingenieur, Bennecken-stein, Wernigeroder Str. 1.
- Schmidtlein, C., Ingenieur und Patentanwalt, Berlin SW 46, Königgrätzer Str. 87.
- Schmiedgen, Alfred, Direktor, Wittenau bei Berlin, Hauptstr. 60.
- Schmitt, A., Fabrikdirektor, Laurahütte O.-S.
- Schmitz, Paul, Fabrikdirektor, Brake i. Olden- ¹⁷⁸⁵ burg.
- Schmuckler, Hans, Direktor b. Breest & Co., Berlin-Frohnau (Mark).

- Schneider, Arthur, Oberingenieur und Prokurist, Cöln-Mülheim, Wiesbadener Straße 2.
- Schneider, Heinr., Dipl.-Ing., Baden (Schweiz), Schloßbergplatz.
- Schnell, Robert, Dipl.-Ing., Oberingenieur der Rappmotoren-Werke, München, Herzogstraße 95.
- 1790 Schnoeckel, Gustav, Geschäftsführer der Märkischen Fahrzeugwerke, G. m. b. H., Potsdam, Neue Königstr. 93.
- Schnorr, Aug., Generaldirektor der Münden-Hildesheimer Gummiwaren-Fabriken, Gebr. Wetzell A.-G., Hildesheim.
- Schönbach, Victor, Dr. techn., Oberbaurat, Generaldirektor der Maschinenfabrik Breitfeld, Danek & Co., Prag-Karolinenthal.
- Schönian, Hans, Dipl.-Ing., Oberingenieur und Prokurist der Gebr. Körting A.-G., Linden bei Hannover, Blumenauer Str. 1.
- Scholz, Max, Fabrikdirektor, Berlin-Gr.-Lichterfelde-West, Paulinenstr. 8.
- 1795 Schoof, Karl, Direktor, Frankfurt a. M., Beethovenstr. 7 B.
- Schroeder, Franz O., Kapitänleutnant a. D., Direktor der Apparate-Bau u. Vertriebs-A.-G., Hamburg-Hohenfelde, Wartenau 5.
- Schrödter, E., Dr.-Ing., Ingenieur, Düsseldorf, Breite Str. 27.
- Schroedter, C., Herausgeber und Chefredakteur der Hansa, Hamburg, Steinhöft 3.
- Schrüffer, Alexander, Dr., Rechtsanwalt, Direktor der Reparatur-Abtlg. der deutschen Versicherungsbank, G. m. b. H., Berlin-Neutempelhof, Mussehlstr. 22.
- 1800 Schubert, Hermann, Ingenieur, Dresden-Radebeul, Roseggerstr. 3.
- Schult, Hans, Ingenieur, i. Fa. W. A. F. Wiechhorst & Sohn, Hamburg 24, Lübecker Straße 88.
- Schulte, Eduard, Bergassessor a. D., Gengenbach, Baden.
- Schulte, F., Oberingenieur der Harpener Bergbau - Akt.-Ges., Dortmund, Saarbrücker Str. 49.
- Schultze, Aug., Geh. Kommerzienrat, Direktor der Oldenburg-Portug. Dampfschiffs-Reederei, Hamburg, Jungfernstieg 30.
- Schultze, Moritz, Direktor, Magdeburg, 1805 Kaiserstr. 28.
- Schulz, Gustav Leo, Berlin W 15, Kurfürstendamm 59.
- Schulze - Vellinghausen, Ew., Fabrikbesitzer, Düsseldorf, Sternstr. 18.
- Schumann, C., Fabrikant, Hamburg 20, Eppendorfer Landstr. 79.
- Schumann, Ernst, Ingenieur, Berlin-Charlottenburg, Schloßstr. 9.
- Schürsch, H. Dr.-Ing., i. Fa. Ed. Züblin & Co., 1810 Straßburg i. E., Finkemattstr. 25.
- Schütte, Alfred, H., Kommerzienrat, Inhaber d. Fa. Alfr. H. Schütte, Cöln-Deutz, Rhein-allee.
- Schüttler, Paul, Ingenieur, Direktor der Pallas-Vergaser-Ges., Berlin-Wilmersdorf, Paulsborner Str. 1.
- Schützler, Marine-Oberchefingenieur z. D., Aachen, Kaiserallee 56.
- Schwanhäusser, Wm., Dir. d. International Steam Pump Co., 115 Broadway, New York.
- v. Schwarze, Fritz, Betriebs-Chef, Oberschl. 1815 Eisenbahn-Bedarfs Akt.-Ges. Abt. Huld-schinskywerke, Gleiwitz, Kronprinzenstr. 9.
- v. Schwarze, Horst, Dipl.-Ing., Hochofen- und Gießerei-Chef der Georgs-Marienhütte, bei Osnabrück, Schloß.
- Schwebsch, A., Dipl.-Ing., Kiel, v. d. Tannstraße 36.
- Schwerd, Professor a. d. techn. Hochschule, Hannover, Podbielskistr. 14.
- Seiffert, Franz, Direktor der Akt.-Ges. Franz Seiffert & Co., Berlin-Eberswalde, Berlin C 19, Oberwasserstr. 12a-13.
- Seiler, Max, Patentanwalt, Berlin SW 61, 1820 Belle-Alliance-Platz 6a.
- Senff, E., Fabrikbesitzer, Düsseldorf, Gartenstraße 68.
- Sening, Aug., Fabrikant, i. Fa. F. A. Sening, Hamburg, Vorsetzen 25/27.
- Seyffert, Ernst, Direktor der Bremer Tauwerkfabrik A.-G., Grohn-Vegesack.
- Siebel, Werner, Fabrikbesitzer, i. Fa. Bauartikel-Fabrik A. Siebel, Düsseldorf-Grafenberg, Lindenstr. 255.
- Siebert, G., Direktor der Firma F. Schichau, 1825 Elbing, Altstadt. Wallstr. 10.

- Siebert, Walter, Dipl.-Ing., Berlin-Friedenau, Kaiserallee 110.
- Siedentopf, Otto, Ingenieur und Patentanwalt, Berlin SW 68, Belle-Alliance-Platz 10.
- Sieg, Waldemar, Kommerzienrat, Direktor der Danziger Reederei-Akt.-Ges. und Vorstandsmitglied der See-Berufsgenossenschaft, Danzig, Langenmarkt 20.
- Siegmund, Walter, Direktor der „Turbinia“, Aktien-Gesellschaft, Berlin W 66, Leipziger Straße 123a.
- ¹⁸³⁰ v. Siemens, Carl F., Ingenieur, Berlin SW 11, Askanischer Platz 3.
- Siemens, S., Maschineninspektor, Bremen, Dampfschiffahrts-Ges. „Neptun“.
- Simons, Ernst, Major a. D., Cassel, Königstor 26.
- Simony, Theophil, Ingenieur, Gleiwitz O.-S., Keithstr. 4.
- von Simson, Herm. Ed., Kapitänleutnant a. D., Essen-Ruhr, Fried. Krupp, A.-G.
- ¹⁸³⁵ Sitte, H., Direktor der Maffei-Schwartzkopff-Werke, Berlin-Steglitz, Siemensstr. 30a.
- Söder, W., Dr. jur., Konsul, Bremen, Richard-Wagner-Str. 9.
- Söhngen, F., Fabrikdirektor, Dortmund, Alexanderstr. 8.
- Somfleth, J. P., Direktor des Eisenwerks, vorm. Nagel & Kaemp A.-G., Hamburg 39.
- Sonne, Otto, Professor, Hauptschriftleiter d. Ill. Zeitung, Leipzig, Reudnitzer Str. 1/7.
- ¹⁸⁴⁰ Sonnek, Max, Ingenieur, Dresden-Strehlen, Residenzstr. 28.
- Sorge, Kurt, Dr.-Ing., Vorsitzender, Direktor des Fried. Krupp Grusonwerkes, Berlin W 15, Uhlandstr. 132.
- Sorge, Otto, Ingenieur, Berlin - Grunewald, Charlottenbrunner Straße 44.
- Spangenthal, Hugo, Kaufmann, Lindenberg bei Luckenwalde.
- Spannhake, Wilhelm, Dipl.-Ing., Hamburg, Gryphiusstr. 7.
- ¹⁸⁴⁵ Späth, H., Generaldirektor, Düsseldorf, Ehrenstr. 44.
- Specht, Rud., Dr.-Ing. und Patentanwalt, Hamburg 1, Spitalerstr. 11.
- Speckbötzel, Th., Beratender Ingenieur, Hamburg 1, Ferdinandstr. 29.
- Spitzer, Julius, Ingenieur, Direktor der Witkowitz Bergbau- und Eisenhütten-gewerkschaft, Eisenwerk Witkowitz, Mähren.
- Spreckelsen, Willy, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Bremen, Wachmannstr. 22.
- Sprenger, William, Kapitän und Reeder, ¹⁸⁵⁰ Stettin, Schillerstr. 11.
- Sprickerhof, Albert, Eisenbahndirektor a. D., Berlin W 30, Am Karlsbad 10.
- Springer, Fritz, Dr.-Ing., Verlagsbuchhändler, Berlin W 9, Linkstr. 23/24.
- Springer, Julius, Verlagsbuchhändler, Zehlendorf-West, Schillerstr. 10.
- Springorum, Fr., Dr.-Ing., Kommerzienrat und Generaldirektor der Eisen- und Stahlwerke Hoesch, A.-G., Dortmund, Eberhardtstr. 20.
- Stachelhaus, Herm., Reeder u. Fabrikant ¹⁸⁵⁵ i. Fa. Stachelhaus & Buchloh, Mannheim E. 7. 22.
- Staffel, E., Fabrikbes., Witzenhausen, Bez. Cassel.
- Stahl, Paul, Direktor der Stettiner Maschinenbau-Akt.-Ges. Vulcan, Hamburg 20, Heilwigstr. 122.
- Starkmann, Em., Vertreter der Actiengesellschaft „Weser“ in Bremen, Berlin W 30, Viktoria-Luise-Platz 9.
- v. Stauß, E. G., Direktor der Deutschen Bank, Berlin-Dahlem, Cecilienallee 14/16.
- Steegmann, Hauptmann bei der Inspektion ¹⁸⁶⁰ der Luftschiffertruppen, Charlottenburg, Mommsenstr. 47.
- Stein, C., Ingenieur, Direktor der Gasmotorenfabrik „Deutz“, Berlin-Charlottenburg, Kaiserdamm 8.
- Stein, Erhard, Fabrikant, Hannover, Stüvestraße 7.
- Stein, Gustav, Dr., Verwaltungsdirektor der Westdeutschen Binnenschiffahrts-Berufsgenossenschaft, Duisburg, Ruhrorterstr. 18.
- Stein, Rich., jr., Fabrikant, Hannover, Stüvestraße 7.
- Steinbiss, Karl, Eisenbahndirektions-Präsi- ¹⁸⁶⁵ dent a. D., Blankenese, Luisenstr. 1.
- Steiner, Georg, Dipl.-Ing., Gebr. Sulzer A.-G. Ludwigshafen a. Rh.

- Stelljes, Erich, Maschinenbau-Ingenieur, Bremen, Doventorsteinweg 52.
- Stender, W., Ingenieur, Moskau, Tschistye Prudy, Mylnikow Pereulok 4 10.
- Stentzler, Carl, Vertreterin- u. ausländischer Berg-, Hütten- u. Walzwerke, Berlin-Friedenau, Wilhelm-Hauff-Str. 5.
- 1870 Stern, Manu, Direktor der Telefon-Fabrik A.-G., Berlin SO 16, Köpenicker Str. 55.
- Sternberg, Oscar, Königl. Schwed. Vize-Konsul, Generaldirektor, Mannheim, Augusta-Anlage 33.
- Stinnes, Leo, Kommerzienrat, Reeder, Mannheim D7. 12.
- Stöckmann, E., Vorstand und technischer Direktor des Annener Gußstahlwerkes A.-G., Annen i. Westf.
- Stoedtner, Georg, Chefingenieur, Hamburg, Isestr. 79.
- 1875 Stoessel, Paul, Fabrikbesitzer, Düsseldorf, Alt-Pempelfort 24.
- Storck, O., Kaufm. Direktor, Werft Nobiskrug, Rendsburg.
- Strasser, Geh. Regierungsrat, Direktor im Patentamt, Berlin W 15, Fasanenstr. 64.
- Striemer, Ferdinand, Oberleutnant, Berlin SW 48, Neuenburger Str. 39.
- Strisower, Julius, Dipl.-Ing., Düsseldorf, Marschallstr. 12.
- 1880 Stromeier, Kontreadmiral z. D., Heidelberg, Blumenthaler Str. 19.
- Strube, A., Dr., Bankdirektor, Deutsche Nationalbank, Bremen, Graf - Moltke - Straße 51.
- Struck, H., Prokurist der Firma F. Laeisz, Hamburg, Trostbrücke 1.
- Stubmann, P., Dr. phil., Syndikus d. Vereins Hamburger-Reeder, Hamburg 1, Mönckebergstraße 27.
- Stumpf, Johannes, Geheimer Regierungsrat u. Professor, Berlin W 15, Kurfürstendamm 33.
- 1885 Suling, Baudirektor der Abteilung Strom- u. Hafenbau, Bremen, Werderstr. 1.
- Suppán, C. V., Schiffsoberinspektor, Wien III, Donau-Dampfschiffs-Direktion.
- Surenbrock, W., Direktor, Hamburg, Kl. Grasbrook, Reiherstieg-Schiffswerfte.
- Sylvester, Emilio, Betriebsdirektor, Fried. Krupp, A.-G., Friedrich - Alfred - Hütte, Rheinhausen-Friemersheim.
- Szymanski, Max, Ingenieur, Lauban (Schles.), Fischerstr. 16.
- Tecklenborg, Ed., Kaufmann, Direktor der 1870 Schiffswerft von Joh. C. Tecklenborg Akt.-Ges., Bremen, Parkstr. 41.
- Tecklenborg, Fritz, Kaufmann, Geestemünde, Barbarossatr. 9.
- Tenge, Ober-Regierungsrat, Oldenburg Gr., Grüne Str. 10.
- Tetens, F., Dr. jur., Direktor der Aktien-Gesellschaft „Weser“, Bremen, Parkstraße 87.
- Theobald, Wilhelm, Gesellschafter und Direktor der Vereinigten Asbestwerke, Danco-Wetzell & Co., G. m. b. H., Dortmund, Knappenbergerstr. 109.
- Thiele, Ad., Kontre-Admiral z. D., Reichs- 1875 Kommissar bei dem Seeamte Bremerhaven, Bremen, Lothringer Str. 21.
- Thierry, M., Dipl.-Ing., Rendsburg, III. Mar.-Brigade-Ausbildungs-Komp.
- Thoma, Dr.-Ing., Gotha, Schöne Allee 6.
- Thomas, Paul, Direktor, Düsseldorf, Achenbachstr. 6.
- Thulin, P. G., Vize - Konsul, Stockholm, Skeppsbron 34.
- Thyen, Heinr. O., Konsul, i. Fa. G. H. 1900 Thyen, Brake.
- Tiedemann, Hans, Werftbesitzer, Glückstadt in Holstein.
- Tirre, Wilh., Direktor bei Haniel & Lueg, Düsseldorf, Gartenstr. 123.
- Tolksdorf, B., Patentanwalt, Berlin W 9, Potsdamer Str. 139.
- Traub, Alois, Direktor, Berlin-Tegel, Spandauer Str. 3.
- Trauboth, Walter, Oberingenieur, Berlin- 1905 Friedenau, Südwestkorso 69.
- Tromsdorff, Bibliothekar, Danzig, Technische Hochschule.

- Uhlig, Carl Hugo, Direktor, Chemnitz, Barbarossastr. 4.
- Ullstein, Louis, Verleger, Berlin SW 68, Kochstr. 23/24.
- Ulmer, Conrad, Direktor, Düsseldorf, Achenbachstr. 28, II.
- ¹⁹¹⁰ Umlauff, R. W., Zivilingenieur, Berlin W 15, Konstanzer Str. 3.
- Urlaub, Fr., Direktor, Neumühlen-Dietrichsdorf bei Kiel, Howaldtswerke.
- Usener, Hans, Dr. phil., Fabrikant, Kiel, Holtener Str. 62.
- Vahland, Otto, Direktor, Bremen, Schlachte 21.
- Vehling, H., Hüttdirektor, Vorst.-Mitgl. der Gelsenkirchener Bergwerks-Akt.-Ges., Aachen-Rothe-Erde.
- ¹⁹¹⁵ Vielhaben, G. W., Dr. jur., Rechtsanwalt, Hamburg 24, Papenhuderstr. 1.
- Viereck, K., Marine-Stabsingenieur, Lütjensee, Holstein.
- van Vloten, Hüttdirektor, Nunspeet, Holld.
- Voerste, Otto, Oberingenieur, Kiel, Schillerstraße 17.
- Vogel, Hans, Ingenieur, Kiel, Holtener Straße 110.
- ¹⁹²⁰ Vögler, Albert, Generaldirektor, Dortmund, Union.
- Voit, Wilhelm, Zivilingenieur, Berlin-Steglitz, Grunewaldstr. 10.
- Volckens, Wm., Geheimer Kommerzienrat, Hamburg 11, Adolphsplatz 6, Börsenhof.
- Volhard, Kapitän z. See a. D., Detmold, Paulinenstr. 8.
- Vollbett, O. D., Betriebschef des Reparaturbetriebes der Vulcan-Werke, Hamburg, Am Weiher 23.
- ¹⁹²⁵ Vollbrandt, Adolf, Kaufmann, Freiburg i. Br., Bayernstr. 6.
- Wacha, Karl, Direktor der Görlitzer Maschinenbau-A.-G., Görlitz, Lindenweg 2.
- Wachtel, Dagobert, Ingenieur und Fabrikbesitzer, Berlin NW 7, Sommerstr. 5.
- Wagenführ, H., Ober-Ingenieur der Allgem. Elektrizitäts-Gesellsch., Bremen, Wall 77/78
- von Waldthausen, August, Kommerzienrat, Düsseldorf, Goltsteinstr. 28.
- Walloch, F., Ing., Direktor d. C. Lorenz A.-G., ¹⁹³¹ Berlin-Lichterfelde, Promenadenstr. 12 a.
- Wallwitz, Franz, Direktor der Vulcan-Werke, Groß-Flottbeck, Geibelstr. 4.
- Wanner, Theodor G., Fabrikant, Kgl. belg. und Kgl. schwed. Konsul, Stuttgart, Königstr. 15.
- Warnholtz, Max, Direktor der Hamburg-Amerika-Linie, Hamburg, Alsterdamm 25.
- Wätjen, Georg W., Generalkonsul und Reeder, Bremen, Postfach 678.
- Weber, Ed., Kaufmann, Hamburg, Brügge-¹⁹³⁵haus.
- Weber, Moritz, Professor an der techn. Hochschule zu Berlin, Nicolasse, Lückhofstr. 19.
- Weber, Richard, Fabrikant, Berlin-Neubabelsberg, Kaiserstr. 35.
- Wedemeyer, Dr.-Ing., Hüttdirektor, Sterkrade, Rhld., Hüttenstr. 16.
- Wehrlin, Harry, Ober-Ingenieur, Berlin-Groß-Lichterfelde, Mittelstr. 6.
- Weickmann, Albert, Patentanwalt und ¹⁹⁴⁰Ingenieur, München, Steinbacherstr. 2, II (Bogenhausen).
- Weidert, Franz, Dr. phil., Direktor der optischen Anstalt „Goertz“ A.-G., Berlin-Friedenau, Rheinstr. 45/46.
- Weidert, Karl, Vorstandsmitglied der Eisenbeton-Schiffbau-A.-G., Berlin-Friedenau, Rubensstr. 24.
- Weidtmann, Victor, Dr., Geheimer Bergrat, Generaldirektor, Schloß Rahe, Gemeinde Laurenberg, Landkreis Aachen.
- Weinlig, Otto, Dr.-Ing., Generaldirektor der Hauptverwaltung d. Reichsbetriebe, Charlottenburg 5, Witzlebenplatz 1.
- Weise, Max, Kommerzienrat, Fabrikbesitzer, ¹⁹¹⁵Kirchheim-Teck, Württemberg.
- Welin, Axel, Ingenieur, Hopetoun House, Lloyds Avenue, London E. C.
- Welter, Otto, Regierungsrat, Wiesbaden, Schumannstr. 16.

- Welzel, Alfred, Techn. Direktor der Stahlwerke Dörrenberg Söhne, Bünderoth, Rhld.
- Wember, Gustav, Direktor, Berlin W 15, Wielandstr. 25/26.
- 1950 Wendemuth, Oberbaurat, Mitglied der Wasserbau - Direktion, Hamburg 14, Dalmannstraße 1.
- Wendler, H., Maschinenbau - Dipl. - Ing., Hamburg 20, Haynstr. 32.
- Wendt, Karl, Dr.-Ing., Mitglied des Direktoriums der Fried. Krupp A. - G., Essen, Ruhr.
- Wenske, Wilhelm, Direktor, Berlin-Grunewald, Jagowstr. 10.
- Werner, Dr.-Ing., Fabrikbesitzer, Düsseldorf, Lindemannstr. 47.
- 1953 Werner, Rich., Direktor der Siemens-Schuckertwerke, Berlin-Siemensstadt.
- Werners, Paul, Dipl.-Ing. bei Breuer, Schumacher & Co., A.-G., Köln-Kalk.
- West, Freg.-Kapitän, Stockholm, Deutsche Gesandtschaft.
- Wettin, Paul, Kapitän des Norddeutschen Lloyd, Danzig, Schichauwerft.
- Wever, Adolf, Kaufmann, Hamburg, Esplanade 5-9.
- 1960 Wever, Paul, Zivilingenieur, Düsseldorf, Faunastr. 39.
- Wiecke, A., Generaldirektor, Lauchhammer.
- Wiedmann, M. W., Generaldirektor der Rappmotoren-Werke, München, Königinstraße 15.
- Wiegleb, Hermann, Direktor bei Haniel & Lueg, Düsseldorf, Rathausufer 17.
- Wieland, Philipp, Dr.-Ing., Geheimer Kommerzienrat, Ulm a. D., Neutorstr. 7,
- 1965 Wiemann, Fritz, Mitinhaber der Firma Gebr. Wiemann, Brandenburg a. H.
- Wikander, E., Stadtrat, Aktiebolaget Bofors Gullspång, Bofors, Schweden.
- Wilhelmi, J., Ingenieur, Blankenese, Neuer Weg 17.
- Wiligut, Imre, Ingenieur, Berlin-Wilmersdorf, Uhlandstr. 96, II.
- Wilms, R., Oberingenieur u. Expert d. Bureau Veritas, Essen-Ruhr, Selmastr. 6.
- Windscheid, G., Kaufmann und Österr. 1970 Vize-Konsul, Düsseldorf, Leopoldstr. 18.
- Wingen, H., Direktor, Berlin - Marienfelde, „Fritz Werner“ A.-G.
- Winkler, Vizeadmiral z. D., Exzellenz, Saarow b. Fürstenwalde (Spree). Berlin W 50, Würzburger Str. 12/13.
- Winter-Günther, Berthold, Direktor, Nürnberg, Siemens-Schuckertwerke, Vestnortthorgr. 49.
- Wirtz, Adolf, Hüttendirektor der Deutsch-Luxemburgischen Bergwerks- und Hütten-A.-G., Mülheim (Ruhr), Aktienstr. 15.
- Wiß, Ernst, Ingenieur, Griesheim a. M. 1975
- Wittenburg, H. F., Direktor der Rohrbogenwerke, G. m. b. H., Hamburg, Pappelallee 23/25.
- Wittmann, Rudolf, Ingenieur u. Geschäftsinhaber d. Gußstahlwerke Wittmann A.-G., Haspe i. W.
- Wittmer, Kapitän zur See a. D., Berlin NW 7, Georgenstr. 34/36.
- Wolf, Ernst, Marine - Oberstabsingenieur, Kiel, Hardenbergstr. 49.
- Wolf, Georg, Ingenieur, Direktor der C. Lorenz A.-G., Berlin-Lichterfelde-Ost, Boothstraße 20. 1980
- Wolf, M., Fabrikbesitzer i. Fa. R. Wolf, Maschinenfabrik, Magdeburg, Editharing 5.
- Wolfenstetter, Maschinenbau - Oberingenieur, Bremen, A.-G. Weser.
- Wolff, Ferdinand, Fabrikdirektor, Mannheim, Nuitsstr. 14.
- Wolff, J., Fabrikdirektor, Frankfurt a. M., Mainzer Landstr. 151.
- Wriedt, Hans, Fabrikbesitzer, Kiel, Victoria- 1985 eck.
- Wurm, A., Dr., Hüttendirektor, Osnabrück, Venloer Str. 5.
- Wurmbach, Fregattenkapitän a. D., Berlin-Friedenau, Stubenrauchstr. 38, II.
- Würth, Albert, General-Direktor der Gebr. Körting A.-G. Körtingsdorf b. Hannover.

Zahn, M., Direktor d. Europäischen Petroleum-Union G. m. b. H., Berlin W 8, Mauerstraße 38/40.	Zirkler, Eduard, Direktor der Schiffswerft 1995 Uebigau, Dresden - Radebeul, Roonstraße 27.
1990 Zapf, Georg, Fabrikdirektor, Cöln-Mülheim.	Zöllich, Hans, Dr. phil., Ingenieur, Berlin-Westend, Spandauer Berg 6, III.
Zapp, Adolf, Ingenieur, i. Fa. Robert Zapp, Düsseldorf, Haroldstr. 10 a.	Zörner, Bergrat und Generaldirektor, Kalk bei Cöln a. Rhein.
Ziegler, E. T., Ingenieur, Sterkrade (Rhld.), Steinbrink 108.	Züblin, Fritz, Ingenieur, i. Fa. Ed. Züblin & Co., Straßburg i. Els., Finkemattstr. 25.
Zimmer, Aug., Schiffsmakler und Reeder, Fa. Knöhr & Burchardt Nfl., Hamburg 11, Neptunhaus.	Zürn, W., Mitinhaber und Leiter der Fa. W. Ludolph G. m. b. H., Geestemünde Bismarckstr. 11.
Zimmermann, Oberingenieur, Berlin-Wilmersdorf, Helmstedter Str. 4.	

6. Verstorbene Ehrenmitglieder:

SEINE KÖNIGLICHE HOHEIT
FRIEDRICH, GROSSHERZOG VON BADEN

(seit 1907) † 1907

Rudolf Haack, Kgl. Baurat, früher Schiffbaudirektor der Stettiner Schiff- und Maschinenbau A.-G. „Vulcan“

(seit 1908) † 1909

Geo Plate, früher Präsident des Norddeutschen Lloyd

(seit 1911) † 1914

Albert Ballin, Dr.-Ing., Vorsitzender des Direktoriums der Hamburg-Amerika-Linie

(seit 1911) † 1918

Georg Claussen, Dr.-Ing., Kgl. Baurat, Direktor von Joh. C. Tecklenborg A.-G., Geestemünde

(seit 1919) † 1919

7. Verstorbener Inhaber der Goldenen Denkmünze:

Rudolf Veith, Dr.-Ing., Wirklicher Geheimer Ober-Baurat

(seit 1915) † 1917.

Abgeschlossen am 1. Dezember 1919.

Die Gesellschaftsmitglieder werden im eigenen Interesse ersucht, jede Adressenänderung sofort auf besonderer Karte der Geschäftsstelle anzuzeigen.

II. Satzungen.

Gesellschafts - Satzung.

I. Sitz der Gesellschaft.

§ 1.

Die am 23. Mai 1899 gegründete Schiffbautechnische Gesellschaft hat ihren Sitz in Berlin und ist dort beim Königlichen Amtsgericht I als Verein eingetragen.

Sitz.

II. Zweck der Gesellschaft.

§ 2.

Zweck der Gesellschaft ist der Zusammenschluß von Schiffbauern, Schiffsmaschinenbauern, Reedern, Offizieren der Kriegs- und Handelsmarine und anderen mit dem Seewesen in Beziehung stehenden Kreisen behufs Erörterung wissenschaftlicher und praktischer Fragen zur Förderung der Schiffbautechnik.

Zweck.

§ 3.

Mittel zur Erreichung dieses Zweckes sind:

1. Versammlungen, in denen Vorträge gehalten und besprochen werden.
2. Drucklegung und Übersendung dieser Vorträge an die Gesellschaftsmitglieder
3. Stellung von Preisaufgaben und Anregung von Versuchen zur Entscheidung wichtiger schiffbautechnischer Fragen.

Mittel zur Erreichung dieses Zweckes.

III. Zusammensetzung der Gesellschaft.

§ 4.

Die Gesellschaftsmitglieder sind entweder:

1. Fachmitglieder,
2. Mitglieder, oder
3. Ehrenmitglieder.

Gesellschaftsmitglieder.

§ 5.

Fachmitglieder können nur Herren in selbständigen Lebensstellungen werden, welche das 28. Lebensjahr überschritten haben, einschließlich ihrer Ausbildung bezw. ihres Studiums 8 Jahre im Schiffbau oder Schiffsmaschinenbau tätig gewesen sind, und von denen eine Förderung der Gesellschaftszwecke zu erwarten ist.

Fachmitglieder.

§ 6.

Mitglieder. Mitglieder können alle Herren in selbständigen Lebensstellungen werden, welche vermöge ihres Berufes, ihrer Beschäftigung, oder ihrer wissenschaftlichen oder praktischen Befähigung imstande sind, sich mit Fachleuten an Besprechungen über den Bau, die Einrichtung und Ausrüstung, sowie die Eigenschaften von Schiffen zu beteiligen.

§ 7.

Ehrenmitglieder. Zu Ehrenmitgliedern können vom Vorstande nur solche Herren erwählt werden, welche sich um die Zwecke der Gesellschaft hervorragend verdient gemacht haben.

IV. Vorstand.

§ 8.

Vorstand. Der Vorstand der Gesellschaft setzt sich zusammen aus:

1. dem Ehrenvorsitzenden,
2. dem Vorsitzenden,
3. dem stellvertretenden Vorsitzenden,
4. mindestens vier Beisitzern.

Im Sinne des § 26 des Bürgerlichen Gesetzbuches wird die Gesellschaft vertreten durch:

1. den Vorsitzenden und in dessen Verhinderung den stellvertretenden Vorsitzenden,
2. einen Beisitzer und in dessen Verhinderung einen ihn vertretenden Beisitzer.

Die zur gesetzlichen Vertretung berufenen Personen werden alljährlich in der ordentlichen Hauptversammlung gewählt.

§ 9.

Ehrenvorsitzender. An der Spitze der Gesellschaft steht der Ehrenvorsitzende, welcher in den Hauptversammlungen den Vorsitz führt und bei besonderen Anlässen die Gesellschaft vertritt. Demselben wird das auf Lebenszeit zu führende Ehrenamt von den in § 8, Absatz 1 unter 2—4 genannten Vorstandsmitgliedern angetragen.

§ 10.

Vorstandsmitglieder. Die beiden Vorsitzenden und die fachmännischen Beisitzer werden von den Fachmitgliedern aus ihrer Mitte gewählt, während die anderen Beisitzer von sämtlichen Gesellschaftsmitgliedern aus den Mitgliedern gewählt werden.

Werden mehr als vier Beisitzer gewählt, so muß der fünfte Beisitzer ein Fachmitglied, der sechste ein Mitglied sein u. s. f.

§ 11.

Ergänzungswahlen des Vorstandes. Die Mitglieder des Vorstandes werden auf die Dauer von drei Jahren gewählt. Im ersten Jahre der dreijährigen Wahlzeit scheiden der Vorsitzende und die Hälfte der nicht fachmännischen Beisitzer aus; im zweiten Jahre der stellvertretende Vorsitzende und die Hälfte der fachmännischen Beisitzer; im dritten Jahre die übrigen Beisitzer. Eine Wiederwahl ist zulässig.

§ 12.

Ersatzwahl des Vorstandes. Scheidet ein Mitglied des Vorstandes während seiner Amtsdauer aus, so muß der Vorstand einen Ersatzmann wählen, welcher verpflichtet ist, das Amt anzunehmen und bis zur nächsten Hauptversammlung zu führen. Für den Rest der Amtsdauer des ausgeschiedenen Vorstandsmitgliedes wählt die Hauptversammlung ein neues Vorstandsmitglied.

§ 13.

Der Vorstand leitet die Geschäfte und verwaltet das Vermögen der Gesellschaft. Er stellt einen Geschäftsführer an, dessen Besoldung er festsetzt. **Geschäftsleiter**

Der Vorstand ist nicht beschlußfähig, wenn nicht mindestens vier seiner Mitglieder zugegen sind. Die Beschlüsse werden mit einfacher Mehrheit gefaßt, bei Stimmengleichheit gibt die Stimme des Vorsitzenden den Ausschlag.

Der Geschäftsführer der Gesellschaft muß zu allen Vorstandssitzungen zugezogen werden, in denen er aber nur beratende Stimme hat.

Das Geschäftsjahr ist das Kalenderjahr.

V. Aufnahmebedingungen und Beiträge.

§ 14.

Das Gesuch um Aufnahme als Fachmitglied ist an den Vorstand zu richten und hat den Nachweis zu enthalten, daß die Voraussetzungen des § 5 erfüllt sind. Dieser Nachweis ist von einem fachmännischen Vorstandsmitgliede und drei Fachmitgliedern durch Namensunterschrift zu bestätigen, worauf die Aufnahme erfolgt. **Aufnahme de Fachmitgliede**

§ 15.

Das Gesuch um Aufnahme als Mitglied ist an den Vorstand zu richten, dem das Recht zusteht, den Nachweis zu verlangen, daß die Voraussetzungen des § 6 erfüllt sind. Falls ein solcher Nachweis gefordert wird, ist er von einem Mitgliede des Vorstandes und drei Gesellschaftsmitgliedern durch Namensunterschrift zu bestätigen, worauf die Aufnahme erfolgt. **Aufnahme de Mitglieder.**

§ 16.

Jedes eintretende Gesellschaftsmitglied zahlt ein Eintrittsgeld von 20 M. **Eintrittsgeld.**

§ 17.

Jedes Gesellschaftsmitglied zahlt einen jährlichen Beitrag von 30 M., welcher im Januar eines jeden Jahres fällig ist. Sollten Gesellschaftsmitglieder den Jahresbeitrag bis zum 1. Februar nicht entrichtet haben, so wird derselbe durch Postauftrag oder durch Postnachnahme eingezogen. **Jahresbeitra-**

§ 18.

Gesellschaftsmitglieder können durch einmalige Zahlung von 500 M. lebenslängliche Mitglieder werden und sind dann von der Zahlung der Jahresbeiträge befreit. **Lebenslänglicl Beitrag.**

§ 19.

Ehrenmitglieder sind von der Zahlung der Jahresbeiträge befreit. **Befreiung vo Beiträgen.**

§ 20.

Gesellschaftsmitglieder, welche auszutreten wünschen, haben dies vor Ende des Geschäftsjahres bis zum 1. Dezember dem Vorstande schriftlich anzuzeigen. Mit ihrem Austritte erlischt ihr Anspruch an das Vermögen der Gesellschaft. **Austritt.**

§ 21.

Erforderlichen Falles können Gesellschaftsmitglieder auf einstimmig gefaßten Beschluß des Vorstandes ausgeschlossen werden. Gegen einen derartigen Beschluß gibt es keine Berufung. Mit dem Ausschlusse erlischt jeder Anspruch an das Vermögen der Gesellschaft. **Ausschluß.**

VI. Versammlungen.

§ 22.

Versammlungen. Die Versammlungen der Gesellschaft zerfallen in

1. die Hauptversammlung,
2. außerordentliche Versammlungen.

§ 23.

Hauptversammlung. Jährlich soll, möglichst im November, in Berlin die Hauptversammlung abgehalten werden, in welcher zunächst geschäftliche Angelegenheiten erledigt werden, worauf die Vorträge und ihre Besprechung folgen.

Der geschäftliche Teil umfaßt:

1. Vorlage des Jahresberichtes von seiten des Vorstandes.
2. Bericht der Rechnungsprüfer und Entlastung des Vorstandes von der Geschäftsführung des vergangenen Jahres.
3. Bekanntgabe der Namen der neuen Gesellschaftsmitglieder.
4. Ergänzungswahlen des Vorstandes und Wahl von zwei Rechnungsprüfern für das nächste Jahr.
5. Beschlußfassung über vorgeschlagene Abänderungen der Satzung.
6. Sonstige Anträge des Vorstandes oder der Gesellschaftsmitglieder.

§ 24.

Außerordentliche Versammlungen. Der Vorstand kann außerordentliche Versammlungen anberaumen, welche auch außerhalb Berlins abgehalten werden dürfen. Er muß eine solche innerhalb vier Wochen stattfinden lassen, wenn ihm ein dahin gehender von mindestens dreißig Gesellschaftsmitgliedern unterschriebener Antrag mit Angabe des Beratungsgegenstandes eingereicht wird.

§ 25.

Berufung der Versammlungen. Alle Versammlungen müssen durch den Geschäftsführer mindestens 14 Tage vorher den Gesellschaftsmitgliedern durch Zusendung der Tagesordnung bekanntgegeben werden.

§ 26.

Anträge für Versammlungen. Jedes Gesellschaftsmitglied hat das Recht, Anträge zur Beratung in den Versammlungen zu stellen. Die Anträge müssen dem Geschäftsführer 8 Tage vor der Versammlung mit Begründung schriftlich eingereicht werden.

§ 27.

Beschlüsse der Versammlungen. In den Versammlungen werden die Beschlüsse, soweit sie nicht Änderungen der Satzung betreffen, mit einfacher Stimmenmehrheit der anwesenden Gesellschaftsmitglieder gefaßt.

§ 28.

Änderungen der Satzung. Vorschläge zur Abänderung der Satzung dürfen nur zur jährlichen Hauptversammlung eingebracht werden. Sie müssen vor dem 15. Oktober dem Geschäftsführer schriftlich mitgeteilt werden und benötigen zu ihrer Annahme drei Viertel Mehrheit der anwesenden Fachmitglieder.

§ 29.

Wenn nicht von mindestens zwanzig anwesenden Gesellschaftsmitgliedern namentliche Abstimmung verlangt wird, erfolgt die Abstimmung in allen Versammlungen durch Erheben der Hand.

Art der
Abstimmung.

Wahlen erfolgen durch Stimmzettel oder durch Zuruf. Sie müssen durch Stimmzettel erfolgen, sobald der Wahl durch Zuruf auch nur von einer Seite widersprochen wird.

§ 30.

Über alle Versammlungen hat der Geschäftsführer eine Niederschrift aufzustellen, welche nach ihrer Genehmigung von dem jeweiligen Vorsitzenden der Versammlung unterzeichnet wird.

Niederschriften.

§ 31.

Die Geschäftsordnung für die Versammlungen wird vom Vorstände festgestellt und kann auch von diesem durch einfache Beschlußfassung geändert werden.

Geschäfts-
ordnung.

VII. Auflösung der Gesellschaft.

§ 32.

Eine Auflösung der Gesellschaft darf nur dann zur Beratung gestellt werden, wenn sie von sämtlichen Vorstandsmitgliedern oder von einem Drittel aller Fachmitglieder beantragt wird. Es gelten dabei dieselben Bestimmungen wie bei der Abänderung der Satzung.

Auflösung

§ 33.

Bei Beschlußfassung über die Auflösung der Gesellschaft ist über die Verwendung des Gesellschafts-Vermögens zu befinden. Dasselbe darf nur zum Zwecke der Ausbildung von Fachgenossen verwendet werden.

Verwendung des
Gesellschafts-
Vermögens.

Geschäftsordnung für die Versammlungen.

§ 1.

Tagesordnung. Die Tagesordnung der Versammlungen der Gesellschaft wird vom Vorstände festgesetzt.

§ 2.

Leitung. Die Versammlungen werden vom Ehrenvorsitzenden oder dem Vorsitzenden der Gesellschaft geleitet. Ist keiner von beiden anwesend, so übernimmt der stellvertretende Vorsitzende oder der amtsälteste anwesende fachmännische Beisitzer die Leitung.

§ 3.

Abhaltung der Versammlung. Der Vorsitzende bringt die Gegenstände der Tagesordnung in der Reihenfolge, wie sie § 23 der Satzung festsetzt oder wie sie vorher den Gesellschaftsmitgliedern bekannt gegeben wurde, zur Verhandlung oder Beratung und Abstimmung.

§ 4.

Vorsitzender. Der Vorsitzende hat zur geschäftlichen Leitung stets das Wort, außerdem zur Sache, wenn er sich in die Rednerliste eintragen läßt. Für die Dauer seiner Teilnahme an der Beratung übernimmt der Stellvertreter den Vorsitz.

§ 5.

Redefolge. Der Vorsitzende hat den Rednern in derjenigen Reihenfolge das Wort zu erteilen, in welcher sie sich dazu gemeldet hatten.

§ 6.

Rederecht. Antragsteller und Berichterstatter erhalten als erste und letzte das Wort. Zu einer tatsächlichen Berichtigung und zu einer Fragestellung muß das Wort sofort, zu persönlichen Bemerkungen am Schlusse der jeweiligen Beratung erteilt werden.

§ 7.

Redezeit. Den Vortragenden in den Hauptversammlungen wird eine Redezeit von $\frac{1}{2}$ Stunde bis längstens einer Stunde eingeräumt. Den in den Erörterungen sprechenden Herren wird in der Regel eine Redezeit von 10 Minuten gewährt, die in Ausnahmefällen bis höchstens $\frac{1}{2}$ Stunde verlängert werden darf. Das Ablesen umfangreicher Handschriften ist in den Erörterungen nicht gestattet.

§ 8.

Redeordnung. Spricht der Redner nicht zur Sache, so hat der Vorsitzende ihn aufzufordern, bei der Sache zu bleiben. Fährt ein Redner fort, nicht zur Sache zu sprechen, so hat ihm der Vorsitzende nach erfolgter Verwarnung für den zur Beratung stehenden Punkt das Wort zu entziehen. Verletzt ein Redner die parlamentarische Schicklichkeit, so hat der Vorsitzende dies zu rügen oder bei nicht erfolgter Zurücknahme den Ordnungsruf zu erteilen.

§ 9.

Verbesserungs-, Zusatz- und Gegenanträge zu den einzelnen Punkten der Tagesordnung sowie Anträge auf Schluß der Beratung bedürfen zu ihrer Einbringung keiner Unterstützung.

Anträge
zur Tagesordnung

§ 10.

Zu erledigten Anträgen erhält in den Versammlungen niemand mehr das Wort, wenn nicht zwei Drittel der anwesenden Stimmen dies verlangen.

Erledigte Anträge

§ 11.

Dringlichkeitsanträge sind solche, welche nicht auf der Tagesordnung stehen; sie müssen schriftlich eingebracht werden und können nur mit Unterstützung von zwei Dritteln der vertretenen Stimmen zur Beratung und Beschlußfassung gestellt werden.

Dringlichkeits-
anträge

§ 12.

Anträge, welche eine Abänderung der Satzung bezwecken, unterliegen den Bestimmungen des § 28 der Satzung.

Anträge auf Änderung
der Satzung

§ 13.

Anträge, welche auf zwei aufeinander folgenden Hauptversammlungen abgelehnt wurden, dürfen auf der nächsten Hauptversammlung nicht zur Beratung und Beschlußfassung gelangen, wenn nicht zwei Drittel der vertretenen Stimmen sich dafür entscheiden.

Abgelehnte
Anträge.

§ 14.

Über die Anträge auf Schluß der Beratung ist nach vorübergehender Verlesung der Rednerliste sofort abzustimmen. Ist der Antrag auf Schluß angenommen, so hat der Vorsitzende nur noch einem Redner für den zur Beratung stehenden Antrag und einem Redner dagegen das Wort zu erteilen, und zwar in der Reihenfolge, wie sie eingetragen sind, vorbehaltlich der Übertragung auf einen nachstehenden Redner, sofern der oder die Vorgänger ihm das Wort überlassen. Außerdem ist dem Antragsteller und dem Berichterstatter das Wort zu erteilen.

Schlussantrag

§ 15.

Die Abstimmung erfolgt im Fortschreiten von weiteren zu engeren Anträgen; in zweifelhaften Fällen in der Reihenfolge, in welcher die Anträge einlaufen.

Reihenfolge der
Abstimmungen

§ 16.

Wenn nicht von mindestens 40 Gesellschaftsmitgliedern namentliche Abstimmung verlangt wird, erfolgt die Abstimmung durch Erheben der Hand oder des Stimmzettels.

Art der
Abstimmungen

§ 17.

Geschäftliche Anfragen müssen von dem Vorstand nach Erledigung der Tagesordnung beantwortet werden, falls sie von 40 Gesellschaftsmitgliedern unterstützt werden.

Geschäftliche
Anfragen.

Unterstützungs-Rücklage.

§ 1.

Rücklage. Die Unterstützungs-Rücklage ist aus den Gründungsbeiträgen und den Einzahlungen der lebenslänglichen Mitglieder gebildet worden. Sie beträgt 200000 Mark, welche im Preuß. Staats-Schuldbuche, mit $3\frac{1}{2}\%$ verzinsbar, eingetragen sind.

§ 2.

Verwendung. Die jährlichen Zinsen der Unterstützungs-Rücklage in Höhe von 7000 Mark sollen verwendet werden:

- a) Zur Sicherstellung des Geschäftsführers der Gesellschaft,
- b) zur Gewährung von Reise-Unterstützungen an jüngere Fachmitglieder,
- c) als Beihilfe zu wissenschaftlichen Untersuchungen von Gesellschaftsmitgliedern.
- d) als Anerkennung für hervorragende Vorträge an jüngere Fachmitglieder.

§ 3.

Sicherstellung des Geschäftsführers. In unruhigen oder sonst ungünstigen Zeiten, in denen die Mitglieder-Beiträge spärlich und unbestimmt eingehen, können die Bezüge des Geschäftsführers alljährlich bis zur Höhe von 7000 Mark aus den Zinsen der Unterstützungs-Rücklage bestritten werden, wenn dies vom Vorstande beschlossen wird.

§ 4.

**Reise-
unterstützungen.** Hervorragend tüchtige Fachmitglieder, welche nach vollendetem Studium mindestens 3 Jahre erfolgreich als Konstruktions- oder Betriebs-Ingenieure auf einer Werft oder in einer Schiffsmaschinenfabrik tätig waren und hierüber entsprechende Zeugnisse beibringen, können eine einmalige Reiseunterstützung erhalten. Sie haben im März des laufenden Jahres ein dahingehendes Gesuch an den Vorstand zu richten, welcher ihnen bis zum 1. Mai mitteilt, ob das Gesuch genehmigt oder abgelehnt ist. Gründe für die Annahme oder Ablehnung braucht der Vorstand nicht anzugeben. Derselbe entscheidet auch von Fall zu Fall über die Höhe der zu bewilligenden Reiseunterstützung. Gegen die Entscheidung des Vorstandes gibt es keine Berufung. Nach der Rückkehr von der Reise muß der Unterstützte in knappen Worten dem Vorstande eine schriftliche Mitteilung davon machen, welche Orte und Werke er besucht hat. Weitere Berichte dürfen nicht von ihm verlangt werden.

§ 5.

Beihilfen Gesellschaftsmitgliedern, welche sich mit wissenschaftlichen Untersuchungen auf den Gebieten des Schiffbaues oder des Schiffsmaschinenbaues beschäftigen, kann der Vorstand aus den Zinsen der Unterstützungs-Rücklage eine einmalige oder eine mehrjährige Beihilfe bis zur Beendigung der betreffenden Arbeiten gewähren. Über die Höhe und die Dauer dieser Beihilfen beschließt der Vorstand endgültig.

§ 6.

Für bedeutungsvolle Vorträge jüngerer Gesellschaftsmitglieder kann der Vorstand aus den Zinsen der Unterstützungs-Rücklage, wenn es angebracht erscheint, geeignete Anerkennungen aussetzen. **Anerkennungen**

§ 7.

Die in einem Jahre für vorstehende Zwecke nicht verbrauchten Zinsen werden den Einnahmen des laufenden Geschäftsjahres zugeführt. **Oberschüsse.**

§ 8.

In der jährlichen Hauptversammlung muß der Vorstand einen Bericht über die Verwendung der Zinsen der Unterstützungs-Rücklage im laufenden Geschäftsjahre erstatten. Die Rechnungsprüfer haben die Pflicht, die diesem Berichte beizufügende Abrechnung durchzusehen und daraufhin die Entlastung des Vorstandes auch von diesem Teile seiner Geschäftsführung bei der Hauptversammlung zu beantragen. **Jahresbericht.**

§ 9.

Vorschläge zur Abänderung der vorstehenden Satzung dürfen nur zur jährlichen Hauptversammlung eingebracht werden. Sie müssen vor dem 15. Oktober dem Geschäftsführer schriftlich mitgeteilt werden und benötigen zu ihrer Annahme drei Viertel der anwesenden Fachmitglieder. **Änderungen der Satzung.**

Forschungs- und Versuchs-Rücklage.

§ 1.

Rücklage. Die Forschungs- und Versuchsrücklage ist aus den Ersparnissen der Gesellschaft gebildet worden. Sie beträgt 200 000 Mark, welche im Preuß. Staatsschuldbuche, mit 3½ % verzinsbar, eingetragen sind.

§ 2.

Verwendung. Die jährlichen Zinsen der Forschungs- und Versuchsrücklage sollen zur Ausführung von Forschungen und Versuchen auf den Gebieten des Schiffbaues oder Schiffsmaschinenbaues verwendet werden. Der Vorstand ist berechtigt, diese Forschungen oder Versuche selbständig oder in Verbindung mit der Regierung oder mit sonstigen beteiligten Körperschaften vorzunehmen.

§ 3.

Versuche. Alle Fachmitglieder können im März des laufenden Jahres einen Antrag zur Anstellung bestimmter Forschungen oder Versuche an den Vorstand richten, der ihnen bis zum 1. Mai mitteilt, ob die Forschungen oder Versuche ausgeführt werden sollen oder nicht. Gründe für die Annahme oder Ablehnung braucht der Vorstand nicht anzugeben. Er entscheidet auch von Fall zu Fall über die für die Forschungen oder Versuche zu bewilligenden Kosten. Gegen die Entscheidung des Vorstandes gibt es keine Berufung.

§ 4.

Überschüsse. Die in einem Jahr für Forschungen oder Versuche nicht verbrauchten Zinsen werden den Einnahmen des laufenden Geschäftsjahres zugeführt.

§ 5.

Jahresbericht. In der jährlichen Hauptversammlung muß der Vorstand einen Bericht über die Verwendung der Zinsen der Forschungs- und Versuchsrücklage im laufenden Geschäftsjahre erstatten. Die Rechnungsprüfer haben die Pflicht, die diesem Bericht beizufügende Abrechnung durchzusehen und daraufhin die Entlastung des Vorstandes auch von diesem Teile seiner Geschäftsführung bei der Hauptversammlung zu beantragen.

§ 6.

Änderungen der Satzung. Vorschläge zur Abänderung der vorstehenden Satzung dürfen nur zur jährlichen Hauptversammlung eingebracht werden. Sie müssen vor dem 15. Oktober dem Geschäftsführer schriftlich mitgeteilt werden und benötigen zu ihrer Annahme drei Viertel der anwesenden Fachmitglieder.

Veith-Stiftung.

§ 1.

Der Wirkliche Geheime Oberbaurat Dr.-Ing. Rudolf Veith, dem anlässlich seines 70. Geburtstages von einzelnen Herren und an der Schiffbau-Industrie beteiligten Firmen gewisse Beträge mit der Maßgabe zur Verfügung gestellt worden sind, daß ihm aus der Widmung dieser Summen an die Schiffbautechnische Gesellschaft eine Ehrung erwiesen werden sollte, hat bestimmt, daß die Einzelbeträge zu einem einheitlichen Kapital zusammenzuziehen sind, das unter der Bezeichnung Veith-Stiftung Eigentum der Schiffbautechnischen Gesellschaft ist, jedoch buch- und kassenmäßig von dem sonstigen Vermögen der Gesellschaft getrennt zu verwalten ist. Es ist in der Jahresrechnung der Gesellschaft besonders nachzuweisen, und in einem eigenen Abschnitt des Geschäftsberichtes der Gesellschaft ist seine Verwaltung klar zu legen.

Stiftung.

§ 2.

Aus den jährlichen Zinsen der Veith-Stiftung sollen Schiffbau- und Schiffsmaschinenbau-Studierende deutscher Technischer Hochschulen unterstützt werden, an denen diese Fächer gelesen werden.

Zweck.

§ 3.

Jeder Unterstützte erhält für die Dauer eines vierjährigen Studiums jährlich 1000 M., die in monatlichen Raten ausgezahlt werden.

Unterstützung.

§ 4.

Unter besonderen Verhältnissen kann der Unterstützte auch während der Dauer seines praktischen Arbeitsjahres die gleiche Unterstützung erhalten.

Militärjahr.

§ 5.

Der Unterstützte ist verpflichtet, nach 4 Semestern das Vorexamen abzulegen. Besteht er es auch im Wiederholungsfalle spätestens nach 6 Semestern nicht, so wird ihm die Unterstützung entzogen.

Vorexamen.

§ 6.

Jeder Unterstützte, der das Diplom-Examen ablegt, erhält dafür eine besondere Belohnung von 400 M.

Diplomexamen

§ 7.

Unterstützungs-
berechtigte.

Zur Unterstützung berechtigt sind:
in erster Linie: die Söhne von Mitgliedern der Schiffbautechnischen Gesellschaft, die als Kriegsteilnehmer gefallen oder später gestorben sind,
sodann: die Söhne aller anderen Mitglieder der Schiffbautechnischen Gesellschaft, die ein geringeres Einkommen besitzen,
endlich: die Söhne von Werkmeistern und Arbeitern deutscher Werften.

§ 8.

Unterstützungs-
gesuch.

Das Gesuch um Unterstützung muß alljährlich im September an den Vorsitzenden der Schiffbautechnischen Gesellschaft gerichtet werden. Es sind ihm ein Geburtsschein und das Abgangszeugnis einer zum Hochschulstudium berechtigenden deutschen Lehranstalt beizufügen.

§ 9.

Bei Fortfall der Bedürftigkeit oder bei Unwürdigkeit kann die Unterstützung mit Ende des der entsprechenden Mitteilung an den Betroffenen folgenden Monats entzogen werden. Ob der Fall der Entziehung gegeben ist, entscheidet der gesetzliche Vorstand der Schiffbautechnischen Gesellschaft völlig nach seinem Ermessen. Die Beschreitung des Rechtsweges gegen die Entscheidung ist ausgeschlossen.

§ 10.

Verwaltung der
Stiftung

Die Auswahl unter den Bewerbern treffen nach Maßgabe der vorhandenen Mittel die beiden gesetzlichen Vertreter der Schiffbautechnischen Gesellschaft. Sie verwalten die Veith-Stiftung und haben darüber alljährlich dem Vorstände der Schiffbautechnischen Gesellschaft Rechnung abzulegen.

§ 11.

Satzungsänderung
und Sicherstellung
der Stiftung.

Der jeweilige Vorstand der Schiffbautechnischen Gesellschaft hat das Recht bei einer Steigerung der allgemeinen Lebenshaltung die jährliche Unterstützung § 3 zu erhöhen, sowie bei Erlaß neuer Vorschriften für die militärische Dienstzeit oder für die Prüfungen der Studierenden an den deutschen Technischen Hochschulen die §§ 4, 5 und 6 entsprechend abzuändern.

Sollte sich die Schiffbautechnische Gesellschaft auflösen, so bestimmt der zuletzt amtierende Vorstand, welcher Körperschaft die Veith-Stiftung, die als solche unangetastet bestehen bleiben muß, angegliedert werden soll und welche Persönlichkeiten an die Stelle der gesetzlichen Vertreter der Schiffbautechnischen Gesellschaft zu treten haben.

Berghoff-Stiftung.

§ 1.

Der Marinebaurat Otto Berghoff hat der Schiffbautechnischen Gesellschaft den Betrag von nominell M. 50 000 im Schuldbuch des Deutschen Reiches eingetragener 5%iger deutscher Krieganleihe überwiesen. Dieser Betrag ist Eigentum der Schiffbautechnischen Gesellschaft und bildet den Grundstock einer Berghoff-Stiftung, die buch- und kassenmäßig von dem sonstigen Vermögen der Gesellschaft getrennt zu verwalten ist.

Stiftung.

§ 2.

Zweck der Stiftung ist die Förderung von Erfindungen und Forschungen auf den Gebieten, welche die Schiffbautechnische Gesellschaft bearbeitet, vorzugsweise aber auf denen der Kriegsmarine.

Zweck.

§ 3.

Die Verwaltung der Stiftung liegt in den Händen eines vom Vorstand der Schiffbautechnischen Gesellschaft zu bestellenden Verwaltungsausschusses, welcher aus mindestens 5 Mitgliedern besteht. Wenn möglich soll je ein Mitglied dem Vorstand der Schiffbautechnischen Gesellschaft, dem Reichs-Marineamt und dem Lehrkörper der Technischen Hochschule zu Charlottenburg angehören.

Verwaltung.

§ 4.

Für besondere Aufgaben kann sich der Verwaltungsausschuß mit Zustimmung des Vorstandes der Schiffbautechnischen Gesellschaft weitere Mitglieder und besondere Sachverständige angliedern, welche nicht Angehörige der Schiffbautechnischen Gesellschaft zu sein brauchen.

Sachverständige.

§ 5.

Bewerbungen um Beihilfe sind an die Schiffbautechnische Gesellschaft zu richten, worauf der Verwaltungsausschuß die notwendig erscheinenden Unterlagen einfordert.

Bewerbung.

§ 6.

Die Berghoff-Stiftung können alle deutschen Reichsangehörigen im Rahmen des § 2 in Anspruch nehmen.

Empfänger.

§ 7.

Erfinder und Forscher, welche durch Beihilfe der Berghoff-Stiftung geldliche Vorteile erzielen, mögen sich verpflichtet fühlen, auch ihrerseits zur Erhöhung der Stiftung beizutragen.

Beiträge.

§ 8.

Verfügung. Der Verwaltungsausschuß verfügt über die Zinsen der Berghoff-Stiftung mit der Maßgabe, daß eine Verfügung über einen längeren Zeitraum als drei Jahre im voraus nicht zulässig ist. Nichtverbrauchte Zinsen sind dem Grundstock zuzuschlagen, können aber auch auf Beschluß des Verwaltungs-Ausschusses verwendet werden. Im Ausnahmefalle kann der Verwaltungsausschuß auch über Teile des Grundstockes verfügen, muß ihn jedoch immer auf der Höhe von mindestens 50 000 Mark erhalten.

§ 9.

Rechnungslegung. Die Rechnungslegung erfolgt alljährlich durch den Verwaltungsausschuß an den Vorstand der Schiffbautechnischen Gesellschaft und zwar bis spätestens den 1. April. Die Entlastungserteilung durch den Vorstand der Schiffbautechnischen Gesellschaft an den Verwaltungsausschuß erfolgt schriftlich.

§ 10.

Bekanntmachungen. Die von der Stiftung erzielten Ergebnisse werden in der Regel durch das Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft bekanntgegeben.

§ 11.

Sicherstellung der Stiftung. Bei Auflösung der Schiffbautechnischen Gesellschaft bestimmt der zuletzt amtierende Vorstand, welcher Körperschaft die Berghoff-Stiftung, die als solche unangetastet bestehen bleibt, angegliedert werden soll und welche Persönlichkeiten an die Stelle des Verwaltungsausschusses zu treten haben.

Silberne und goldene Denkmünze.

§ 1.

Die Schiffbautechnische Gesellschaft hat in ihrer Hauptversammlung am 24. November 1905 beschlossen, silberne und goldene Denkmünzen prägen zu lassen und nach Maßgabe der folgenden Bestimmungen an verdiente Mitglieder zu verleihen.

Stiftung.

§ 2.

Die Denkmünzen werden aus reinem Silber und reinem Golde geprägt, haben einen Durchmesser von 65 mm und in Silber ein Gewicht von 125 g, in Gold ein Gewicht von 178 g.

Denkmünzen.

§ 3.

Die silberne Denkmünze wird Mitgliedern der Schiffbautechnischen Gesellschaft zuerkannt, welche sich durch wichtige Forscherarbeiten auf dem Gebiete des Schiffbaues oder des Schiffmaschinenbaues verdient gemacht und die Ergebnisse dieser Arbeiten in den Hauptversammlungen der Schiffbautechnischen Gesellschaft durch hervorragende Vorträge zur allgemeinen Kenntnis gebracht haben.

Silberne Denkmünze.

§ 4.

Die goldene Denkmünze können nur solche Mitglieder der Schiffbautechnischen Gesellschaft erhalten, welche sich entweder durch hingebende und selbstlose Arbeit um die Schiffbautechnische Gesellschaft besonders verdient gemacht, oder sich durch wissenschaftliche oder praktische Leistungen auf dem Gebiete des Schiffbaues oder Schiffmaschinenbaues ausgezeichnet haben.

Goldene Denkmünze.

§ 5.

Die Denkmünzen werden durch den Vorstand der Gesellschaft verliehen, nachdem zuvor die Genehmigung des Allerhöchsten Schirmherrn zu den Verleihungsvorschlägen eingeholt ist.

Allerhöchste Genehmigung.

§ 6.

An Vorstandsmitglieder der Gesellschaft darf eine Denkmünze in der Regel nicht verliehen werden, indessen kann die Hauptversammlung mit Zweidrittel-Mehrheit eine Ausnahme hiervon beschließen.

Vorstandsmitglieder.

§ 7.

Urkunde. Über die Verleihung der Denkmünzen wird eine Urkunde ausgestellt, welche vom Ehrenvorsitzenden oder in dessen Behinderung vom Vorsitzenden der Gesellschaft zu unterzeichnen ist. In der Urkunde wird die Genehmigung durch den Allerhöchsten Schirmherrn sowie der Grund der Verleihung (§§ 3 und 4) zum Ausdruck gebracht.

§ 8.

Liste. Die Namen derer, welchen eine Denkmünze verliehen wird, müssen an hervorragender Stelle in der Mitgliederliste der Schiffbautechnischen Gesellschaft in jedem Jahrbuche aufgeführt werden.

III. Bericht über das 21. Geschäftsjahr 1919.

Veränderungen in der Mitgliederliste.

Die Aufnahme neuer Mitglieder erfolgte ungefähr in demselben Umfange wie in den letzten Jahren. Die Austrittserklärungen haben sich dagegen nach dem Kriege, wie in den meisten Vereinen, etwas vermehrt. Im einzelnen stellen sich die Veränderungen in der Mitgliederliste wie folgt:

Seit dem 1. Dezember 1918 sind folgende Herren eingetreten:

a) als lebenslängliche Fachmitglieder:

1. van Beuningen, F. W. H., Werkt. Ingenieur, Rotterdam.
2. Brodin, Olof, Diplom-Ingenieur, Stockholm.
3. Cassel, Fredrik, Marinebaumeister, Stockholm.
4. Goedkoop, Daniel, Werftdirektor, Amsterdam.
5. Goedkoop, Heyme, Werftdirektor, Amsterdam.
6. Greve, Carl, Werftdirektor, Altona a. E.
7. Penning, Charles, Werft-Direktor, Amsterdam.

b) als Fachmitglieder:

8. Andresen, Heinrich, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg.
9. Böhme, Hermann, Oberingenieur, Berlin.
10. Eichholz, Ernst, Ingenieur, Berlin.
11. Freundlich, Erich, Dipl.-Ing., Düsseldorf.
12. Grambow, Adolf, Ingenieur, Hamburg.
13. Grambow, Emil, Oberinspektor, Bremen.
14. Haedicke, Hermann, Direktor, Schladern.
15. Heinemann, Richard, Zivilingenieur, Blankenese.
16. Hermanuz, Alfred, Dipl.-Ing., Kiel.
17. Holzhausen, Kurt, Dipl.-Ing., Wilhelmshaven.
18. Katzinger, Otto, Schiffbau-Ingenieur, Wien.
19. Kellner, Arno, Dipl.-Ing., Hamburg.
20. Leymann, Hermann, Dipl.-Ing., Wilhelmshaven.
21. Lohmann, Otto, Dipl.-Ing., Hamburg.
22. Nielsen, Johannes, Schiffbauingenieur, Rüstringen.

23. Otte, Rudolf F. W., Geschäftsführer, Hamburg.
24. Petersen, Lorenz, Schiffbau-Ingenieur, Berlin.
25. Popp, Michael, Dipl.-Ing., Hamburg.
26. Poppe, Carl, Betriebsingenieur, Bremen.
27. Schröder, Hermann, Dipl.-Ing., Danzig.
28. Schumann, Erich, Marinebaumeister, Kiel.
29. Sommer, Aloys, Schiffb.-Dipl.-Ing., Bremen.
30. Steinbach, Erich, Ingenieur, Berlin.
31. Walcher, Ernst, Marinebaumeister, Wilhelmshaven.
32. Witt, Friedrich, Oberingenieur, Hamburg.

c) als Mitglieder:

33. Busch, Christian, Direktor, Harburg.
34. Dick, Carl, Admiral z. D., Exz., Berlin.
35. Ericson, Hans, Kommandeur d. Königl. Schwed. Marine, Stockholm.
36. Ferck, Theodor, Hilfsarbeiter im R.-M.-A., Plön.
37. Flössel, Hermann, Direktor, Gleiwitz.
38. Frank, Paul A. R., Arch. und Bausachverständiger, Hamburg.
39. Gerhards, Max, Wilh., Marineoberingenieur, Kiel.
40. Grube, Diedr., Leiter des Schiffshilfsmaschinenbaues, Dessau.
41. Heynen, Eug., Direktor, Saarbrücken.
42. Hollweg, Carl, Vizeadmiral a. D., Berlin.
43. Kahle, Hans, Ingenieur, Charlottenburg.
44. Knöpfler, Oberingenieur, Hamburg.
45. Koenen, Matthias, Dr.-Ing. h. c., Berlin.
46. König, Arthur, Zivilingenieur, Kiel-Gaarden.
47. Leopold, Jaques, Heinz, Direktor, Hamburg.
48. Linck, Karl, Betriebschef, Saarbrücken.
49. Luft, Wilhelm, Dipl.-Ing., Biebrich a. Rh.
50. Niederdräing, Emil, Fabrikdirektor, Landsberg a. W.
51. Pohlmann, Hans, Ingenieur und Fabrikant, Hamburg.
52. Popp, P., Oberingenieur, Hamburg.
53. Steiner, Georg, Dipl.-Ing., Ludwigshafen.
54. Tiedemann, Hans, Werftbesitzer, Glückstadt.
55. Tirre, Wilhelm, Direktor, Düsseldorf.
56. Umlauff, R. W., Zivilingenieur, Berlin.
57. Wriedt, Hans, Fabrikbesitzer, Kiel.

Nach Ablauf des Geschäftsjahres wünschen auszutreten:

1. Asthöwer, Walter, Dr.-Ing., Dortmund.
2. Bartels, Georg, Direktor, Köln-Nippes.
3. Benetsch, Arnim, Obergeringieur, Berlin.
4. Beyer, Friedr., Dipl.-Ing., Bremen.
5. Brandt, M., Fabrikdirektor, Weingarten i. W.
6. Brandt, Robert, Fabrikant, Remscheid-Hasten.
7. Bröckelmann, Ernst, Generaldirektor, Kiel.
8. Brotzki, Julius, Geheimer Regierungsrat, Neubabelsberg.
9. Christen, O., Obergeringieur u. Vorst. d. Gußstahlfabrik, Witkowitz in Mähren.
10. Claas, G., Ingenieur, Kiel.
11. Colloredo-Mansfeld, Hieronymus, Graf, Liniensch.-Leutn., Berlin.
12. v. Delbrück, Dr., Preuß. Staatsminister a. D., Exz., Jena.
13. Dexheimer, G., Dr., Obergeringieur, Darmstadt.
14. Ecker, Dr. jur., Direktor, Hamburg.
15. Elers, Hermann, Ingenieur, Hamburg.
16. Eigenbrodt, Generaldirektor, Dortmund.
17. Engel, Otto, Marineoberbaurat, Kiel.
18. Franke, Rudolf, Dr., Professor, Berlin-Lankwitz.
19. Friedhoff, L., Bürovorsteher, Burbach a. d. Saar.
20. Gleitz, Ernst, Direktor der Neuen Deutsch-Böhm. Elbschiff.-A.-G., Dresden.
21. Hansen, Hans, Obergeringieur, Aachen-Rothe Erde.
22. Herrmann, Hugo, k. u. k. Masch.-Obergeringieur, Pola.
23. Hesse, Paul, Fabrikdirektor, Berlin.
24. Josse, Geh. Regierungsrat Professor, Berlin.
25. Kellner, L., Direktor, Oldenburg.
26. v. Kirchmayr, Georg, Ritter, Vizeadmiral, Wien.
27. Kirdorf, Emil, Dr.-Ing., Geh. Kommerzienrat, Düsseldorf.
28. Klockow, Fritz, Dipl.-Ing., Stargard.
29. Klostermann, Georg, Abtlgs.-Chef d. Vers.-Ges. Viktoria, Berlin.
30. Knispel, A., Korv.-Kap., Kiel.
31. Koch, Richard, Obergeringieur, Chemnitz.
32. Kriegeskotte, Hugo, Fabrikdirektor, Hamburg.
33. v. Kries, Carl, Direktor, Berlin.
34. Lehmann, M., Geh. Baurat a. D., Düsseldorf.

35. Leist, Karl, Professor, Berlin.
36. Lenders, Karl, Hauptmann, Cöln.
37. v. Lendecke, G., Dr.-Ing., Rein bei Gratwein.
38. Lorenz, Carl, Rechnungsrat, Berlin-Friedenau.
39. Maryska, Anton, Schiffbauoberingenieur I. Kl., Pola.
40. Meerbach, Kurt, Oberingenieur, Aachen.
41. Meifort, J. H., Direktor, Hamburg.
42. Merck, Johs., Direktor, Hamburg.
43. Meyer, Cornelius, Fabrikdirektor, Berlin.
44. Meyer, P., Dr. phil., Königl. Baurat, Berlin.
45. Morin, Silvius, k. u. k. Schiffbauoberingenieur I. Kl., Wien.
46. Müller, Aug., Geh. Marinebaurat, Lübeck.
47. Natalis, H., Direktor, Berlin.
48. Neudecker, Hans, Vertreter, Bremen.
49. Nitsch, Alois, k. u. k. Maschinenoberingenieur I. Kl., Wien.
50. Novotny, Theodor, k. u. k. Seearsenals-Schiffbaudirektor, Pola.
51. Paucksch, H., Fabrikdirektor, Landsberg.
52. Petersen, Bernhard, Rechtsanwalt, Berlin.
53. Petersen, W., Hüttdirektor, Niederschelden.
54. Pickardt, F., Dr., Berlin.
55. Pitzinger, Franz, k. u. k. General-Schiffbauingenieur, Pola.
56. v. Plettenberg-Mehrum, Freiherr, Rittergutsbesitzer, Haus Mehrum bei Vörde.
57. Reiche, Hugo, Dr., Sanitätsrat, Berlin.
58. Rogge, Vizeadmiral a. D., Exz., Berlin-Wilmersdorf.
59. Sack, Helmuth C., Feldafing.
60. Sachse, Th., Ingenieur, Kiel-Gaarden.
61. Sarnow, Hans, Kaufmann, Hamburg.
62. Seifriedsberger, Johann, k. u. k. Maschinenoberingenieur I. Kl., Pola.
63. Schimmelbusch, Rittmeister a. D., Gut Frieshof.
64. Schlieper, Kontreadmiral, Charlottenburg.
65. Schrader, Vizeadmiral z. D., Berlin.
66. Schröder, Karl, Oberingenieur, Gleiwitz.
67. Schuler, W., Dr., Berlin-Wilmersdorf.
68. Schwarz, K., Oberingenieur, Nürnberg.
69. Soltau, J., Ingenieur, Harburg a. E.

70. Steinmeyer, Carl, Marinestabs-Ingenieur, Berlin.
71. Sturm, Fritz, Rentier, Berlin.
72. Thielbürger, Gustav, Ingenieur, Heilbronn.
73. Thiele, Johannes, Marine-Oberstabs-Ingenieur, Hamburg.
74. Tonsa, Anton, k. u. k. General-Maschinenbauingenieur, Pola.
75. Trappen, Walter, Generaldirektor, Honnef a. Rh.
76. Trenkler, Marine-Oberstabs-Ingenieur, Köln.
77. Vogeler, Herm., Marinebaurat, Kiel.
78. Waldschmidt, Walter, Dr. jur., Berlin.
79. Weber, Horst, Hofrat, Leipzig.
80. Weber, Fritz, Ingenieur, Helgoland.
81. Weisdorf, E., Generaldirektor, Burbach.
82. Ziliax, R., Schiffbau-Ingenieur, Vegesack.

Durch den Tod erlosch die Mitgliedschaft nachbenannter Herren:

1. Blumenthal, Direktor, Hamburg.
2. Claussen, Georg, W., Dr.-Ing., Baurat, Geestemünde.
3. Doertelmann, Friedr., Reeder, Duisburg.
4. Eich, Nicolaus, Direktor, Düsseldorf.
5. Erler, Marine-Baurat, Wilhelmshaven.
6. Freese, Hermann, Schiffbauingenieur, Rostock.
7. Frühling, Otto, Baurat, Braunschweig.
8. Grunow, Roderich, Stettin.
9. Gutjahr, Louis, Kommerzienrat, Auerbach a. d. Bergstraße.
10. Hossfeld, P., Wirklicher Geheimer Oberbaurat, Berlin.
11. Koehn von Jaski, Th., Geheimer Marinebaurat und Maschinenbaudirektor, Berlin.
12. Meier, Hüttdirektor, Bismarckhütte.
13. Ravené, Enno, Mitbes. d. Fa. Jac. Ravené & Co., Berlin.
14. Schmid, C., Direktor, Berlin.
15. Schreiter, Marinebaurat, Kiel.
16. Schröder, Emil, Ingenieur, Dresden.
17. Simmersbach, Oskar, Professor, Breslau.
18. Sinell, Emil, Ingenieur, Berlin.
19. Vorwerk, Ad., Kaufmann, Hamburg.
20. Wessels, Senator, Bremen.
21. Wigand, Albert, Dipl.-Ing., Berlin.
22. Zeitschel, Bernhard, Ingenieur, Neustadt a. H.

Wirtschaftliche Lage.

Das Vermögen der Gesellschaft hat sich seit dem letzten Jahre nicht geändert, sowohl die Unterstützungs- sowie die Forschungs- und Versuchsrücklage sind die gleichen geblieben. Die Abrechnung für das Geschäftsjahr 1918 schließt in den Einnahmen und Ausgaben mit 78 843,54 \mathcal{M} und ist von den Rechnungsprüfern als richtig anerkannt worden.

Einnahmen.	1918.	Ausgaben.	
1. Kassenbestand am 1. Januar 1918	153,76	1. Jahrbuch-Versand	36 733,26
2. Bankguthaben am 1. Januar 1918	7 643,—	2. Gehälter	7 720,—
3. Beiträge	38 982,54	3. Kanzleibedarf	4 404,37
4. Eintrittsgelder	3 180,—	4. Post	1 198,35
5. Lebenslängliche Beiträge	11 300,—	5. Bücherei	384,14
6. Zuschuß vom Reichs-Marine-Amt	2 000,—	6. Hauptversammlung	5 941,54
7. Jahrbuch-Ertrag	1 110,19	7. Drucksachen	570,—
8. Zinsen aus Wertpapieren und Bankguthaben	14 474,05	8. Spenden und Beiträge	2 841,—
		9. Verschiedenes	864,98
		10. Ankauf von 3 $\frac{1}{2}$ % Preuß. Konsols	7 144,40
		11. Bankbestand am 31. Dezember 1918	10 840,14
		12. Kassenbestand am 31. Dezember 1918	201,36
	78 843,54		78 843,54

Geprüft und richtig befunden.

Berlin, den 6. Mai 1919.

(gez.) Hoßfeld.

(gez.) P. Krainer.

Kriegsspende.

Aus der Kriegsspende wurde an die Hinterbliebenen eines auf dem Felde der Ehre gefallenen Mitgliedes eine laufende Unterstützung und an ein kriegsbeschädigtes Mitglied eine einmalige Unterstützung gewährt. Die hierdurch nicht verbrauchten Zinsen sind zum weiteren Ankauf von 5 prozentiger Kriegsanleihe verwendet worden, wodurch sich der Bestand der Kriegsspende

von 81 000 auf 85 000 \mathcal{M} erhöhte. Durch das Anwachsen des Kapitals wird die Gesellschaft in die Lage versetzt, weiteren im Laufe der Jahre an sie herantretenden Ansprüchen in vollem Umfange gerecht zu werden.

Veith-Stiftung.

Die Eingabe, die seitens der Veith-Stiftung bei dem Preußischen Kultusministerium angebracht wurde, daß den aus der Stiftung unterstützten Studierenden der Technischen Hochschulen in Berlin und Danzig Honorarfreiheit für die Vorträge gewährt werden möchte, ist leider durch die nachstehende Antwort abschlägig beschieden worden:

Ministerium
für Wissenschaft, Kunst und
Volksbildung,
21 I T Nr. 68/19.

Berlin W 8, den 15. Februar 1919.

Auf die gefälligen Schreiben vom 5. September 1918 und 7. Januar 1919.

Der Antrag, diejenigen Studierenden bei den Technischen Hochschulen in Berlin und Danzig, welche Inhaber eines Stipendiums der Veith-Stiftung sind, für die Dauer des Genusses dieses Stipendiums allgemein von der Zahlung der Vorlesungsgebühren zu befreien, ist der Technischen Hochschule Berlin zur Äußerung zugefertigt worden. Die Abteilung für Schiffs- und Schiffsmaschinenbau, sowie Rektor und Senat dieser Hochschule haben sich übereinstimmend gegen den Antrag ausgesprochen. Unter diesen Umständen bedauert das Ministerium, Ihrem Wunsche nicht entsprechen zu können.

Im Auftrage
gez. Naumann.

An
den Vorsitzenden
der Schiffbautechnischen
Gesellschaft
Herrn Geh. Reg.-Rat
Professor Dr.-Ing. Busley
in Berlin.

Zu den beiden Schiffbau studierenden Herren, denen seit dem Wintersemester 1918 eine Unterstützung aus der Veith-Stiftung zugewandt wurde, trat im Zwischensemester 1919 ein Herr, der Schiffsmaschinenbau studiert, und im Sommersemester 1919 noch ein Schiffbau Studierender. Am 1. Oktober 1919 erhielten vier weitere Herren die Unterstützung der Veith-Stiftung, so daß jetzt sechs Schiffbau Studierende und zwei Schiffsmaschinenbau Studierende darauf an der Technischen Hochschule in Berlin und einer in Danzig vorhanden sind.

Das Vermögen der Veith-Stiftung beläuft sich auf 320 000 \mathcal{M} 5 prozentige Reichsanleihe, und die Jahresabrechnung stellt sich wie folgt:

Einnahmen.		Ausgaben.	
Bankguthaben am 1. Juli 1918	4 186,—	Gezahlte Unterstützungen .	3 200,—
Zinsen vom 1. Juli 1918 bis 1. Oktober 1919	15 351,15	Bankspesen	23,15
		Zum Ankauf von 15 000 M. 5 % Reichsanleihe	12 524,20
		Bankguthaben am 1. Oktober 1919	3 789,80
	<u>19 537,15</u>		<u>19 537,15</u>

Berlin, den 1. Oktober 1919.

Die gesetzlichen Vertreter:

(gez.) Busley. (gez.) Reitz.

Berghoff-Stiftung.

Für die Berghoff-Stiftung wurde die Stempelsteuer entrichtet. Die Einnahmen und Ausgaben läßt die folgende Abrechnung erkennen.

Der Verwaltungsausschuß berichtet über seine Tätigkeit, daß der Anweisung eines im vorigen Jahre bewilligten Betrags von 950 \mathcal{M} in diesem Jahre entsprochen werden konnte und ebenso eine weitere Zuwendung von 1000 \mathcal{M} zur Förderung und Prüfung einer Erfindung ihre Erledigung fand.

Einnahmen.		Ausgaben.	
Bisher aufgelaufene Zinsen .	7 208,60	Stempelsteuer	2 521,—
		Honorar und Unkosten des Syndikus	696,—
		Bankspesen	4,80
		Für Forschungszwecke an Herrn Dr.-Ing. Kempf	950,—
		Für Prüfungszwecke an Herrn Dr.-Ing. Commentz	1 000,—
		Kassenbestand bei der Bank	2 036,80
	<u>7 208,60</u>		<u>7 208,60</u>

Berlin, den 1. Oktober 1919.

Der Vorsitzende des Verwaltungsausschusses

(gez.) Rudolf.

Tätigkeit der Gesellschaft.

a) Deutscher Verband Technisch-Wissenschaftlicher Vereine.

Der Ausschuß zur Beratung technisch-statistischer Fragen hat in der Erkenntnis, daß eine ausreichende und zuverlässige technisch-wirtschaftliche Statistik unentbehrlich ist, im Januar 1919 eine Eingabe bearbeitet, die der Vorstand im Februar 1919 an die Reichs- und Landesbehörden und an die verfassunggebenden Körperschaften eingereicht hat. Diese Eingabe gipfelt in der Bitte:

„im Interesse der Stärkung des Reichsgedankens gegenüber den Einzelstaaten und im Interesse einer gedeihlichen wirtschaftlichen Entwicklung Deutschlands dafür eintreten zu wollen, daß bereits in der Verfassungsurkunde des Reiches zum Ausdruck gebracht wird, daß die gesamte deutsche Wirtschaftsstatistik und ihre Organisation Sache des Reiches sei.“

Wie sehr der Deutsche Verband mit dieser Eingabe den Wünschen weiter Kreise Ausdruck geliehen und mit seinen Anregungen richtige Wege gewiesen hat, geht aus der Menge der ihm zugegangenen zustimmenden Äußerungen hervor. Es ist hervorzuheben, daß diese Eingabe des Deutschen Verbandes die Reichsregierung mit veranlaßt hat, von einer Auflösung der Nachrichtenabteilung des Reichsministeriums für wirtschaftliche Demobilmachung, der die Auswertung wirtschaftsstatistischer Angaben oblag, abzusehen, und diese dem Reichsministerium des Auswärtigen anzugliedern.

Derselbe Ausschuß des Deutschen Verbandes sucht jetzt in eingehenden Einzelarbeiten die Mängel der jetzigen technisch-wirtschaftlichen Statistik festzustellen. Er will in einer Denkschrift Vorschläge für eine Verbesserung der amtlichen Statistiken in technischer Beziehung veröffentlichen. Die Arbeiten, die außerordentlich umfangreich sind, werden noch eine gewisse Zeit in Anspruch nehmen.

Der Ausschuß zur Förderung des technischen Büchereiwesens hat in einer eingehenden Denkschrift darauf hingewiesen, daß in ganz Deutschland keine öffentliche Bücherei besteht, die den werktätigen und wissenschaftlichen Bedürfnissen der Architekten, Ingenieure und Chemiker auch nur entfernt Rechnung trägt. Er hat in dieser Denkschrift die Nachteile festgestellt, die aus diesem Mangel unserer technischen Wissen-

schaft und technischen Industrie erwachsen. Diese Denkschrift hat der Vorstand des Deutschen Verbandes im Mai d. J. dem Reichspräsidenten und den Ministern des Reiches und der Gliedstaaten überreicht und dabei die Bitte ausgesprochen, daß sobald als möglich Verhandlungen darüber eingeleitet werden sollen, wie eine technische Hauptbücherei ins Leben gerufen werden könne.

Angeregt durch diese Eingabe hat in einer Reihe von Tageszeitungen und Zeitschriften eine öffentliche Aussprache über dieses Thema eingesetzt. Hierbei wird allgemein zugegeben, daß die Schaffung einer technischen Hauptbücherei ein dringendes Erfordernis ist. Es ist zu hoffen, daß die Staatsverwaltung sich diesen Forderungen nicht verschließen wird. Der Reichsminister Erzberger hat dem Deutschen Verband gegenüber seine Bereitwilligkeit, der Sache näher zu treten, ausgesprochen.

Der Ausschuß zur Verbesserung der naturwissenschaftlichen Unterrichtsmittel ist in eine Prüfung der an den Gymnasien und Realanstalten vorhandenen naturwissenschaftlichen Unterrichtsmittel, soweit diese die Technik behandeln, eingetreten. Er will:

1. die Abschnitte der naturwissenschaftlichen Schulbücher einer Kritik unterziehen, die technische Fragen behandeln, und
2. die naturwissenschaftlichen Lehrer der höheren Lehranstalten durch Beschaffung von geeignetem Schrift- und Abbildungswerk in technische Fragen weiterbilden.

Der Ausschuß sucht

3. enge Fühlung der Technik und Schule herzustellen und beabsichtigt, Tafeln zu beschaffen, die sich zum Schmucke der Klassenräume eignen und die in künstlerischer Form die Werke und das Schaffen der Technik darstellen, um durch diese beim Schüler Interesse, Begeisterung und Bewunderung für die Technik zu erwecken.

Der Deutsche Verband wird im Herbst 1919 gemeinsam mit dem Zentralinstitut für Erziehung und Unterricht in Berlin eine Ausstellung von den in den Schulen gebräuchlichen Bildtafeln, die die Technik betreffen, veranstalten, und dabei das ausgestellte Bildwerk einer kritischen Besprechung unterziehen.

Der Ausschuß zur Vereinheitlichung des deutschen Verkehrswesens hat eine Eingabe an den Präsidenten und die Mitglieder der Nationalversammlung bearbeitet, die der Vorstand des

Deutschen Verbandes weitergegeben hat. In ihr tritt der Deutsche Verband für die Vereinheitlichung des deutschen Verkehrswesens ein. Der kleinere Arbeitsausschuß dieses großen Ausschusses zur Vereinheitlichung des deutschen Verkehrswesens hat außerdem einen Entwurf für die Teile der Reichsverfassung bearbeitet, die sich mit den Verkehrsfragen beschäftigen. Diesen Entwurf hat gleichfalls der Vorstand des Deutschen Verbandes weitergegeben. Bei dieser Gelegenheit hat der Deutsche Verband auch mit den Mitgliedern des Verfassungs-Ausschusses der Nationalversammlung in Weimar schriftlich und persönlich Fühlung genommen und dabei festgestellt, daß die vom Deutschen Verband vorgetragene Wünsche Beachtung gefunden haben, so daß zu hoffen ist, daß sie auch in der endgültigen Verfassung des Deutschen Reiches Berücksichtigung finden werden. Diese Fühlungnahme hat der Vorstand auch dazu benutzt, um mit Nachdruck darauf hinzuweisen, daß es für erforderlich gehalten wird, daß vor Erlass irgendwelcher, die Verkehrsverhältnisse regelnder Verordnungen oder Gesetze geeignete Vertreter der Technik, der Industrie und des Handels zur Beratung mit herangezogen werden. Der Vorstand des Deutschen Verbandes hat schließlich am 22. 7. 19 dem Reichsverkehrsminister eine dahingehende Eingabe unterbreitet.

Aus der Zusammenarbeit des Deutschen Verbandes mit anderen großen Verbänden ist hervorzuheben:

Die Tätigkeit des Ausschusses zur Beratung des Kohlengesetzes. Der Deutsche Verband hat gemeinsam mit einer Reihe anderer Verbände im März/April d. J. den Ausschuß zur Beratung des Kohlengesetzes gebildet. Der Ausschuß hat in einer Denkschrift zu den Weimarer Beratungen Stellung genommen.

Die Tätigkeit des akademischen Bildungsausschusses. Der Deutsche Verband Technisch-Wissenschaftlicher Vereine, der Reichsbund Deutscher Technik und der Reichsausschuß der Akademischen Berufsstände haben einen Ausschuß gebildet, der Richtlinien für die Vorbildung zum höheren Verwaltungsdienst ausgearbeitet hat. Die Arbeiten dieses Ausschusses zur allgemeinen Kenntnis gebracht worden.

Der Vorstand des Deutschen Verbandes hat im Juli d. J. in einer Eingabe an den Herrn Justizminister nachdrücklichst darauf hingewiesen, daß die durch die Gebührenordnung für Zeugen und Sachverständige vom 10. Juni 1914 festgesetzten Beträge zur Entlohnung der vor Gericht tätigen Sachverständigen bei der heutigen wirtschaftlichen Lage in keiner Weise aus-

reichend sind. Der Justizminister antwortete, daß eine Erhöhung der Gebühren für Zeugen und Sachverständige bereits erwogen werde, daß die Erörterungen aber noch nicht abgeschlossen seien. Der vom Vorstande außerdem angeregte Erlaß einer Verfügung, durch die die Sätze der Gebührenordnung der Architekten und Ingenieure von den Gerichten als „üblicher Preis“ gekennzeichnet werden, ist vom Justizminister abgelehnt, mit dem Hinweis, daß die Gerichte hierüber nach freiem Ermessen zu entscheiden haben.

Die Geschäftsstelle des Deutschen Verbandes hat die Vorarbeiten, die die Regelung des Schiedsgerichtswesens betreffen, fertiggestellt. Sie umfassen außer der Schiedsgerichtsordnung und den Satzungen für den zu gründenden Ausschuß des Deutschen Verbandes zur Regelung des Schiedsgerichtswesens eine umfassende Erwiderung auf die während der letzten Jahre eingegangenen Gegenäußerungen und Gegenvorschläge. Der Ausschuß für Regelung des Schiedsgerichtswesens ist im September zusammengetreten und hat die Unterlagen geprüft.

Außerdem bearbeitet die Geschäftsstelle auf Grund eingehender Umfragen ein Handbuch der technisch-wissenschaftlichen, technisch-wirtschaftlichen und technisch-politischen Vereine und Verbände, das im ersten Jahrgang 1920 erscheinen wird.

b) Die Deutsche Dampfkessel-Normen-Kommission hat beschlossen, die wenigen zurzeit vorliegenden Fragen, die außerdem von geringerer Wichtigkeit sind, bis zum nächsten Jahre zu vertagen und erst in diesem wieder zu einer Sitzung zusammenzutreten.

c) Der deutsche Ausschuß für Technisches Schulwesen.

Der Ausschuß hat die in seinem V. Bericht vom April 1914 „Ergebnis der Beratungen des deutschen Ausschusses für Technisches Schulwesen über Hochschulfragen“ niedergelegten allgemeinen Richtlinien und Anregungen für die Erziehung und Ausbildung des Nachwuchses der Architekten und Ingenieure mit Rücksicht darauf, daß der ungünstige Ausgang des Krieges die Notwendigkeit einer baldigen Reform auch des technischen Bildungswesens noch mehr in den Vordergrund gerückt hat, im Laufe des Jahres einer nochmaligen Prüfung daraufhin unterworfen, ob die wesentlich veränderten Verhältnisse eine Änderung oder Ergänzung notwendig machen. Er ist dabei erneut zu der Ansicht gekommen, daß eine Reform, die sich in der angegebenen

Richtung bewegt, alle berechtigten Forderungen erfüllen würde, und hat deshalb nochmals das Preußische Ministerium für Wissenschaft, Kunst und Volksbildung auf die Arbeiten des Ausschusses hingewiesen und um weitgehende Berücksichtigung der niedergelegten Auffassungen bei den dringend erforderlichen Hochschulreformen gebeten. Aus den hierauf gepflogenen Besprechungen ergab sich der Eindruck, daß diese Arbeiten durchaus die ihnen zukommende Beachtung gefunden haben, daß aber der Sache zurzeit am besten mit ganz bestimmten, eindeutig gehaltenen Vorschlägen, mit Entwürfen, z. B. der Lehrpläne und der Prüfungsordnungen, gedient wäre. Der Ausschuß ist sich bewußt, daß sein V. Bericht diesen Wunsch der Behörden nicht erfüllt, hält auch dafür, daß es außer dem Rahmen seiner Arbeiten liegt, solche ins einzelne gehende Forderungen zu erfüllen, hofft jedoch die Bestrebungen wesentlich dadurch fördern zu können, daß er versucht, die bereits vorliegenden und noch weiter erbetenen, von sachkundiger Seite aufgestellten Forderungen zusammenzufassen, zu sichten und zu ordnen. Wegen der so sehr erwünschten Beschleunigung der Entwicklung dieser Angelegenheit soll das Thema auf die eigentliche Reform des Unterrichts beschränkt, und andere Punkte sollen nur soweit berührt werden, als es zur Durchführung formulierter Vorschläge für die Unterrichtsgestaltung und das Prüfungswesen erforderlich ist.

Alle eingehenden Arbeiten sollen in Buchform als Materialsammlung zur Hochschulreform herausgegeben werden und sollen sich erstrecken auf:

I. Allgemeines.

1. Ziele und Aufgaben der Hochschule.
2. Aufgaben der grundlegenden wissenschaftlichen Bildung und der fachwissenschaftlichen Bildung.
3. Wie die Allgemeinbildung zur Geltung kommen soll.
4. Wie die Lehre zu gliedern wäre.
5. Welche Studiendauer und Höchststundenzahl anzustreben sei.
6. Welche Richtlinien für Studienpläne und Prüfungsvorschriften maßgebend sein sollen.

II. Grundwissenschaften und wissenschaftliche Methoden.

Einzelangaben über Gliederung, Art und Umfang der Hochschullehre:

1. In Mathematik, Geometrie und ihren Verzweigungen.
2. In den Naturwissenschaften, Physik, Chemie, Mechanik usw.

3. Nähere Angaben über die Abgrenzung und den Zusammenhang dieses Unterrichts in den ersten beiden Studienjahren.
4. Ihr Zusammenhang mit den Fachwissenschaften und mit der Wirtschaftslehre.
5. Nähere Angaben über die Übungen in den Grundfächern.
6. Weiterführung der Grundwissenschaften in den höheren Semestern.

III. Fachwissenschaften.

Erwünscht sind bestimmte Angaben über Zeitaufwand, Ziel, Begrenzung, Gliederung usw.

1. über den erweiterten grundlegenden Unterricht in den höheren Semestern und seinen Zusammenhang mit den Fachwissenschaften,
2. über Beginn und Begrenzung des fachwissenschaftlichen Unterrichts in den ersten beiden Studienjahren,
3. über Ziel und Durchführung aller Übungen im Berechnen und Entwerfen und in den Laboratorien,
4. über erforderliche Maßnahmen hierfür,
5. über Gliederung und Ziel der Fachlehre im 3. und 4. Studienjahre,
6. über den Zusammenhang der Laboratoriumsübungen mit den grundlegenden Fächern,
7. über die wirtschaftliche Erziehung und ihren Zusammenhang mit der fachwissenschaftlichen,
8. über die Zusammenfassung der großen Fragen der Technik wie Verkehrswesen, Brennstoffwirtschaft, Energiewirtschaft, Siedlungswesen, Fertigungstechnik usw.,
9. über die Gliederung und Begrenzung der Sonderfächer und ihren Zusammenhang mit Unterteilungen der Fachrichtungen und den Prüfungen,
10. über Forschungsstätten an den Hochschulen und ihren Zusammenhang mit der fachwissenschaftlichen Lehre,
11. über Weiterbildung nach beendigem Studium,
12. über Literaturkenntnis und Mittel, sie zu erleichtern.

IV. Einzelangaben über die Mittel und Wege zur Allgemeinbildung an den Hochschulen, und insbesondere hinsichtlich

Geschichte,
Rechtskunde,

Bürgerkunde,
Kultur,
Sprachen,
Stellung der Abteilungen für allgemeine Wissenschaften hierzu.

V. Sonderforderungen für Einzelzweige, insbesondere

für allgemeine Wissenschaftsfächer,
für Naturwissenschaften — Verwaltung,
für Staatsbaudienst,
für die verschiedenen Fachrichtungen:

Architektur — Bauingenieurwesen — Maschinenbau — Elektro-
technik — Schiffbau — Technische Chemie — Hüttenwesen und
Bergbau.

d) Der deutsche Schulschiff-Verein.

Der deutsche Schulschiff-Verein hielt auch während des Geschäftsjahres 1918/19 seine beiden neueren Schulschiffe „Prinzeß Eitel Friedrich“ und „Großherzog Friedrich August“ ununterbrochen im Dienst.

Die Ausbildung auf ihnen wurde in der bisherigen Art fortgesetzt, um sowohl der den bereits eingestellten jungen Leuten gegenüber übernommenen Verpflichtung nachzukommen, wie um den Bedarf der Kriegsmarine an seemännisch vorgebildetem Personal für die Dauer des Krieges auch fernerhin decken zu helfen, und um schließlich für die bis zur politischen Umwälzung in günstiger Aussicht stehende Wiederaufnahme der Handelsschiffahrt einen geeigneten Mannschaftersatz zu liefern. Die Zahl der für die zweimaligen Einstellungen im Jahr anzunehmenden Jungen wurde, trotzdem für jede Einstellung das Doppelte und Dreifache an früheren Anmeldungen vorlag, herabgesetzt, weil in der Handelsschiffahrt für die ersten Jahre nach dem Kriege mit einem weit über den Bedarf hinausgehenden Angebot von befahrenen Seeleuten und entlassenen Kriegsschiffmatrosen zu rechnen war.

Wie in den Sommermonaten des vorigen Jahres, führten die beiden Schulschiffe auch im Sommer 1918 von Anfang Mai bis Ende September wieder Fahrten in der westlichen Ostsee aus. Als Basis dazu diente ihnen die Kieler Förde, wohin sie nach jedesmaligem drei- bis vierwöchentlichem Kreuzen an den Küsten Schleswig-Holsteins und Mecklenburgs zu kurzen Aufenthalten zurückkehrten. Diese Kreuzfahrten, die unter dem Zwange des Krieges nach Raum und Zeit begrenzt waren, konnten zwar nicht die früheren Ozeanreisen der Schulschiffe voll ersetzen, erreichten aber ihren Zweck insofern, als sie

den an Bord eingeschifften Jungen und Kadetten die Kenntnisse und Erfahrungen in der Bedienung eines seegehenden Segelschiffes vermitteln, auf denen sie späterhin im Beruf weiter bauen können.

Nach der Beendigung der Kreuzfahrten war, wie in den vorhergehenden Jahren, der weitere Aufenthalt der Schulschiffe in der Kieler Förde, die für die Hafenausbildung besonders im Bootsdienst außerordentlich geeignet ist, vorgesehen, doch veranlaßte die in Kiel ausbrechende Revolution den deutschen Schulschiff-Verein, seine beiden Schulschiffe nach Bremerhaven zu überführen, von wo sie später an ihren alten Liegeplatz Elsfleth nach mehrjähriger Abwesenheit verlegt wurden.

Die durch die politische und wirtschaftliche Umwälzung in Deutschland und die Waffenstillstandsbedingungen hervorgerufene Unsicherheit über die Zukunft der deutschen Handelsflotte nötigte den deutschen Schulschiff-Verein, seine Tätigkeit zu beschränken und die Einstellungen im Frühjahr 1919 so weit herabzusetzen, daß neben der seemännischen Ausbildung die beiden bisher im Dienst gehaltenen Schulschiffe in einem solchen Zustand bleiben, um sie jederzeit wieder voll verwenden und für ihren Zweck einsetzen zu können, wenn sich mit einer Entwicklung unserer Handelsflotte ein Bedarf an ausgebildeten Seeleuten geltend macht.

Neben der bisher üblichen und jahrelang durchgeführten Ausbildung von Jungen und Kadetten für Segler und Dampfer wurde im Frühjahr 1919 auf Anregung des Reichskommissars für Fischversorgung und durch Vermittlung der Kriegssee Fischerei-Gesellschaft für die Nordsee auch die Ausbildung von Fischereimannschaften in Angriff genommen. Dazu wurden 30 junge Leute, die zum größten Teil von den deutschen Küsten stammen und den Nachwuchs an Fischereimatrosen und schließlich an Steuerleuten und Kapitänen geben sollen, auf dem Schulschiff „Großherzog Friedrich August“ eingestellt, wo sie die erste seemännische Ausbildung mit Berücksichtigung der Arbeit auf Fischdampfern erhalten. Es handelt sich hierbei natürlich nicht um die eigentliche Ausbildung im Fischereibetrieb, sondern nur um die Einführung und um eine Vorschulung für den Fischereiberuf, in der auch besonders Wert auf die Festigung und Stärkung sittlicher Eigenschaften gelegt wird. Nach dieser vorbereitenden Schulung in seemännischen und sittlichen Eigenschaften werden die Jungen nach dem 5—6 monatigen Kursus auf dem Schulschiff zunächst noch auf dem Fischereiforschungsdampfer „Poseidon“ für einige Wochen eingeschifft und dann erst auf Fischdampfern ihrem eigentlichen Beruf zugeführt.

Das Schulschiff „Großherzogin Elisabeth“, das im Anfang des Krieges außer Dienst gestellt war, lag auch weiterhin in Stettin auf. Das bei der Besetzung Antwerpens beschlagnahmte und vom deutschen Schulschiff-Verein erworbene belgische Schulschiff „Comte de Smet de Naeyer“ mußte bei dem Rückzug der deutschen Heere aus Belgien aufgegeben werden.

e) Der deutsche Seeschiffertag

ist im Jahre 1919 wie in den Vorjahren während des Krieges ebenfalls nicht abgehalten worden.

f) Der Ausschuß für wirtschaftliche Fertigung (AwF).

Die Untersuchungen über Spezialisierung und Typung sind soweit gefördert, daß nunmehr die Forschungsergebnisse niedergelegt und bekanntgegeben werden sollen, und es wird beabsichtigt, daß dies in erster Linie durch folgende, zum Teil fertiggestellte Veröffentlichungen geschehen soll:

1. Arbeitsteilung und Arbeitsverbindung. Neue Formen der industriellen Gemeinschaftsarbeit.
2. Richtlinien für die Spezialisierung (Sonderung).
3. Richtlinien für Typung.

Aus diesen Untersuchungen sollen dann die praktischen Folgerungen gezogen und die Nutzenanwendung der Ergebnisse, die in erster Linie durch die Fachverbände vorgenommen werden muß, durch den AwF in die Wege geleitet werden. Die bisherigen Arbeiten haben eine große Anzahl von Problemen gefördert, die mit der Spezialisierung und Typung derart in unmittelbarer Beziehung stehen, daß ihre Lösung nicht zu umgehen sein wird. Hierzu gehört in erster Linie das geordnete Abrechnungswesen zur einwandfreien Ermittlung der Selbstkosten, sowie aber auch alle Fragen der arbeitsparenden Betriebsführung, und die große Not unserer Wirtschaft zwingt gebieterisch, die vielen Einzelarbeiten auf diesen Gebieten zusammenzufassen und durch regen Erfahrungsaustausch zur größtmöglichen Wirkung zu bringen. Der AwF sieht hierin seine Hauptaufgabe, und es ist deshalb innerhalb der Geschäftsstelle eine Arbeitsteilung in der Weise durchgeführt, daß die Bearbeitung der in erster Linie wirtschaftlichen Fragen und die Bearbeitung der überwiegend technischen Fragen getrennt wird, und daß zu diesem Zweck innerhalb des AwF zwei Abteilungen, nämlich eine technische und eine wirtschaftswissenschaftliche, gebildet werden.

Die Vorschläge zur Beseitigung der Kriegsfolgen gehen hauptsächlich nach zwei Richtungen:

1. E i n s t e l l u n g der deutschen Industrie auf Veredlungs- und Wert- (Qualitäts-) Arbeit;
2. Ausgleich der hohen Rohstoffpreise, Löhne und öffentlichen Lasten durch Verminderung der sonstigen Produktionskosten, und die Hauptaufgabe des AwF wird es hierbei sein, die Wirkungsweise und Durchführbarkeit der in Betracht kommenden Maßnahmen zu untersuchen und Mittel und Wege zur Durchführung derselben vorzuschlagen. während die Durchführung selbst der Industrie und ihren Organen, insbesondere den Fachverbänden, überlassen bleibt.

Der Ausschuß wird sich demnach in folgende Abteilungen gliedern:

Technische Abteilung.

1. Herstellungsfragen: Entwicklungsmöglichkeiten, Sonderung (Spezialisierung) und Typung. Ausschaltung unwirtschaftlich wirkender Hemmungen.
2. Arbeitskunde und Betriebsorganisation: Arbeitsparende Betriebsführung, Arbeitsvorbereitung und Arbeitszerlegung, Lohnmethoden. Erfahrungsaustausch zwischen Praxis und Forschung.

Wirtschaftswissenschaftliche Abteilung.

1. Wirtschaftsrechnung: Zwischenbetriebliche Vereinbarungen über Preis- und Selbstkostenberechnung, privatwirtschaftliche und kameralistische Ertragsrechnung, sozialwirtschaftliche Lohnformen.
2. Organisation der Produktion: Gliederung der industriellen Erzeugung, Standortslehre; Aufgaben, Formen und Arbeitsweise der industriellen Organisationen; Arbeitsteilung und Arbeitsverbindung. Sozialisierung.

Über die Arbeiten des AwF berichten fortlaufend besondere „Mitteilungen“, die als Teil der vom Verein deutscher Ingenieure herausgegebenen Zeitschrift „Der Betrieb“ erscheinen.

In geeigneten Fällen werden die Ergebnisse der Arbeiten in besonderen, von der Verlagsabteilung des Vereins deutscher Ingenieure erhältlichen **S c h r i f t e n** veröffentlicht. Als solche sind bereits erschienen: 1. Sozialisierung oder sozial-organische Ausgestaltung der Produktion. 2. Die Bedeutung der Spezialisierung im Arbeitsplan eines industriellen Unternehmens.

3. Was will Taylor?

In Vorbereitung befinden sich:

Die verschiedenen Lohnmethoden, unter besonderer Berücksichtigung der Gewinnbeteiligung. Arbeitsteilung und Arbeitsverbindung. Richtlinien

für Spezialisierung. Einheitliche Selbstkostenberechnung. Die Wirtschaftsrechnung in Gemeindebetrieben. Normung, Typung und Spezialisierung als Mittel zur wirtschaftlichen Herstellung von Flammrohr-Dampfkesseln. Das Wesen der Typenbildung.

Mit der Normung, die nach wie vor Arbeitsgebiet des Normenausschusses der deutschen Industrie — NDI — bleibt, beschäftigt sich der AwF nur soweit, wie es sich um wissenschaftliche Untersuchung der wirtschaftlichen Bedeutung und Durchführung dieser Maßnahmen handelt.

Über die Arbeiten des NDI berichten genauer die von demselben herausgegebenen Schriften, wie insbesondere die Mitteilungen des NDI, die ebenfalls als Teil des „Betrieb“ erscheinen.

Die Zahl der im Normenausschuß unmittelbar mitarbeitenden Behörden und Firmen betrug im Sommer dieses Jahres gegen 1000. Mit den Normenausschüssen des neutralen Auslandes wird enge Fühlung gehalten.

Die Zahl der bislang veröffentlichten Normblattentwürfe beträgt zurzeit etwa 180, festgelegt sind aber erst 14, da eine endgültige Herausgabe immer erst dann erfolgen soll, wenn wesentliche Einsprüche nicht mehr zu erwarten sind, und die Norm als ausgereift angesehen werden kann. Eine größere Anzahl von Normen sind aber soweit durchgearbeitet, daß ihre endgültige Festlegung unmittelbar bevorsteht.

Über die Arbeiten des Handelsschiff-Normen Ausschusses hat Herr Dipl.-Ing. Sütterlin unserer Gesellschaft in ihrer letzten Sitzung besonderen eingehenden Bericht erstattet. Von den Handelsschiff-Normen-Blättern sind bisher etwa 100 ausgegeben, deren Vertrieb durch die Nordische Verlags-Anstalt R. Hieronymus, Neumünster (Holstein), erfolgt. Der Preis des einzelnen Blattes beträgt 50 Pf.

Gedenktage.

Am 10. März feierte der Geheime Marinebaurat a. D. Wiesinger seinen 70. Geburtstag, zu dem ihm der Vorstand das nachstehende Telegramm übermittelte:

Geheimrat Wiesinger,

Berlin-Charlottenburg, Schillerstraße 3.

Zu Ihrem 70. Geburtstage senden wir Ihnen unsere aufrichtigsten Glückwünsche. Sie haben während Ihrer langen Dienstjahre in der Marine wesentlich an der Entwicklung des deutschen Schiffbaues mitgearbeitet und sich auch im Ruhestande um die deutsche Industrie in leitender Stellung verdient gemacht. Wir wünschen Ihnen noch viele Jahre ungetrübten Zurückschauens auf Ihre erfolgreiche Lebensarbeit.

Der Vorstand der Schiffbautechnischen Gesellschaft.

Herr Geheimrat Wiesinger dankte hierauf mit folgenden Zeilen:

An den Vorstand der Schiffbautechnischen Gesellschaft,

Berlin.

Herzlichen Dank für die freundlichen Glückwünsche zu meinem siebenzigsten Geburtstag und die damit verbundene Würdigung meines Schaffens. Mir ist damit eine große Freude bereitet worden.

gez. Wiesinger,

Geheimer Marinebaurat, Schiffbau-
direktor a. D.

Am 11. März 1919 feierte unser Vorstandsmitglied Herr Baurat Dr.-Ing. Georg W. Claussen seine 50 jährige Tätigkeit in der Leitung der Werft von Joh. C. Tecklenborg A.-G. in Geestemünde. Der Vorstand ernannte ihn aus diesem Anlaß zum Ehrenmitglied unserer Gesellschaft und übermittelte ihm das hierfür ausgestellte Ehrendiplom mit nachstehendem Schreiben:

Herrn Baurat Dr.-Ing. Claussen,

Geestemünde, Joh. C. Tecklenborg A.-G.

Sehr geehrter Herr Baurat!

Der Vorstand der Schiffbautechnischen Gesellschaft hat einstimmig beschlossen, Sie, hochverehrter Herr Baurat, an dem Tage, an dem Sie 50 Jahre lang derselben Firma in leitender Stellung angehören, zum Ehrenmitglied unserer Gesellschaft zu ernennen. In den 50 Jahren, die Sie der Firma Joh. C. Tecklenborg widmeten, haben Sie die Werft von einem kleinen Holzschiffbauplatz mit Reparaturwerkstatt und Trockendock zu einer der größten und blühen-desten Schiffswerften Deutschlands emporgehoben. In hingebender Arbeit und mit rastlosem Fleiße ist es Ihnen gelungen, alle Widerstände zu überwinden und Ihrer Firma eine führende Stellung im deutschen Schiffbau zu erringen. Wir sind stolz auf Ihre Leistungen und wünschen Ihnen, daß Sie unserer Gesellschaft noch lange Jahre als Ehrenmitglied angehören möchten.

Mit vorzüglicher Hochachtung
ganz ergebenst

Der Vorstand der Schiffbautechnischen Gesellschaft.

Herr Baurat Claussen stattete seinen Dank mit einem Schreiben ab, welches lautete:

An den Vorstand der Schiffbautechnischen Gesellschaft,

Berlin NW 6, Schumannstraße 2 ptr.

Die hohe Ehrung, die mir in Anlaß meiner 50 jährigen Tätigkeit in der Leitung der Werft von Joh. C. Tecklenborg A.-G. durch die Ernennung zum Ehrenmitgliede Ihrer sehr geschätzten Gesellschaft zu Teil geworden ist, macht mich stolz, auch haben mich die anerkennenden Worte aus so berufenem Munde über mein bescheidenes Wirken für den deutschen Schiffbau hoch erfreut.

Ich bitte den verehrlichen Vorstand, meinen tiefgefühltesten Dank auch für das mir zugestellte Diplom entgegen zu nehmen und bin

mit ausgezeichnete Hochachtung

Ihr ganz ergebener
gez. Georg W. Claussen.

IV. Bericht über die 21. ordentliche Hauptversammlung

am 20., 21. und 22. November 1919.

Wider alles Erwarten hatten sich trotz der Verkehrssperre und des winterlichen Schneetreibens über 500 Personen für die Hauptversammlung eingefunden. Der Besuch der Hauptversammlung war so rege, wie er sich in der Friedenszeit im Mittel immer gestellt hatte. Leider war der Ehrenvorsitzende Seine Königliche Hoheit Großherzog Friedrich August zu seinem eigenen lebhaften Bedauern am Erscheinen verhindert, weshalb die Hauptversammlung von dem Vorsitzenden Herrn Geheimen Regierungsrat Prof. Dr.-Ing. Busley geleitet wurde.

Erster Tag.

Den ersten Vortrag hielt Herr Professor Laas über „Der Weltschiffbau und seine Verschiebungen durch den Krieg“, der sehr lebhaften Beifall auslöste. An der Erörterung, die sich recht lebhaft gestaltete, beteiligten sich die Herren Professor Pagel, Geheimer Regierungsrat Professor Flamm, Geheimer Marine-Baurat Presse, Marine-Oberbaurat Petersen und Dr.-Ing. Eggers.

Den zweiten Vortrag „Wirtschaftliche Konstruktionsfragen im künftigen Schiffbau“ hatte Herr Dr.-Ing. Foerster übernommen. Seinen Ausführungen folgte lebhafter Beifall, dem sich eine eingehende Besprechung anschloß. Es kamen zum Wort die Herren Dipl.-Ing. Achenbach, Professor Lienau, Dr.-Ing. Wrobbel, Dipl.-Ing. Zeyhs, Marine-Baurat Schlichting, Direktor Zetzmann, Oberingenieur Süchting und Rechnungsrat Stieghorst.

Nach der Frühstückspause, die den beiden ersten Vorträgen folgte, hielt Herr Dipl.-Ing. Albrecht über „Der Maschinenraumabzug in der britischen Schiffsvermessung“ seinen mit Beifall aufgenommenen Vortrag.

Wegen der Schwierigkeit des Stoffes und der geringen Sachkenntnis der Anwesenden konnte ihm nur der Leiter des Reichsschiffsvermessungsamtes Herr Geheimer Regierungsrat Dr. Riess antworten.

Der letzte Vortrag des ersten Tages war Herrn Direktor Hahnemann zugefallen, der über die „Unterwasserschalltechnik“ sprach, und dem die Zuhörer trotz der vorgerückten Zeit mit großer Aufmerksamkeit und vielem Beifall lohnten. In der Erörterung nahm Herr Professor Gümbel das Wort, dem wegen der späten Stunde, es war fast 6 Uhr abends geworden, kein weiterer Redner folgte.

An dem Abendessen im Marmorsaal des Zoologischen Gartens nahmen etwa 300 Personen teil, unter denen sich 50 Damen befanden. Der Abend verlief in durchaus harmonischer Weise.

Zweiter Tag.

Um 9 Uhr morgens eröffnete der Vorsitzende die geschäftliche Sitzung. Die ersten 6 Punkte der Tagesordnung wurden wie die unter V. folgende Niederschrift ausweist, glatt erledigt. Beim Punkte 7 entwickelte der Antragsteller Herr Dr.-Ing. Foerster die Gesichtspunkte, die ihn und die Verlagsfirma Jul. Springer veranlaßten, eine neue Zeitschrift „Werft und Reederei“ herauszugeben und darum zu bitten, daß diese sich als Organ der Schiffbautechnischen Gesellschaft bezeichnen dürfte. Herr Professor Pagel führte darauf die Gründe an, die den Vorstand bewogen, den Antrag des Herrn Dr. Foerster zu befürworten. Jede Nummer der neuen Zeitschrift soll vor der Drucklegung einem Vorstandsmitgliede zur Durchsicht vorgelegt werden, und hierzu ist zunächst Herr Geheimrat Professor Dr.-Ing. Rudloff ausersehen. Nachdem Herr Direktor Stahl einen auf die Gründung dieser Zeitschrift bezugnehmenden Zeitungsartikel verlesen hatte, beschloß die Versammlung mit großer Mehrheit, von jeder weiteren Erörterung abzusehen, und den Antrag des Herrn Dr.-Ing. Foerster anzunehmen. Der Punkt 8 der Tagesordnung, betreffend die Erhöhung des Jahresbeitrages auf 30 M. und des lebenslänglichen Beitrages auf 500 M., wurde nach seiner Begründung durch den Vorsitzenden einstimmig angenommen. Über die zum Punkte 9 behandelten sonstigen Angelegenheiten gibt die Niederschrift Aufschluß.

Den ersten Vortrag dieses Tages hielt Herr Oberingenieur Alt über „Die Probleme der Ölmaschine und ihre Entwicklung auf der Germania-Werft“. Der Redner wurde für seinen hochbedeutsamen Vortrag durch anhaltenden Beifall ausgezeichnet. Zu demselben nahmen das Wort die

Herren: Geheimrat Professor Romberg, der Chef der Admiralität Exzellenz von Trotha, Oberingenieur Goos, Geheimer Marine-Baurat Rich. Müller, Direktor Regenbogen, Geheimrat Professor Stumpf und Professor Pöhlmann.

Zu dem zweiten Vortrage war Herr Geheimrat Professor Dr.-Ing. Rudloff über „Die Sicherheit havariierter Schiffe gegen das Kentern“ gemeldet. Die Erörterung dieses Vortrages wurde mit der der beiden folgenden Vorträge vereinigt. Nach der nun eintretenden Frühstückspause kam Herr Dr.-Ing. Wrobbel zum Wort mit seinem Vortrage: „Stabilitäts-Theorie und ihre praktische Anwendung“, und hieran schloß sich dann der Vortrag des Herrn Dr.-Ing. Commentz über „Bemerkungen zur Kritik von Stabilitätsberechnungs-Ergebnissen“. Alle drei Redner ernteten reichen Beifall. An der Aussprache über diese drei Stabilitäts-Vorträge beteiligten sich Herr Professor Weber, Herr Dipl.-Ing. Achenbach, Herr Geheimrat Professor Flamm und Herr Dr.-Ing. Koch. Es war mittlerweile 5½ Uhr geworden und der Vorsitzende schloß dann den zweiten Tag der Hauptversammlung.

Dritter Tag.

Um 10 Uhr vormittags hatten sich etwa 100 Teilnehmer in der Aula der Technischen Hochschule versammelt, in der zuerst Herr Geheimrat Professor Dr.-Ing. Hartmann über „Die deutschen Prüfstellen für Ersatzglieder“ sprach, dem lebhafter Beifall lohnte. Herr Geheimrat Professor Dr.-Ing. Busley dankte ihm für seine Bemühungen um das Zustandekommen der folgenden Vorführungen.

Herr Professor Dr.-Ing. Schlesinger sprach darauf über „Die Fortschritte in der Herstellung von Ersatzgliedern und ihre Benutzung durch die Kriegsbeschädigten“, wobei er durch eine Reihe von Lichtbildern und kinematographischen Vorführungen die Wirkungsweise der neuen künstlichen Glieder erläuterte. Eine Reihe von Bein- und Arm-Amputierten zeigte darauf, wie sie mit ihren künstlichen Gliedern alle möglichen Verrichtungen ausführen und dadurch in die Lage versetzt werden, ihre vor dem Kriege innehabten Berufe wenigstens teilweise wieder aufzunehmen.

Der Vorsitzende, Herr Geheimrat Busley, dankte Herrn Professor Schlesinger mit folgenden Worten:

Meine Herren! Herr Professor Dr. Schlesinger hat uns in leicht verständlicher und überaus lichtvoller Weise die erstaunlichen Fortschritte vor-

geführt, die in der Herstellung künstlicher Gliedmaßen durch die Zusammenarbeit der Ärzte und Ingenieure in den letzten Jahren erzielt worden sind. Herr Professor Schlesinger! Es ist uns bekannt, in wie selbstloser Weise Sie Ihre ganze Persönlichkeit nicht nur für die Konstruktion und die Herstellung künstlicher Glieder, sondern auch für ihre Einführung und Verwendbarkeit eingesetzt haben. Für dieses Werk edelster Menschenliebe können wir Ihnen nur aus tiefstem Herzen danken! (Sich zu den anwesenden Kriegsbeschädigten wendend) Meine Herren! Für Ihr Erscheinen, sowie für die Bereitwilligkeit, uns den Gebrauch Ihrer künstlichen Glieder hier vorzuführen, spreche ich Ihnen im Namen aller Anwesenden unseren verbindlichsten Dank aus und knüpfe hieran die Hoffnung, daß Ihnen mit Hilfe dieser neuen Glieder eine glückliche Zukunft beschieden sein möge.

Hiermit schloß die XXI. Hauptversammlung.

V. Niederschrift

über die geschäftliche Sitzung der 21. ordentlichen Hauptversammlung
am 21. November 1919, vormittags 9 Uhr.

Nach § 23 der Satzung sind auf die Tagesordnung folgende Punkte gesetzt:

1. Vorlage des Jahresberichtes.
2. Bericht der Rechnungsprüfer und Entlastung des Vorstandes von der Geschäftsführung des Jahres 1918.
3. Bekanntgabe der Veränderungen in der Mitgliederliste.
4. Ergänzungswahlen des Vorstandes. Es sind zu wählen: Zwei fachmännische und zwei nichtfachmännische Beisitzer sowie ein Ersatzmann für den verstorbenen Herrn Baurat Claussen.
5. Wahl der Rechnungsprüfer für das Jahr 1919.
6. Wahl der beiden gesetzlichen Vertreter.
7. Antrag des Herrn Dr.-Ing. Foerster: Einer von ihm herauszugebenden und im Verlage von Julius Springer in Berlin erscheinenden Zeitschrift „Werft und Reederei“ die Führung des Zusatzes „Organ der Schiffbautechnischen Gesellschaft“ zu gestatten.
8. Antrag des Vorstandes: Erhöhung des Jahresbeitrages auf 30 M. und des lebenslänglichen Beitrages auf 500 M.
9. Sonstiges.

Der Vorsitzende, Herr Geheimer Regierungsrat Professor Dr.-Ing. Busley, eröffnet die Sitzung um 9 Uhr.

Beim Beginn derselben sind etwa 70 Gesellschaftsmitglieder anwesend, die sich bis zum Schluß auf etwa 150 erhöhen.

1. Die Versammlung verzichtet auf die Verlesung des mit den Vorträgen versandten Geschäftsberichtes 1919 und genehmigt ihn. Der Vor-

sitzende gedenkt hierbei der großen Zahl der im laufenden Jahre verstorbenen Mitglieder, unter denen sich das Vorstandsmitglied Herr Baurat Dr.-Ing. Claussen und von anderen bekannteren Mitgliedern Herr Wirklicher Geheimer Oberbaurat Hoßfeld und Herr Geheimer Regierungsrat Dr. Willh. von Siemens befinden. Nachdem er die Verdienste gewürdigt hatte, welche sich diese Herren um die Schiffbautechnische Gesellschaft erwarben, bat er die Versammlung, sich zum ehrenden Gedächtnis aller verstorbenen Mitglieder von ihren Sitzen zu erheben. Dies geschieht.

2. Herr Professor Krainer erstattet den Bericht über die Prüfung der Bücher, die er mit Herrn Geheimrat Hoßfeld, dieser in Stellvertretung des Herrn Direktors Blümcke, vorgenommen hat. Die Bücher wurden in Ordnung befunden und ebenso die Kassenführung. Er beantragt die Entlastung des Vorstandes von der Geschäftsführung des Jahres 1918. Die Versammlung erteilt ohne Erörterung einstimmig die Entlastung.

3. Die Versammlung verzichtet auf die Verlesung der Namen der ein- und ausgetretenen Herren, weil sie bereits im Jahresbericht aufgeführt wurden, der den Mitgliedern mit den Vorträgen übersandt wurde.

4. Zur Neuwahl stehen zwei fachmännische und zwei nichtfachmännische Beisitzer sowie ein Ersatzmann für den verstorbenen Herrn Baurat Claussen. Herr Geheimrat Schütte beantragt die Wiederwahl der ausscheidenden Vorstandsmitglieder durch Zuruf. Hiergegen erfolgt kein Widerspruch. Der Vorsitzende stellt die Wiederwahl der Herren: Werftbesitzer Berninghaus, Geheimer Baurat Dr.-Ing. Flohr, Reeder Amsinck und Geheimer Kommerzienrat Schultze in den Vorstand fest. Als Ersatzmann für Herrn Baurat Claussen wird von dem Vorsitzenden Herr Generaldirektor Nawatzki in Vorschlag gebracht und durch Zuruf gewählt. Alle gewählten Herren nehmen die Wahl an.

5. Als Rechnungsprüfer werden die Herren Direktor Blümcke und Professor Krainer einstimmig wiedergewählt. Als Ersatzmann wählt die Versammlung Herrn Baurat Schulthes.

6. Auf Grund von § 8 der Satzung werden als Vertreter der Gesellschaft im Sinne des § 26 des Bürgerlichen Gesetzbuches die Herren Geheimer Regierungsrat Professor Dr.-Ing. Busley und Geheimer Oberbaurat Dr.-Ing. Reitz, sowie als ihre Vertreter Herr Wirklicher Geheimer Oberbaurat Professor Dr.-Ing. Rudloff und Herr Direktor Professor Pagel bestätigt.

7. Herr Dr. Foerster motiviert den Antrag und bittet um Annahme desselben. Herr Professor Pagel befürwortet den Antrag im Namen des Vor-

standes. Herr Direktor Stahl bittet die Gesellschaft, den Antrag des Vorstandes anzunehmen, und die Versammlung beschließt die Annahme des Vorschlags.

8. Der Antrag auf Erhöhung des Jahresbeitrags auf 30 M. und des lebenslänglichen Beitrags auf 500 M. wird angenommen.

9. Herr Direktor Zetzmann regt die Verlegung der Jahresversammlung in eine bessere Jahreszeit an und wenn möglich auch nach anderen Orten als Berlin. Der Vorsitzende erklärt, daß er den Antrag in einer Vorstandssitzung zur Beratung stellen werde.

Das Mitglied der Nationalversammlung Herr Geheimer Kommerzienrat Dr.-Ing. Wieland beantragt, daß die Schiffbautechnische Gesellschaft bei der Admiralität dahin vorstellig werden möchte, daß bei dieser Behörde an die Spitze der technischen Abteilungen ein Ingenieur gestellt werde. Die Versammlung stimmt dem zu und wählt einen fünfgliedrigen Ausschuß zum Entwurf einer entsprechenden EntschlieÙung.

Herr Professor Laas schlägt vor, Erwägungen darüber anstellen zu wollen, ob es sich nicht empfiehlt, innerhalb der Gesellschaft Fachausschüsse und lokale Vereinigungen einzuführen. Der Vorstand will diese Anregung weiter verfolgen.

Die gesetzlichen Vertreter.

Carl Busley. Johannes Rudloff.

Im weiteren Laufe der Tagung unterbreiteten die in der geschäftlichen Sitzung gewählten fünf Herren die folgende EntschlieÙung, die ohne Widerspruch genehmigt wird.

Berlin, den 22. November 1919.

An die Deutsche Nationalversammlung!

Im Nachstehenden gestattet sich die Hauptversammlung der Schiffbautechnischen Gesellschaft von einer EntschlieÙung Kenntnis zu geben, die dem Herrn Reichswehrminister gleichzeitig zugeht.

Mit großer Befriedigung hat die Hauptversammlung der Schiffbautechnischen Gesellschaft von dem einstimmigen Beschluß der Deutschen Nationalversammlung Kenntnis genommen, daß in den Reichsverwaltungen grundsätzlich die Gleichstellung der höheren technischen Beamten mit den juristisch vorgebildeten Verwaltungsbeamten durchgeführt werden soll. Der Haushaltsplan der Admiralität entspricht diesem Grundsatz nicht. Die Schiffbautechnische Gesellschaft bittet daher, den Herrn Reichswehrminister, in dem

nächsten Haushaltsplan der Admiralität dieser Grundforderung der Nationalversammlung entsprechend auch gegenüber den Offizieren zu verfahren und die technischen Abteilungen zusammenzufassen unter der Leitung eines Technikers, der direkt dem Chef der Admiralität untersteht. Ferner wird der Herr Reichswehrminister gebeten, die Verwaltungsstellen, die überwiegend technische Bedeutung haben, mit Technikern zu besetzen. „Freie Bahn dem Fachmann.“

Die Schiffbautechnische Gesellschaft

Der Vorsitzende

Busley.

Auf diese EntschlieÙung ist am 22. Dezember 1919 die nachstehende Antwort eingegangen.

Verfassunggebende
Deutsche Nationalversammlung.

Berlin NW. 7, den 18. Dezember 1919.

Antwort auf die Petition vom 22. November 1919.

Die Nationalversammlung hat in ihrer heutigen Plenarsitzung beschlossen, Ihre Eingabe der Reichsregierung zur Berücksichtigung zu überweisen.

Jungheim,

Direktor beim Reichstag.

VI. Unsere Toten.

Trotz weitgehender Bemühungen ist es uns zu unserem Bedauern nicht gelungen, von allen Verstorbenen die entsprechenden Angaben für einen Nachruf zu erlangen. Wir können deshalb nur die Nachrufe der folgenden Dahingeshiedenen bringen:

Blumenthal, E. G., Direktor, Hamburg.
Claussen, Georg, Dr.-Ing., Baurat, Direktor, Geestemünde.
Eich, Nicolaus, Kommerzienrat, Düsseldorf.
Erler, Kurt, Marinebaumeister, Wilhelmshaven.
Freese, Hermann, Schiffbau-Ingenieur, Rostock.
de Fries, Wilhelm, Düsseldorf.
Frühling, Otto, Baurat, Braunschweig.
Grunow, Roderich, Kaufmann, Stettin.
Gutjahr, Louis, Kommerzienrat, Generaldirektor, Auerbach.
Haßfeld, Paul, Wirkl. Geh. Oberbaurat, Berlin.
Koehn von Jaski, Theodor, Geh. Marine-Baurat, Freiburg i. Br.
Meier, Max, Dr.-Ing., Hüttdirektor, Bismarckhütte.
Schmid, Constantin, Direktor, Charlottenburg.
Schreiter, Wilhelm, Marine-Baurat, Kiel.
Schröder, Emil, Ingenieur, Dresden.
Siemens, Wilhelm v., Geh. Regierungsrat, Dr.-Ing. e. h. und Dr. phil. h. c., Berlin.
Simmersbach, Oskar, Professor, Breslau.
Wessels, Johann Friedrich, Senator, Bremen.
Wigand, Albert, Dipl.-Ing., Schmargendorf.

ERNST BLUMENTHAL.

Am 17. April d. J. entschlief im Alter von 65 Jahren der frühere technische Direktor der Hamburg-Amerika-Linie, Ernst Blumenthal.

Blumenthal war ein energischer, tüchtiger Ingenieur, der sich mit großer Willenstärke und eisernem Fleiße im Laufe der Jahre die Kenntnisse erworben hatte, die ihn zu seiner hohen Stellung befähigten.

In Magdeburg geboren, widmete sich Blumenthal nach zurückgelegter Schulzeit und mehrjähriger praktischer Lehrzeit in der Magdeburger Maschinenfabrik dem Schiffsmaschinenbau und fuhr zu seiner Ausbildung mehrere Jahre zur See. Seiner Dienstpflicht genügte er im Maschinenpersonal der Kaiserlichen Marine. Nach Beendigung seiner Dienstzeit trat er bei der Märkisch-Schlesischen Maschinenbau- und Hütten-A.-G., vormals F. A. Egels, Tegel-Berlin, als Monteur ein und rückte dort zum Montage-Ingenieur auf. Im Jahre 1887 verließ er die Gesellschaft und war bis 1888 Chef-Ingenieur in der Chinesischen Flotte. Nach seiner Rückkehr aus China trat er bei den Vulcan-Werken, Stettin, als Betriebs-Ingenieur ein. Während langer Jahre war ihm der Einbau der maschinellen Einrichtungen an Bord der zahlreichen Neubauten der Kriegs- und Handelsmarine übertragen, die die Werkstätten des Vulcan verließen. So ausgerüstet mit reichen praktischen Erfahrungen übernahm Blumenthal im Jahre 1893 die Leitung der maschinentechnischen Abteilung der Hamburg-Amerika-Linie. Hier war der richtige Mann am richtigen Platze. An der gewaltigen Entwicklung, die gerade die größte deutsche Reederei um die Jahrhundertwende nahm, hat Blumenthal hervorragend teilgenommen. Die unter seiner technischen Aufsicht gebauten Dampfer, von denen nur die großen Schnell- und Passagierdampfer „Deutschland“, „Amerika“ und „Kaiserin Auguste Victoria“ erwähnt werden sollen, haben nicht wenig dazu beigetragen, den Ruf der deutschen Schifffahrtsgesellschaften in aller Welt zu begründen und ihren Leistungen Geltung und Ansehen zu verschaffen. Hohe Orden und Auszeichnungen bewiesen Blumenthal die Anerkennung seiner unermüdlichen Tätigkeit. Die Hamburg-Amerika-Linie ernannte ihn zum technischen Direktor, eine Auszeichnung, die vor ihm und nach ihm nicht wieder verliehen worden ist.

Seinen Untergebenen gegenüber war Blumenthal mehr Berater als Vorgesetzter, für sie setzte er sich immer voll und ganz ein. Durch sein ruhiges vornehmes Auftreten hat er sich viele Freunde erworben; uner-

müddlich war er im Interesse der Gesellschaft tätig. Schonung kannte er nicht. Alle Ermahnungen, sich zu schonen, blieben fruchtlos. Leider zu spät fühlte er, daß seine Gesundheit gelitten und er den schweren Anstrengungen des Dienstes nicht mehr gewachsen war. Im Jahre 1907 trat er in den Ruhestand, in steter Fühlung mit der Hamburg-Amerika-Linie bleibend.

GEORG CLAUSSEN

ist am 23. Januar 1845 in Bremerhaven geboren. Schon früh trat er, am 2. April 1861, bei der im Jahre 1840 gegründeten Schiffswerft von Joh. C. Tecklenborg als Schiffszimmerlehrling ein. Bald nach beendeter Lehrzeit, im Oktober 1865, ging er nach Schottland, um dort bei der Werft von Caird & Co. in Greenock zunächst als Zeichner tätig zu sein. Hier fand er Gelegenheit, den Bau der damals größten eisernen Dampfer kennen zu lernen, da diese Firma damals fast alle Schiffe für den Norddeutschen Lloyd und die Hamburg-Amerika-Linie erbaute.

Am 6. März 1869 kehrte Claussen nach Bremerhaven zurück, um wieder bei der Werft von Joh. C. Tecklenborg einzutreten. Seit dieser Zeit, also seit mehr als 50 Jahren, ist er ununterbrochen auf dieser Werft tätig gewesen und hat sie aus den kleinsten Anfängen zu einer der leistungsfähigsten deutschen Werften erhoben. Während in den 60er Jahren auf der Werft etwa 100 Arbeiter beschäftigt waren, standen vor Ausbruch des Krieges 4000 Arbeiter in ihren Diensten. Im Jahre 1872 wurde Claussen Prokurist und 1876 Mitinhaber der Werft, die dann von Herrn Ed. Tecklenborg und Claussen gemeinschaftlich betrieben wurde. 1897 wurde die Werft in eine Aktiengesellschaft verwandelt, deren technische Leitung Claussen als Direktor übernahm.

Schritt für Schritt ist die Werft von ihm ausgebaut worden, und mit ihrer Erweiterung sind auch die erbauten Schiffe größer und größer geworden, so daß heute statt der früheren kleinen Segler große Dampfer auf den Helgen stehen. Eine besondere Neigung hatte Claussen für den Bau von Segelschiffen, und er hat auch in früheren Jahren, als der Bau von Segelschiffen noch lohnend war, seine ganze Kraft eingesetzt, um Segelschiffe wie „Potosi“, „Preußen“ und das Schulschiff „Großherzogin Elisabeth“ zu bauen, Schiffe, die wegen ihrer vorzüglichen Segeleigenschaften einen Weltruf haben. Unter anderen erbaute er auch die beiden Polarschiffe „Germania“ für die deutsche Polarexpedition und „Admiral

Tegethof“ für die österreichisch-ungarische Polarexpedition. Beide Schiffe haben sich glänzend bewährt.

Im Jahre 1881 ging die Werft, die bis dahin auf Bremerhavener Gebiet sowie auf dem Grund und Boden des Tecklenborgschen Docks betrieben wurde und sich ausschließlich dem Holzschiffbau widmete, zum Eisenschiffbau über und legte auf dem Geestemünder Gebiet durch Kauf eines kleinen Platzes den Grund zu der heutigen großen Werft.

Claussens Leistungen und Erfahrungen als Schiffbauer sind allgemein anerkannt worden. Viele Jahre war er Beisitzer im Reichs-Oberseeamt, und unsere Gesellschaft erwählte ihn in den Vorstand. Die Technische Hochschule in Berlin ehrte ihn durch die Verleihung der Würde eines Dr.-Ing. Der König von Preußen verlieh ihm den Titel „Königlicher Baurat“ und zeichnete ihn auch durch Orden aus, wie ihm solche auch von anderen deutschen Bundesfürsten verliehen wurden. Fast 40 Jahre war er im Ehrenamte österreichisch-ungarischer Vizekonsul.

Am 6. März 1919 beging Claussen sein 50jähriges Dienstjubiläum bei der Firma Joh. C. Tecklenborg, wobei ihm manche Ehrung zuteil geworden ist. Unsere Gesellschaft ernannte ihn zu ihrem Ehrenmitgliede und überreichte ihm hierüber eine künstlerisch ausgeführte Urkunde. Die Stadt Geestemünde wählte ihn an diesem Tage zu ihrem Ehrenbürger.

Im letzten Winter warf ihn eine schwere Krankheit monatelang aufs Krankenlager. Seine kräftige Natur überwand aber diesen Anfall, so daß er bis zum 26. Mai wieder geschäftlich tätig sein konnte. An diesem Tage traf ihn ein Schlaganfall und später wurde eine Operation nötig, der er sich im Städtischen Krankenhaus von Bremerhaven unterzog. Hier führte ihn am 19. Juni ein sanfter Tod hinüber ins Jenseits.

NIKOLAUS EICH

war ein Kind der Eifelberge. Ein glückliches Schicksal führte ihn aus der bergigen Heimat, der er bis zum Ende seine Liebe und Dankbarkeit erhielt, auf verschlungenen Pfaden seinem Lebensberufe zu. Nach arbeitsreicher Jugend in der väterlichen Landwirtschaft kommt Nikolaus Eich in den Eisenbahndienst, ist kurze Zeit bei der Kleineisenindustrie-Berufsgenossenschaft tätig und findet, durch fleißiges Selbststudium mit den Grundzügen kaufmännischen Wirkens vertraut geworden, im Alter von 24 Jahren Verwendung bei den 1890 eben in Berlin gegründeten Deutsch-

Österreichischen Mannesmannröhren-Werken, der Stätte, der seine Lebensarbeit dienen sollte.

Die schwierigen Verhältnisse bei der Gesellschaft mit ihren stets neuen Aufgaben waren so recht geeignet, die in Nikolaus Eich schlummernden Fähigkeiten zu wecken und zu entwickeln und seine immer wache Kampfnatur zu stählen. Er wurde zum unentbehrlichen Mitarbeiter und Freunde des Generaldirektors Franken, so daß er bei dessen Ableben im Jahre 1900 durch das Vertrauen des Aufsichtsrats in die Leitung der Gesellschaft berufen wurde. Ihn beseelte der Gedanke, daß das Werk zur Sicherung seiner Unabhängigkeit im Wettbewerbskampfe die hauptsächlichsten Rohstoffe für seine Erzeugung aus eigenen Quellen schöpfen oder in eigenen Betrieben herstellen müsse. Durch den im Jahre 1906 erfolgten Erwerb der Saarbrücker Gußstahlwerke sicherte er dem Röhrenwerke Bous die Versorgung mit Halbzeug und fünf Jahre später durch die Angliederung des Blechwalzwerkes der Gesellschaft Grillo, Funke & Co., dem Schweißrohrwerke Rath die Belieferung mit den nötigen Blechen. Als Ergänzung folgte im Jahre 1914 der Erwerb des Stahl- und Blechwalzwerkes Schulz-Knaudt in Huckingen bei Duisburg, dessen Lage unmittelbar am Rhein auch die Möglichkeit bot, eine Hochofenanlage zu errichten, die nach Eichs Plane die eigene Roheisenquelle der Mannesmannröhrenwerke werden sollte, ein Plan, den zu verwirklichen ihm leider nicht mehr vergönnt war. Der Brennstoffbelieferung der vorhandenen Betriebe und der Koksgrundlage für das geplante Hochofenwerk galt der Ankauf der Steinkohlenzechen Königin Elisabeth bei Essen im Jahre 1912 und Unser Fritz bei Wanne im Jahre 1918. In demselben Jahre wurden auch die Wittener Stahlröhren-Werke in die Gesellschaft aufgenommen, wodurch diese auf ihrem ursprünglichen Betätigungsgebiete, der Röhrenerzeugung, eine wertvolle Ergänzung erhielt.

Trotz seines umfassenden rastlosen Wirkens für seine Gesellschaft fand der zu früh Dahingegangene noch Zeit, die reichen Gaben seines Geistes der Förderung der Gesamtheit der deutschen Industrie und der Wohlfahrtspflege nicht allein für die ihm am meisten ans Herz gewachsenen Arbeiter und Beamten seiner Werke, sondern auch der Allgemeinheit zu widmen. Unablässig suchte sein schöpferischer Sinn nach der besten Form, um der deutschen Eisen- und insbesondere der Röhrenindustrie eine Gestaltung zu geben, die den Kampf der Wettbewerber untereinander mildern und die Werke zu einem geschlossenen starken Kampfblocke auf

dem Weltmarkte vereinigen sollte. Um so drückender trafen ihn daher auch die schlimmen Folgen, die der unglückliche Ausgang des Weltkrieges für den deutschen Gewerbefleiß und den deutschen Handel mit sich brachte.

All die vielen Pflichten, die ihm aus der Arbeit für seine Unternehmungen und seine ehrenamtliche Tätigkeit in den Verbänden von Handel und Industrie, der Düsseldorfer Handelskammer und Stadtvertretung und bei so vielen Wohlfahrtsvereinigungen erwachsen, hinderten Nikolaus Eich nicht, sich auch der Kunst und Wissenschaft zu widmen.

Will man die Persönlichkeit des Heimgegangenen mit wenigen Strichen im Zusammenhange zeichnen, so muß man seinen weiten Blick für die entscheidenden Fragen im Leben unseres Volkes, sein sicheres Urteil, die schöpferische Kraft in seinem ganzen Schaffen und die unbedingte Lauterkeit seiner Gesinnung als die Eigenschaften hervorheben, die ihn zu einer Führerstellung in unserem Wirtschaftsleben besonders befähigten.

Am 16. September 1919 setzte der Tod seinem an Arbeit und Erfolgen gleich reichen Wirken im 54. Lebensjahre allzufrüh ein Ziel.

KURT ERLER

wurde am 31. Dezember 1881 als Sohn des Amtsrichters Julius Erler in Sprottau (Niederschlesien) geboren. Er besuchte das Königliche Realgymnasium in Sprottau, die Gymnasien zu Glogau und Marienwerder, wo er am 6. März 1901 die Abiturientenprüfung bestand. Er widmete sich der Laufbahn der Marinebaubeamten und arbeitete zunächst ein Jahr als Maschinenbauleve auf der Kaiserlichen Werft Danzig, um dann das Dienstjahr an Bord eines Schulschiffes der Kaiserlichen Marine anzuschließen. Bis zum Jahre 1908 besuchte er die Königlich Technische Hochschule in Charlottenburg als Studierender des Schiffsmaschinenbaufaches. Zur Ergänzung seiner praktischen Ausbildung machte er im Jahre 1906 eine Reise als Maschinenassistent an Bord des Lloyd dampfers „Großer Kurfürst“ nach New York und zurück mit. Nach bestandener Diplomhauptprüfung begann er am 3. Januar 1908 seinen Dienst als Marinebauführer bei der Kaiserlichen Werft Wilhelmshaven. Am 22. September 1910 bestand er die Prüfung als Marinebaumeister und wurde bald darauf zur Kaiserlichen Werft Danzig versetzt, wo er in den Unterseebootsbau hineinkam. Kurz nach Kriegsbeginn wurde er daher auch nach Kiel zu der Unterseebootsabnahmekommission kommandiert, der die technische Durchprüfung und die mili-

tärische Vorbereitung des Kriegsmittels oblag, das von so großer Bedeutung für das Vaterland werden sollte. Nach zweijähriger Arbeit in diesem anstrengenden Dienst befiel ihn ein Rheumatismus schwerster Art, verbunden mit Muskelschwund, der ihn bald dienstunfähig machte. Kurze Besserungsperioden, während der er versuchte, wenigstens an Land bei der Werft Wilhelmshaven wieder Dienst zu tun, hielten nicht an. Nach unsäglicher Leidenszeit starb er ruhig am 29. Juni 1919 in Wilhelmshaven und wurde dort auf dem Heldenfriedhof beigesetzt. Ein stiller, ernster Mensch, zeichnerisch und musikalisch hochbegabt, allen ein treuer Kamerad, ist mit ihm dahingegangen.

HERMANN FREESE

wurde am 21. September 1880 als Sohn des Schmiedes Freese in Gaarden bei Kiel geboren. Nachdem er die Mittelschule in Gaarden besucht hatte, machte er eine 4jährige Lehrzeit auf den Howaldtwerken in Kiel durch und bezog dann in den Jahren 1900—01 das Technikum in Bremen, wo er die beiden Examen mit „sehr gut“ und „vorzüglich“ bestand. Hierauf war er zwei Jahre Ingenieur bei der A.-G. Neptun und von 1905—09 Bürochef der Eiderwerft in Tönning.

Im letzteren Jahre übernahm er die Leitung und Neueinrichtung der Werft von D. W. Kremer Sohn in Elmshorn, welche er im Jahre 1911 verließ, um als Oberingenieur bei der Lübecker Maschinenbau-Gesellschaft in der Abteilung Schiffbau einzutreten. Nach 5jähriger Wirksamkeit in Lübeck und kürzerem Aufenthalt in gleicher Eigenschaft bei der Neptunwerft in Rostock kam er im Juli 1918 als Technischer Leiter der Zweigniederlassung Boizenburg zu der Vereinigten Elbe- und Norderwerft A.-G. Hier verschied er am 28. Mai 1919 infolge einer Influenza, die in Lungenentzündung ausartete. Freese hatte seinen Vater früh verloren und mußte sich aus eigener Kraft die Mittel zu seiner Fortbildung verschaffen, bis es ihm durch seinen eisernen Fleiß gelang, eine gesicherte Lebensstellung zu erringen.

WILHELM DE FRIES

wurde am 11. Februar 1856 zu Orsoy als Sohn eines Kohlenhändlers geboren, wo er auch die Schule besuchte. Er erlernte in Duisburg das Schlosserhandwerk und arbeitete praktisch, bis ihm die Möglichkeit gegeben war,

mit ersparten Mitteln das Technikum zu Mittweida zu besuchen. Nach Beendigung dieses Studiums begann er seine Ingenieur-Laufbahn als Konstrukteur bei der jetzigen Maschinenfabrik Schieß Akt.-Ges., Düsseldorf, und ging dann in gleicher Eigenschaft zu Bechem & Keetmann, Duisburg.

Nach mehrjähriger Reisetätigkeit für die Firma Losenhausen begründete Herr de Fries im August 1891 gemeinsam mit seinem Bruder Heinrich und Herrn Anton Röper in Düsseldorf ein eigenes Fabrikunternehmen zur Herstellung von Brückenwagen und Kleinhebezeugen unter der Firma de Fries & Co. Dieses aus den bescheidensten Verhältnissen entstandene Unternehmen beschäftigte schon nach 3-jährigem Bestehen, also im Jahre 1894, etwa 150 Arbeiter. Da die vorhandenen Räumlichkeiten nicht mehr ausreichten, entschlossen sich die Inhaber, in Benrath Neubauten zu errichten, welche in den Jahren 1894/95 fertiggestellt wurden. Im Jahre 1896 wurde dieses Werk in ein selbständiges Unternehmen unter der Firma Benrather Maschinenfabrik G. m. b. H. umgewandelt, dessen Leitung Herr de Fries übernahm, indem er gleichzeitig aus der Firma de Fries & Co. austrat, während Herr Anton Röper mit Herrn Heinrich de Fries die Firma de Fries & Co. weiterführte.

Das Benrather Unternehmen, welches sich für die Folge in der Hauptsache mit dem Bau moderner elektrischer Hebezeuge, Hütten- und Stahlwerkseinrichtungen befaßte, entwickelte sich außerordentlich schnell und nahm bedeutenden Umfang an, so daß dasselbe bereits im Jahre 1898 unter Mitwirkung der Union-Elektrizitäts-Gesellschaft, Berlin, in eine Aktiengesellschaft umgewandelt wurde. Herr de Fries hat noch bis zum Jahre 1909, zuletzt als Generaldirektor, die Leitung der Benrather Maschinenfabrik Akt.-Ges. inne gehabt und hat es, infolge seiner ganz außergewöhnlichen Arbeitskraft und seines weitausschauenden Blickes, verstanden, dem von ihm geleiteten Unternehmen eine führende Stellung und Weltruf zu verschaffen. Auf seine Initiative sind die zum Teil riesige Abmessungen aufweisenden, modernen Hebezeuge, wie Werftkrane, Schwimmkrane usw., zurückzuführen.

Gelegentlich der Vereinigung der drei Werke Benrather Maschinenfabrik Akt.-Ges., Duisburger Maschinenbauanstalt und Ludwig Stuckenholz und deren Umwandlung in die heutige Deutsche Maschinenfabrik Akt.-Ges. legte Herr de Fries die Leitung der erstgenannten Werke nieder und begründete mit Herrn Georg Nicolai die offene Handelsgesellschaft Wilhelm

de Fries & Co. zu Düsseldorf. Diese Firma, welche den Verkauf für erstklassige Werke im Hebezeuge- und Maschinenbau sowie verwandter Geschäftszweige übernahm, hat während ihres 10jährigen Bestehens große Erfolge erzielt und sich einen guten Ruf erworben.

Herr Wilhelm de Fries starb am 21. Februar 1919 in Düsseldorf.

OTTO FRÜHLING

wurde am 7. Oktober 1849 zu Blankenburg am Harz geboren als Sohn des Herzoglichen Kreisbaumeisters, Baurat Frühling. Erzogen im elterlichen Hause, besuchte er in seiner Vaterstadt das Gymnasium bis zum 1. Oktober 1869, wo er dasselbe mit dem Zeugnis der Reife zum Universitätsstudium verließ. Alsdann trat er, um seiner Militärpflicht zu genügen, als Einjährig-Freiwilliger in das Herzoglich Braunschweigische Inf.-Regiment Nr. 92 ein und arbeitete gleichzeitig als Eleve auf dem Büro seines Vaters. Diese Arbeiten wurden durch den Krieg 1870/71 unterbrochen. Erst nach seiner Entlassung am 25. Juni 1871 konnte er sich denselben wieder zuwenden und arbeitete bis zum Oktober 1871 bei den Schloßbauten in Wernigerode unter Leitung seines Bruders, des dortigen Schloßbaumeisters Frühling. Vom Oktober 1871 bis Oktober 1874 studierte er auf der Bauakademie zu Berlin. Am 20. November 1874 legte er daselbst sein Bauführer-Examen ab und trat am 8. Januar 1875 als Bauführer bei dem Bau der Moselbahn, III. Bauabteilung, zu Alf ein, woselbst er zuerst mit Vorarbeiten, dann mit der Projektierung der für die Strecke erforderlichen Bauwerke und schließlich mit der Spezialleitung der Ausführung des Tunnels durch den Prinzenkopf und des Viadukts bei Reil betraut war. Im Januar 1877 begab er sich wieder nach Berlin, um sich auf das Baumeister-Examen vorzubereiten, wurde am 24. April 1878 nach bestandener Prüfung zum Regierungsbaumeister ernannt und am 31. Mai 1878 bei der Königlichen Direktion der Ostbahn zu Bromberg als Assistent des Vorstehers vom bautechnischen Zentralbüro der Direktion angestellt. Mit dem 1. Januar 1881 wurde er nach Graudenz versetzt als Abteilungsbaumeister beim Neubau der Weichselstädtebahn Marienburg—Thorn und am 1. Januar 1884 in gleicher Eigenschaft nach Carthaus als Vorstand der Bauabteilung für den Bahnbau Praust—Carthaus.

Mit dem 1. Januar 1887 schied er aus dem Staatsdienst aus, um als Zivilingenieur tätig zu sein. Von Berlin, wohin er sich zuerst wandte, und wo er mit den Herren Polensky und Zöllner die Firma Frühling, Polensky

& Zöllner errichtete, siedelte er bereits 1889 nach Rendsburg über, um die Ausführung dreier großer Lose beim ersten Bau des Nord-Ostsee-Kanals zu übernehmen. Nach Vollendung des Baues verzog er 1894 nach seiner Heimat Braunschweig. Von dort aus hat er die verschiedensten Unternehmungen im In- und Auslande ins Leben gerufen und geleitet und durch sie bedeutende Bauingenieurarbeiten zur Ausführung gebracht. Die nach der Inbetriebnahme des Nord-Ostsee-Kanals bald in Erscheinung tretende Schwierigkeit, die Schleuseneinfahrten von Brunsbüttel von den sich dauernd absetzenden großen Schlickmengen frei zu halten, führte ihn dazu, seine Baggerkonstruktionen durchzubilden. Er ging davon aus, ein Gerät zu schaffen, welches die Schifffahrt in den Vorhäfen nicht durch ausgelegte Anker, Ketten oder nebengelegte Prähme und Schlepper beengte, dagegen imstande war, ein vorgeschriebenes Profil zu baggern und auch noch bei Seegang arbeiten konnte. So entstand im Laufe der Jahre die unter dem Namen „Frühlingsbagger“ bekannte Konstruktion. Dieselbe hat mit Erfolg in aller Herren Länder die Konkurrenz mit den bisher dort ausschließlich verwendeten englischen und holländischen Baggergeräten aufgenommen und mitgeholfen, deutsches Können und deutschen Namen im Auslande bekannt und geachtet zu machen.

In enger Zusammenarbeit mit der Firma Schichau, Elbing, wurden während der Jahre 1900—1914 im ganzen 28 Frühlingsbagger durchkonstruiert und geliefert, darunter neun für deutsche Häfen, je zwei für die Donaumündung, England, Australien, Japan und Kanada. Ferner neben einem kleineren Bagger der größte zurzeit in Betrieb befindliche Saugbagger, der „New-Orleans“ für die Marine der Vereinigten Staaten.

Durch den Krieg wurden seine Unternehmungen naturgemäß zum Stillstand gebracht. Sein Vertrauen auf die eigene Kraft und seine Zuversicht auf das Wiederemporarbeiten Deutschlands hat auch der unglückselige Ausgang des Krieges nicht gebrochen. Noch in letzter Zeit trug er den veränderten Verhältnissen Rechnung, indem er sich durch Erweiterung seines Braunschweiger Büros und Umwandlung desselben in die O. Frühling G. m. b. H. bereit machte, nach Wiederermöglichung deutscher Arbeit im Auslande im Verein mit seinen dort befindlichen Tochterunternehmungen seine Bagger- und wasserbautechnischen Arbeiten wieder aufzunehmen. Sein frühzeitiger Tod hat ihn jedoch die Auswirkung dieser seiner Vorbereitungen nicht mehr schauen lassen.

Im Jahre 1905 wurde ihm in Anerkennung seiner Tätigkeit als Zivilingenieur der Titel „Baurat“ verliehen. Am 22. November 1919 verschied er

durch die Zermürbung seines Nervensystems, eine Folge seiner rastlosen aufreibenden Tätigkeit während seines ganzen Lebens.

RODERICH GRUNOW

wurde am 25. April 1841 in Stettin geboren. Er stammte aus einer geistig sehr regen und musikalischen Kaufmannsfamilie. Seine besonderen Gaben konnten sich unter der Obhut einer feinsinnigen Mutter prächtig entwickeln und gewannen dadurch Bedeutung für sein ganzes späteres Leben. Nach den ersten Schuljahren erhielt er seine weitere Erziehung 1853/54 im Pfarrhause zu Sallentin, worauf er das Marienstifts-Gymnasium in Stettin bezog. Seinem Lieblingswunsch, ein Studium zu ergreifen, mußte er entsagen und bei seinem Vater in die kaufmännische Lehre eintreten.

In den folgenden Jahren bekleidete er verschiedene kaufmännische Stellungen, in denen er sich zu einem tüchtigen und gewandten Arbeiter in seinem Berufe entwickelte. Im Jahre 1873 erfolgte sein Eintritt in die Firma Krupp, die er mehr als 45 Jahre lang vertrat, um ihre Interessen in Mecklenburg, Pommern und Westpreußen wahrzunehmen.

Anfangs dieses Jahres schied er wegen seines hohen Alters aus dieser Stellung, nachdem ihm die Firma Krupp in Anerkennung seiner Verdienste die für ihre Beamten ausgeworfene Maximalpension zuerkannt hatte. Die Firma knüpfte hieran den Wunsch, daß es ihm beschieden sein möge, noch viele Jahre in voller Rüstigkeit des Körpers und des Geistes im wohlverdienten Ruhestand die Früchte seiner Arbeit zu genießen.

Grunow gedachte im Anfang des nächsten Jahres seine sonstigen Geschäfte bewährten Mitarbeitern zu übergeben, um sich gänzlich zurückzuziehen. Diese von ihm so lebhaft ersehnte Ruhe ist ihm leider nicht zuteil geworden, denn eine Lungenentzündung, die Folge einer schweren Erkältung, raffte ihn binnen wenigen Tagen am 31. Oktober dahin. Völlig ungebeugt vom Alter schied er aus dem Kreise seiner Familie und seiner Freunde, die ihn alle sehr schmerzlich vermissen.

LOUIS GUTJAHR

wurde am 6. März 1847 zu Gernsheim a. Rh. als Sohn des dortigen Bürgers Heinr. Gutjahr geboren. Nachdem er die Volksschule seiner Vaterstadt besucht hatte, widmete er sich dem Schiffergewerbe, das er in allen Zweigen praktisch erlernte. Er verließ dann die Flußschiffahrt und fuhr zur See, bis er zur Ableistung seiner militärischen Dienstzeit eingezogen wurde.

Als Soldat beteiligte er sich an dem Kriege 1870/71. Nach dem Frieden ließ er sich als Kaufmann in Mannheim nieder. Hier entstand bei ihm der Gedanke, die Gütervermittlung zwischen Mannheim einerseits und Antwerpen-Rotterdam andererseits besser als bisher einzurichten. Aus diesen Bestrebungen erwuchsen die ersten Anfänge der Badischen Aktiengesellschaft für Binnenschiffahrt und Seetransport, die Gutjahr im Jahre 1887 im Verein mit seinen Brüdern Ignaz und Andreas gründete. Als langjähriger Generaldirektor dieser Gesellschaft führte Gutjahr sein Werk zu hoher Blüte, nachdem er bereits im Jahre 1880 seinen Wohnsitz nach Antwerpen verlegt hatte. Dort war er alle Zeit eine Stütze des Deutschtums. Er diente aber auch, soweit es sich hiermit vertrug, den belgischen Interessen, so daß ihm der König Leopold im Jahre 1899 seinen Leopold-Orden verlieh.

In der zweiten Hälfte seiner 60er Lebensjahre erlitt Gutjahr ein allmähliches Nachlassen der Kräfte, eine natürliche Folge der gewaltigen Anstrengung in seinen langen und schweren Arbeitsjahren.

Im Jahre 1906 ernannte ihn der Großherzog von Hessen zum Kommerzienrat, und seine Vaterstadt Gernsheim machte ihn im Jahre 1907 zu ihrem Ehrenbürger. Nach seinem Rücktritt von der Gesellschaft nahm er im Jahre 1912 seinen Ruhesitz in Auerbach a. d. B. Seelische Leiden, infolge des Krieges, die sich noch durch den Tod seines Sohnes steigerten, der im Oktober 1918 als Leutnant d. R. in Windhuk starb, ließen eine allmähliche nervöse Zerrüttung eintreten. Gutjahr suchte vergeblich noch Heilung im Sanatorium Laudenheimer zu Alsbach, wo ihn am 11. Juli 1919 der Tod von seinen Leiden erlöste.

Gutjahr hatte sich nicht nur als umsichtiger und führender Geschäftsmann, sondern auch als ein milder und gütiger Wohltäter gegen Notleidende jeder Art erwiesen, die sein Andenken hoch in Ehren halten werden.

PAUL HOSSFELD

ist geboren am 14. März 1847 in Pforta, Kreis Naumburg, als Sohn des Malers und Zeichenlehrers Friedrich Hoßfeld. Seine Schulbildung hat er auf dem altberühmten Gymnasium in Schulpforta, das er bis Tertia besuchte als ein Klassengenosse des Admirals von Tirpitz, auf dem Gymnasium in Dresden und schließlich seiner Neigung zur Technik entsprechend auf der Gewerbeschule in Halle erhalten. Von 1865 bis 1870 hat er Schiffbau auf der Gewerbe-Akademie in Berlin studiert mit einer Unterbrechung von

einem Jahre (1867/68), das er zur praktischen Arbeit auf der Werft von Domcke in Stettin verwendete. Den Feldzug gegen Frankreich hat er anfangs bei den Gardeschützen, dann beim 1. Reserve-Jäger-Bataillon mitgemacht und an den Kämpfen gegen die Franktireurs teilgenommen. Von seiner Soldatenzeit erzählte er stets mit besonderer Freude, und mit Stolz hing er an seiner Truppe.

Nach Beendigung des Feldzuges ist er auf der Kais. Werft Danzig als Marine Schiffbau-Ingenieur-Aspirant 1871 in die Kaiserliche Marine eingetreten und hat auf den Werften Danzig und Kiel, zuletzt als Schiffbau-direktor, dann seit Januar 1908 als Vortragender Rat im Reichsmarineamt Dienst getan. Von 1904 bis 1908 hat er in Danzig an der Technischen Hochschule als Dozent im Kriegsschiffbau gewirkt. Ende 1912 ist er als Wirklicher Geheimer Oberbaurat und derzeitiger ältester Beamter aus der Marine geschieden, der er ungewöhnlich lange, mehr als 41 Jahre, angehört hatte. Er hat danach bis zuletzt als Vertreter mehrerer großer industrieller Werke weiter gewirkt und besonders dem Luftschiffbau Schütte-Lanz als treuer Freund und Berater nahe gestanden und ihm durch Aufklären von Widersprüchen, sowie durch geschicktes Ausgleichen von Gegensätzen, im Verkehr mit den Heeres- und Marinebehörden, wertvolle Dienste geleistet. Daneben hat er, bis zuletzt noch rüstig und frisch, Muße gefunden, als Vorsitzender des Alte-Herren-Ausschusses des akademischen Vereins Hütte tätig zu sein.

Hoßfeld ist einer von den wenigen gewesen, die an der Entwicklung des Kriegsschiffbaues von den bescheidenen Holzkorvetten („Ariadne“ 1871) bis zur glänzenden Höhe der an Güte von keinem Schiffe der Welt übertroffenen deutschen Großkampfschiffe mitgearbeitet haben. Nachdem er als langjähriger Betriebsleiter der Schiffsneubauten in Kiel sich beim Bau des kleinen Kreuzers „Falke“ (1891) durch viele wertvolle Neuerungen bereits einen Namen gemacht hatte, ist er bahnbrechend in der Weise vorgegangen, daß er sich über bestehende, aber veraltete „Kommiß“-Vorschriften einfach hinweggesetzt und Besseres geschaffen hat. Das ist besonders und anerkanntermaßen beim inneren Ausbau der Kriegsschiffe der Fall gewesen, indem er die Wohnlichkeit und die Behaglichkeit auf eine bis dahin nicht erreichte Höhe gebracht, durch reichliche Zuführung von Licht und Luft bessere gesundheitliche Verhältnisse geschaffen und durch Vermeidung unendlicher Gegenstände namhafte Gewichte gespart hat. Die ersten brauchbaren Bordmöbel aus Feinblech an Stelle des wegen der

Feuersgefahr aufgegebenen Holzes stammen von ihm, und das von ihm gebaute Küstenpanzerschiff „Hagen“ (1893) ist in bezug auf Ausbau längere Zeit das Musterschiff der Marine gewesen.

Hoßfeld, der gute „Onkel Paul“, ist Ende Juli auf einer Reise nach Mecklenburg an Angina erkrankt, die eine septische Kopfrosee im Gefolge hatte. Schwer krank ist er, nach Berlin zurückgebracht, am 27. Juli in der Charité gestorben.

Hoßfeld war kein gewöhnlicher Mensch. Ehrlich, gutherzig, lebenswürdig konnte er sich mit seinem schnell entflammten Herzen leicht erregen, aber auch schnell beruhigen, ohne nachzutragen. Er hatte kaum einen Feind, aber viele Freunde, die ihn nicht vergessen werden.

THEODOR KOEHN VON JASKI

wurde am 18. Februar 1848 auf dem Rittergut Langbrück i. Ostpr. geboren, dessen Besitzer sein Vater, der Landschaftsrat und Landrat des Kreises Angerburg, war. Koehn von Jaski besuchte das Gymnasium Rastenburg i. Ostpr., auf dem er Ostern 1867 sein Abiturientenexamen bestand. Bis Ostern 1868 arbeitete er praktisch als Volontär zuerst in der Maschinenfabrik von E. Reinecke und darauf in der Union-Gießerei in Königsberg i. Pr. Während des Sommers 1868 studierte er an der Universität in Königsberg i. Pr. Mathematik und Physik, um die Zeit bis zum Herbst, d. h. bis zum Beginn der Vorlesungen an der Gewerbe-Akademie in Berlin, auszufüllen. Diese letztere besuchte er vom Oktober 1868 bis 1870.

Mit Ausbruch des Krieges trat er als Einjährig-Freiwilliger in das 2. Garde-Regiment z. F. ein, in dem er den Feldzug 1870/71 mitmachte. Im Jahre 1874 wurde er in diesem Regiment zum Leutnant d. R. und 1884 zum Oberleutnant d. R. im Seebataillon befördert, zu dem er inzwischen versetzt worden war. 1894 nahm er seinen Abschied als Reserveoffizier.

Aus dem Kriege zurückgekehrt, beendete er 1871 und 1872 seine Studien als Maschinenbauer auf der Gewerbe-Akademie und trat dann eine Studienreise durch Deutschlands Industriestädte an, worauf er als Ingenieur in der Armaturenfabrik von Schaeffer & Budenberg in Buckau-Magdeburg angestellt wurde. Von 1873 bis April 1877 wirkte er als Konstrukteur in der Maschinenfabrik Zeitz und bezog dann noch einmal für das Sommersemester 1877 die Gewerbe-Akademie in Berlin, um Schiffbau zu hören.

Am 1. Oktober 1877 trat er als Maschinenbau-Ingenieur-Aspirant in die Marine ein und wurde der Kaiserlichen Werft in Wilhelmshaven zuge-

teilt. Nach einjähriger Probendienstzeit wurde er im Oktober 1878 als Maschinenbau-Unteringenieur fest angestellt und 1885 zum Maschinenbau-Ingenieur ernannt. 1888 erfolgte seine Versetzung zur Kaiserlichen Werft in Danzig und von hier aus seine Kommandierung zur Baubeaufsichtigung auf der Werft von F. Schichau in Elbing. 1890 erhielt er den Titel „Marinebaumeister“, und 1893 wurde er zum „Marinebauinspektor“ befördert. 1897 in die Konstruktionsabteilung des Reichs-Marine-Amtes nach Berlin versetzt, erhielt er dort im Jahre 1899 seine Beförderung zum „Marinebau-
rat“ und 1900 zum „Marine-Oberbau-
rat“. Nachdem er 1901 wieder in Wil-
helmshaven tätig war, kam er 1905 nach Danzig und 1908 nach Kiel, wo er im folgenden Jahre zum „Geheimen Marinebau-
rat“ und „Maschinenbau-
direktor“ ernannt wurde, als welcher er bis 1913 fungierte und dann seinen Abschied erbat, um noch einige Jahre der Ruhe zu leben. Koehn von Jaski hat sich während seiner Dienstzeit verschiedentlich schriftstellerisch be-
tätigt, besonders in der „Marine-Rundschau“. Als Verabschiedeter schrieb er für Zeitschriften und Zeitungen und hielt auch Vorträge über die Marine.

Nach seinem Scheiden aus der Marine trat er mit seiner Familie eine einjährige Reise nach der Schweiz und Italien an, auf der er im Anfang des Krieges in der Schweiz zurückgehalten wurde. Er siedelte dann nach Frei-
burg i. Br. über, wo er sich sehr wohl fühlte und auch zuerst sehr frisch war. Anfang 1919 stellten sich bei ihm die Anzeichen eines Kräftezerfalls infolge seines Alters ein, und am 1. Juli schlummerte er sanft hinüber, betrauert von seiner Familie und seinen zahlreichen Freunden und Kollegen in der Marine.

MAX MEIER

wurde am 2. Oktober 1863 in dem ungarischen Orte Resicza geboren, wo sein Vater Eduard Meier das dortige Staatseisenwerk leitete. Seine Gym-
nasialzeit verbrachte er hauptsächlich in dem idyllisch an der Lahn ge-
legenen Weilburg, wo er eine sehr glückliche Jugend verlebte. Nach dem Verlassen der Schule widmete sich Meier dem Eisenhüttenfache und er-
hielt zunächst eine praktische Vorbildung auf der seinem Vater unter-
stellten Friedenshütte, wo er unter anderem das neu eingeführte Thomas-
verfahren aus eigener Anschauung kennen lernte. Das Studium des Eisen-
hüttenwesens führte ihn an die Montanistische Hochschule zu Leoben und an die Bergakademie zu Berlin.

Seine erste Stelle in der Praxis fand der Verewigte bei der Aktiengesellschaft Phönix in Ruhrort, wo er zunächst im Laboratorium weiter als Assistent im Thomaswerke und schließlich als Betriebsleiter dieser Werksabteilung tätig war. Im Jahre 1893 ging er zum Eisenwerk Kraemer in St. Ingbert, dessen Verwaltung sich damals zum Bau eines eigenen Thomasstahlwerkes entschlossen hatte. Nach der unglaublich kurzen Bauzeit von einem Jahre schon konnte Meier am 1. April 1894 das Stahlwerk in Betrieb setzen, wobei sich die an die Anlage geknüpften Erwartungen nach jeder Richtung hin erfüllten.

Zu Ende des Jahres 1895 übernahm Meier die technische Leitung bei der Société Anonyme des Aciéries de Micheville im Departement Meurthe-et-Moselle.

Im Sommer 1899 wurde er von dort zur Lösung einer besonders schwierigen Aufgabe berufen, als es galt, in Differdingen ein großes neuzeitliches Hüttenwerk zu erbauen. Ehe er die Pläne dazu entwarf, unternahm er mit befreundeten Ingenieuren eine ausgedehnte Studienreise nach den Vereinigten Staaten, um die dortigen neuerbauten Anlagen ähnlicher Art gründlich kennen zu lernen, nachdem er schon vorher mit Vater und Sohn Grey, den Erfindern eines Walzwerkes für breitflanschige Träger in Duluth, Verbindungen angeknüpft hatte. Unter ausdrücklichem Hinweis auf seine Verdienste um die Ausgestaltung des Grey-Walzwerkes für breitflanschige Träger überreichte ihm der Verein Deutscher Eisenhüttenleute im Jahre 1908 die Carl-Lueg-Denk Münze.

Im Frühjahr 1908 wurde Max Meier die technische Oberleitung der Bismarckhütte in Oberschlesien anvertraut, vorwiegend mit der Aufgabe, die Einrichtungen des Werkes auf einen der Neuzeit entsprechenden Stand zu bringen.

In Max Meier ist ein Hüttenmann dahingegangen, der außerordentlich hohe Ansprüche an seinen eigenen Fleiß und seine Tatkraft stellte und gleiches auch von seinen Mitarbeitern verlangte. Hinter Meiers oft rauher Schale verbarg sich großes Wohlwollen für seine Mitarbeiter, das sich auch dann betätigte, wenn die äußeren Verhältnisse des Werkes seinem Leiter Sorgen machten. Jene etwas schroffe Art entsprach seiner besonderen Veranlagung; denn auch er war, wie die meisten starken Persönlichkeiten, nicht frei von menschlichen Schwächen. Eine besondere Fürsorge widmete er dem jungen hüttenmännischen Nachwuchs und solchen jungen

Ingenieuren, die einige Zeit unter seiner Leitung zu arbeiten das Glück hatten. Es lag ihm stets am Herzen, sie großzügig in ihren Beruf einzuführen, ihnen die Zusammenhänge von hoher Warte aus klarzulegen und ihnen auch bei dem späteren Fortkommen in ihrem Berufe in selbstloser Weise behilflich zu sein.

Infolge seiner umfassenden Kenntnisse und seines technischen Weitblickes war es kein Wunder, daß er schon früh in den Vorstand des Vereins Deutscher Eisenhüttenleute gewählt wurde. Außerdem verlieh ihm die Technische Hochschule in Charlottenburg „in Anerkennung seines zielbewußten Eintretens für die Durchführung wesentlicher hüttenmännischer und maschinentechnischer Fortschritte im Hüttenbetrieb“ gegen Mitte des Jahres 1913 die Würde eines Doktor-Ingenieurs ehrenhalber.

Am 4. März 1919 verschied Meier nach langer und schwerer Krankheit, die er mit seltener Geduld ertragen hatte.

Seine hervorragenden Eigenschaften als Fachmann und die aufrechte Art seines Umganges gewannen Max Meier zahlreiche Freunde, die gemeinsam mit der ganzen deutschen Eisenindustrie sein Andenken hoch in Ehren halten werden.

CONSTANTIN SCHMID

wurde am 6. Januar 1875 zu Wiesbaden als Sohn des Konsuls Eberhardt Schmid, des früheren Direktors der Germania-Werft in Kiel, geboren. Nach Absolvierung der Schule trat er in die kaufmännische Lehre und ging dann, da er vom Militärdienst befreit war, ins Ausland, wo er besonders in China und Japan verschiedene Stellungen bekleidete. Nach Deutschland zurückgekehrt, war er vom Jahre 1907 bis August 1918 Direktor der Deutschen Ölwerke in Berlin. Er verschied am 8. August 1918 infolge eines Schlaganfalles.

WILHELM SCHREITER

wurde am 24. März 1877 als Sohn des Kaufmanns Schreiter zu Halle a. S. geboren. Bald nach seiner Geburt verzogen seine Eltern nach Nordhausen a. H., wo er den Schulunterricht auf dem dortigen Realgymnasium genoß. Nach Ablegung der Reifeprüfung arbeitete Schreiter ein halbes Jahr praktisch auf der Kaiserlichen Werft Wilhelmshaven und später auf der Kaiserlichen Werft Kiel. Im Herbst 1895 bezog er die Technische Hochschule zu Charlottenburg. Nach Ablegung der ersten Hauptprüfung im

Schiffsmaschinenbaufache genügte er seiner militärischen Dienstpflicht vom 1. Oktober 1900 bis 30. September 1901 beim Telegraphen-Bataillon Nr. 1 in Berlin, worauf er als Marine-Bauführer des Maschinenbaufaches auf der Kaiserlichen Werft Kiel in den Marinedienst trat. Im Dezember 1903 wurde er zum Leutnant d. Res. im Telegraphenbataillon befördert. Nachdem er infolge bestandener zweiter Hauptprüfung 1905 zum Marine-Baumeister ernannt war, blieb er ununterbrochen mit Erfolg auf dieser Werft tätig. Im Juni 1904 wurde er zum Marine-Baurat ernannt.

Mit Kriegsausbruch zunächst nach Hamburg kommandiert, um hier den Hapag-Dampfer „Bosnia“ zum Werkstattschiff umzubauen und einzurichten, übernahm er nach dem Umbau des Schiffes die Leitung des maschinenbau-technischen Betriebes an Bord dieses Flottenwerkstattschiffes, die er mit großer Tatkraft bis zum Beginn des Waffenstillstandes durchführte.

Nachdem er im März 1916 das Eiserne Kreuz II. Kl. am schwarz-weißen Bande und im November 1916 das Oldenburgische Friedrich-August Kreuz II. Kl. erhalten hatte, wurde er für seine umfassende Mitarbeit bei den Bergungsarbeiten des Linienschiffes „Rheinland“ an der Südküste Finnlands mit dem Roten Adler-Orden IV. Kl. am schwarz-weißen Bande ausgezeichnet.

Schreiter war ein eifriger Sportsmann und ein begeisterter Bergsteiger und als stellvertretender Vorsitzender ein tätiger Förderer des Kieler Alpenvereins. Seinen sportlichen Neigungen ist er auch zum Opfer gefallen. Am 12. Februar 1919 verunglückte er auf dem Plöner See beim Schlittschuhlaufen und beschloß damit seine verheißungsvolle Lebenslaufbahn.

EMIL SCHRÖDER

wurde am 10. Juli 1855 in Barmen als Sohn eines Eisenbahnbeamten geboren. Seine Jugendjahre hat er in der Hauptsache in Saarbrücken verlebt, wohin der Vater versetzt war. Im März 1869 wurde Schröder in St. Johann bei Saarbrücken von der Schule entlassen. Seine Lehrzeit als Maschinenbauer hat er in Saarbrücken durchgemacht. Im Jahre 1870 war er als 15-jähriger beim Bau der Feldeisenbahn Remilly—Pont-à-Mousson tätig, wofür ihm die Kriegsdenkmünze 1870/71 für Nichtkombattanten und die Erinnerungs-Medaille verliehen wurden. Er hat bis zum Jahre 1880 bei der Eisenbahn-Reparaturwerkstatt Saarbrücken und bei Firmen in Kalk und

Deutz bei Cöln gearbeitet und trat 1880 als Maschinistenlehrling beim Norddeutschen Lloyd in Bremen ein. 1882 erhielt er das Befähigungszeugnis zum Maschinisten 3. Klasse. Im Winter 1891/92 besuchte er das Technikum in Bremerhaven behufs Vorbereitung zum 1. Maschinistenexamen. Im März 1897 bestand er nach Besuch der Oberklasse der See-Maschinistenschule des Technikums in Bremen die Schlußprüfung als Obermaschinist. Ein Zeugnis über die Befähigung zum Schiffsiingenieur ist ihm am 14. Januar 1911 von der Senatskommission für Schiffsangelegenheiten in Bremen ausgestellt worden. Beim Norddeutschen Lloyd ist er auf verschiedenen großen Dampfern nach allen Weltteilen als erster Maschinist gefahren. Beim Bau des Passagierdampfers „Prinz Friedrich Wilhelm“ bei Teklenborg in Geestemünde hatte er die Bauaufsicht für die Maschinen und ist auf diesem Schiffe bis zu seinem am 1. Februar 1910 erfolgten Übertritt in den Ruhestand als leitender Ingenieur gefahren.

Schröder starb am 4. September 1919 in Dresden nach langem Leiden an einer Nierenerkrankung.

WILHELM v. SIEMENS.

Der Geheime Regierungsrat Dr.-Ing. e. h. und Dr. phil. h. c. Wilhelm von Siemens, der zweitälteste Sohn von Werner Siemens, ist in Arosa in der Schweiz, wo er zur Erholung weilte, unerwartet am 14. Oktober verstorben.

Wilhelm von Siemens wurde am 30. Juli 1855 geboren. Er studierte an der Universität Leipzig Mathematik und Naturwissenschaften. Schon frühzeitig beschäftigte er sich mit den Problemen, die ihm in den damals schon mächtig aufgeblühten Betrieben seines Vaters überreich entgegen traten. Im Jahre 1883 wurde er zusammen mit seinem Bruder Arnold als Teilhaber der Firma Siemens & Halske aufgenommen. Als im Jahre 1889 Werner Siemens sich von der Leitung des Geschäftes zurückzog, übernahm Wilhelm zusammen mit seinem Onkel Karl und seinem älteren Bruder Arnold die Leitung der Firma. Die seither verlaufenen 30 Jahre, ein kurzes Menschenalter, bedeuten für Wilhelm von Siemens eine Zeit unausgesetzter und unermüdlicher Arbeit, wie gleichzeitig für die Firma eine solche ungeahnten Aufstieges.

Was Wilhelm von Siemens bei seinen wissenschaftlichen Arbeiten besonders auszeichnet, sein tiefgründiger Ernst und die peinliche Gewissenhaftigkeit, mit der er allen auftretenden Fragen bis auf den letzten Grund nachging, kennzeichnet seine Tätigkeit auch auf rein geschäftlichem sowie

auf persönlichem Gebiet. Mit gleicher Hingabe und gleicher Gewissenhaftigkeit kümmerte sich Wilhelm von Siemens auch um die Angelegenheiten der Angestellten und Arbeiter, und wer in diesen Fragen Gelegenheit gehabt hat, seine Ansichten zu vernehmen und Zeuge seiner Tätigkeit zu sein, erkannte seine Großzügigkeit, Vornehmheit und seinen tiefen Gerechtigkeitssinn. Seine wissenschaftlichen Arbeiten trugen dem Verstorbenen im Jahre 1905 den Dr.-Ing e. h. der Technischen Hochschule zu Dresden und im Jahre 1915, aus Anlaß seines 60. Geburtstages den Dr. phil. h. c. der Berliner Universität ein.

Mit Wilhelm von Siemens ist ein Mann aus dem Leben gegangen, der nicht nur als eine der führenden Persönlichkeiten der deutschen Industrie weithin bekannt und geschätzt war, sondern auch durch seine ein erstaunlich weites Gebiet umfassende wissenschaftliche Tätigkeit sowohl selbst Hervorragendes geleistet, als auch unermüdlich Anregung zum Fortschritt gegeben hat.

OSKAR SIMMERSBACH

war geboren am 1. Juni 1872 zu Bad Rothenfelde, Kreis Iburg, als Sohn des späteren Direktors des Kokssyndikates Franz Simmersbach. Nach Absolvierung des Gymnasiums zu Bochum, wohin die Familie inzwischen übersiedelt war, arbeitete Simmersbach zunächst ein halbes Jahr praktisch und bezog dann im Herbst 1891 die Technische Hochschule zu Aachen und später die Bergakademie zu Berlin, um sich dem Studium der Eisenhüttenkunde zu widmen. Nach Beendigung seiner fachwissenschaftlichen Ausbildung besuchte er noch ein Semester lang die Universität Leipzig zu wirtschaftlichen Studien. Im Frühjahr 1895 ging er in die Praxis zur Mathildenhütte in Harzburg, kam sodann zur Donnersmarckhütte in Oberschlesien und wurde seinem Lieblingswunsche entsprechend Hochöfner. Schon nach kurzer Zeit, im Alter von noch nicht 27 Jahren, wurde ihm eine Direktorstelle auf dem Hochofenwerke von W. Fitzner & K. Gamper in Kramatorskaja, Südrußland, übertragen. Später ging er in gleicher Stellung nach Sulin zu den Pastuchowschen Hüttenwerken. Arbeiterunruhen ließen ihn nach Deutschland zurückkehren, nachdem er fast sein ganzes Hab und Gut eingebüßt hatte. 1906 wurde ihm die Gründung und Leitung der Gesellschaft für Erbauung von Hüttenwerksanlagen in Düsseldorf übertragen; während dieser Zeit erfolgte seine Berufung zum Professor an die Technische Hochschule in Aachen und im Juli 1909 zum planmäßigen Professor

für Eisenhüttenkunde und konstruktive Hüttenkunde an die Technische Hochschule in Breslau.

Als Simmersbach die Breslauer Professur übernahm, harrte seiner eine große Aufgabe: Es galt zunächst, das Institut für Eisenhüttenkunde zweckentsprechend einzurichten. Er hat diese Aufgabe ausgezeichnet gelöst und mit den vorhandenen Mitteln eine mustergültige Arbeitsstätte geschaffen, die den Hochschulzwecken in jeder Beziehung entspricht. Unter seiner Leitung nahm das Institut eine sehr günstige Entwicklung, die dann natürlich durch den Krieg leider wieder gehemmt wurde. Aber nicht nur seinem eigenen Institut galt sein Sinn, sondern er suchte auch die Breslauer Hochschule in ihrer Gesamtheit mit aller Kraft zu fördern, unablässig auf ihren Ausbau bedacht. Wenngleich in dieser Beziehung manche seiner Wünsche, wie z. B. die Angliederung einer Bergbauabteilung, unerfüllt blieben, so müssen seine Bestrebungen doch hoch anerkannt werden. Auch für die Verlegung des oberschlesischen Kohlenforschungs-Institutes nach Breslau trat er mit Erfolg ein.

Seinem Lehrberufe gab er sich mit großer Liebe hin. Seine Schüler anzuregen und zu fördern, war ihm eine rechte Freude. Er brachte ihnen eine fast väterliche Fürsorge entgegen und war ihnen ein treuer, stets auf ihr Bestes bedachter Berater. Allen seinen Schülern suchte er angelegentlichst die Wege in die Praxis zu ebnen.

Bei der vielseitigen Tätigkeit Simmersbachs hat sein Tod eine große Lücke gerissen, die vollständig auszufüllen schwer fallen wird. Für die deutsche Eisenindustrie bedeutet sein leider so früh erfolgter Tod einen fühlbaren Verlust; denn sie besaß in ihm einen erfolgreichen, arbeitsfreudigen Mitarbeiter, dessen ganzes Denken auf die Förderung des deutschen Eisenhüttenwesens gerichtet war, und der ebenso unermüdlich in seiner Arbeitskraft wie in seinem Forschungsdrange der deutschen Eisenindustrie noch weiterhin von großem Nutzen hätte werden können. Niemals ließ er sich in seinen Bestrebungen durch entgegenstehende Schwierigkeiten entmutigen, stets spornte ihn seine optimistische Auffassung zu unermüdlichem Fleiß und neuen Anstrengungen an.

Seine vorzüglichen Charaktereigenschaften hatten Simmersbach einen großen Kreis von Freunden verschafft; in Wesen, Gestalt und Sprache ein echter Westfale, war er zugleich ein liebenswürdiger, unterhaltender Gesellschafter, und wer Gelegenheit hatte, mit ihm in persönlichen Verkehr zu

treten, wird sich mit Freude der angenehmen und nicht zuletzt der feuchtfrohlichen Stunden erinnern, die er mit ihm verbringen durfte.

Ein glühender Patriot und zugleich begeisterter Verehrer Bismarcks, stellte er sich während des Krieges in den Dienst des Vaterlandes und wirkte mit als Berater der Reichs- und Heeresverwaltung. Von einer Reise nach Belgien, wo er sich in dieser Eigenschaft in letzter Zeit wiederholt aufhielt, kehrte er Anfang November 1918 erkrankt, aber voller Pläne und Hoffnungen zurück; doch sollte die Erwartung, daß er sich von seiner Krankheit erholen würde, leider nicht in Erfüllung gehen.

Am 14. Dezember 1918 entschlief er im 47. Lebensjahre. Ein arbeitsreiches Leben erreichte damit sein Ende.

JOHANN FRIEDRICH WESSELS.

Am 6. September 1919 beendete ein sanfter Tod das an Arbeit und Erfolgen auf gemeinnützigen Gebieten überreiche Leben des früheren Bremer Senators Johann Friedrich Wessels.

Geboren am 17. November 1836 in Bremen, erlernte Johann Friedrich Wessels, nachdem er seine Eltern früh verloren hatte, zunächst das Küperhandwerk und wandte sich dann dem Kaufmannsstande zu, in dem er es durch seine Tüchtigkeit bald zu allgemein geachteter Stellung brachte. Der ihm innewohnende ungewöhnliche Schaffenstrieb drängte ihn schon frühzeitig auf die Bahn der öffentlichen Tätigkeit. Namentlich auf den Gebieten des Handels und der Schifffahrt hat er in den langen Jahren seines Lebens Bedeutendes geleistet. Hervorragende Eigenschaften des Geistes und des Charakters befähigten ihn im besonderen Maße zu den führenden Stellungen, die er sich auf allen Gebieten seiner Betätigung erwarb.

Durch das Vertrauen seiner Mitbürger wurde er 1876 Mitglied der Bremer Bürgerschaft, und 1891 wurde er in den Senat gewählt, in dem er am 25. März 1916 sein 25jähriges Jubiläum als Senator feiern konnte. Seine Amtstätigkeit war sehr vielseitig. Er war Vorsitzender der Deputation für Straßenregulierung und hat als solcher auf die Entwicklung des Stadtbildes von Bremen und auf die Schaffung von Straßenzügen, die den gesteigerten Verkehrsanforderungen gewachsen waren, entscheidenden Einfluß ausgeübt. Außerdem war er Mitglied der Deputation für die Unterweser-Korrektion und der Kommissionen für Schifffahrtssachen und Wasserstraßen. Auch arbeitete er in den Behörden für den Wasserschout, Seefahrtsschule, Lotsenwesen,

Tonnen- und Bakenamt sowie in der Baudeputation und in der Kommission zur Erhaltung kunsthistorischer Denkmäler.

Die amtliche Tätigkeit vermochte aber Wessels' unverwüsthliche Arbeitskraft nicht zu erschöpfen. Er beteiligte sich daneben an der Gründung und Leitung zahlreicher Unternehmungen des Handels, der Schifffahrt und der Industrie. Unter anderem war er jahrzehntelang Vorsitzender des Aufsichtsrates der Bank für Handel und Gewerbe in Bremen und der Bremer Rolandmühle A.-G.

Auch über die Grenzen seiner Vaterstadt hinaus erstreckte sich der Wirkungskreis dieses nimmermüden Mannes. So war er lange Jahre in führender Stellung tätig im Verein deutscher Schiffswerften, im Zentralverein deutscher Industrieller, im Verein deutscher Eisen- und Stahlindustrieller und im Verein der Reeder des Unterwesergebietes. Jahrzehntlang war er Vorstandsmitglied der See-Berufsgenossenschaft und der westdeutschen Binnenschifffahrts-Berufsgenossenschaft.

Dem deutschen Schiffbau war er besonders eng verbunden durch seine Stellung als Vorsitzender des Aufsichtsrates des Germanischen Lloyd. In dieser Eigenschaft hat er an dem Aufblühen der deutschen Klassifikationsgesellschaft, der er stets ein Vorbild strengster Pflichterfüllung und unbestechlichen Urteils war, hervorragenden Anteil genommen.

Als ein Mann von Klugheit und Scharfblick, beherrscht von unermüdlichem Tatendrang und zugleich erfüllt von der Liebe zur Musik und von der Freude an der Geselligkeit und als ein Greis von bewundernswerter Jugendkraft des Körpers und des Geistes, so wird er fortleben im Gedächtnis aller, die das Glück hatten, ihm im Leben näherzutreten.

ALBERT WIGAND.

Nach schwerem Leiden entschlief am 9. August im Krankenhause zu Berlin-Lichterfelde der Diplom-Ingenieur des Schiffbaufaches Albert Wigand. Geboren am 8. Juni 1878 in Nordhausen, besuchte er dort das Realgymnasium und trat nach bestandener Reifeprüfung beim Stettiner Vulcan als Baueleve ein. Nach einer einjährigen praktischen Tätigkeit auf dieser Werft studierte er an der Technischen Hochschule in Charlottenburg Schiffbau, bestand im Jahre 1905 mit gutem Erfolg das Diplom-Examen und trat in die Dienste des Germanischen Lloyd ein, dem er bis zu seinem Tode angehörte. Besonders tätigen Anteil nahm er an der Durchführung der

Freibord- und Schottvorschriften sowie der Unfallverhütungsvorschriften der See-Berufsgenossenschaft und erwarb sich auf diesen wichtigen Spezialgebieten sichere Kenntnisse, die ihn, zumal sie mit einer unermüdlichen Arbeitskraft verbunden waren, für den Germanischen Lloyd zu einem schwer ersetzlichen Mitarbeiter machten. Sein ehrenhafter Charakter und die gewinnende Art seines persönlichen Umganges sichern ihm bei seinen Kollegen ein bleibendes Andenken.

Vorträge

der

XXI. Hauptversammlung.

VII. Der Weltschiffbau und seine Verschiebungen durch den Krieg.

Vorgetragen von Prof. W. Laas, Charlottenburg.

Die Untersuchungen über den Weltschiffbau sind lange vor dem Krieg begonnen worden; für den Unterricht im Werftbetrieb war es von Wert, einen Überblick zu gewinnen über die Schiffbauindustrien des Auslandes; Studienreisen, insbesondere in England und Nordamerika, ergänzten die aus der Fachliteratur gewonnene Erkenntnis. Während des Krieges ist Anfang 1918 in einer kleinen Abhandlung*) die Frage behandelt und bejaht, ob die Schiffbauindustrie der Vereinigten Staaten von Nordamerika in der Lage ist, die Versenkungen durch die U-Boote in absehbarer Zeit auszugleichen. Im Sommer 1918 beschloß der Admiralstab — leider viel zu spät, wie so Manches, was mit dem U-Bootskrieg zusammenhing —, die Leistungsfähigkeit der feindlichen und neutralen Schiffbauindustrien erschöpfend untersuchen zu lassen; zu dieser Arbeit wurde der Verfasser herangezogen. Die umfangreiche Untersuchung konnte in der kurzen Zeit nur teilweise zu einem Ergebnis gebracht werden; die weitere Behandlung wurde in der beabsichtigten Form durch die Beendigung des Krieges überflüssig.

Für die Zukunftsaufgaben des deutschen Schiffbaus ist es von großer Bedeutung, zu wissen, mit welchen Kräften des Auslandes die deutsche Industrie auf dem Weltmarkt in Wettbewerb zu treten hat. Der Weltschiffbau hat sich durch den Krieg wesentlich verändert; es soll Aufgabe des Vortrages sein, die Verschiebungen in Zahl, Bild und Wort übersichtlich darzustellen. Bei der Unregelmäßigkeit und Unzuverlässigkeit der Nachrichten während des Krieges und auch jetzt ist eine solche Zusammenstellung nicht leicht. Die während des Krieges gesammelten Einzelangaben bedurften

*) U. S. Amerikas Schiffbau im Frieden und Krieg; von Prof. W. Laas. Sammlung „Meereskunde“, 12. Jahrg., 6. Heft. Berlin, E. S. Mittler & Sohn, 1918.

einer sorgfältigen und zeitraubenden Kontrolle und Ergänzung, und auch so kann die Arbeit nicht den Anspruch erheben, lückenlos und fehlerfrei zu sein, da zusammenfassende Statistiken für die einzelnen Länder noch nicht vorliegen.

Vor dem Kriege war es verhältnismäßig einfach, sich einen Überblick zu verschaffen über die Schiffbauindustrien der einzelnen Länder: der Appendix von Lloyds Register brachte jährlich eine Zusammenstellung aller Seeschiffswerften; diese Liste enthielt Namen, Material, Baunummer und Bruttoregistertonnen der im Register enthaltenen Schiffe und gab somit auch einen Anhalt über die Leistungsfähigkeit der einzelnen Werften, allerdings unter Ausschluß des Kriegsschiffbaues. Neue Werften entstanden wenig und langsam; laufend gesammelte Notizen aus der Fachliteratur genügten zur Ergänzung der Angaben von Lloyds Register. Außerdem erschienen in den Zeitschriften jährlich oder in kleineren Zeitabschnitten Zusammenstellungen über die Stapelläufe, Neubauten oder Aufträge der einzelnen Werften, Distrikte oder Länder.

All das hat im Kriege fast ganz aufgehört und beginnt erst allmähig wieder zu erscheinen. Der Appendix zu Lloyds Register ist erst in diesem Jahre wieder zensurfrei herausgekommen, konnte aber bis zur Drucklegung (Mitte Oktober) weder in Deutschland noch aus dem neutralen Ausland beschafft werden.

Während des Krieges sind viel Zahlen in die Öffentlichkeit gegeben über einzelne Neubauten und das Gesamtergebnis einzelner Länder, aber diese Zahlen hatten einen bestimmten Zweck und waren daher recht unzuverlässig. Es wurde jongliert mit dem Wort „Tonne“: die Verluste durch die U-Boote wurden in Nettoregistertonnen angegeben, um recht klein zu erscheinen; als Neubauten dagegen wurden häufig Stapelläufe gezählt, zuweilen auch schon die Aufträge, und diese wurden, um recht groß zu erscheinen, in Tonnen Tragfähigkeit oder gar in Tonnen-Displacement angegeben. Auch auf eine Null mehr oder weniger am Schluß der großen Zahlen kam es nicht so genau an.

Wenn man die Bautätigkeit und die Leistungsfähigkeit der ausländischen Werften einigermaßen zuverlässig beurteilen wollte, so mußte man sich ein Bild aus lauter kleinen Einzelangaben, aus Fachliteratur, aus Geheimberichten, aus Mitteilungen neutraler Reisender und auch aus den Tageszeitungen mosaikartig zusammensetzen. Es blieben aber recht große Lücken, und öfters erwies sich eine mühsam verschaffte scheinbar wichtige Nachricht bei näherer Prüfung als falsch.

Wenn sich auch dieser Zustand heute gebessert hat, so ist die Zuverlässigkeit der Nachrichten noch lange nicht wieder so wie vor dem Kriege. Das bitte ich bei der Beurteilung der nachstehenden Angaben zu berücksichtigen.

I. Geographie des Weltschiffbaues.

Den besten Überblick über den Schiffbau in den verschiedenen Ländern gibt eine Kartendarstellung. Die gewählte Form ist denkbar einfach: in jedem Land sind nur die Orte verzeichnet, an denen Schiffbau betrieben wurde, wird oder werden soll. Das Bild gibt also ohne weiteres die Geeignetheit der Küstenform für den Schiffbau, ferner in gewissem Sinne die Verteilung der Industrie über das Land und endlich die Intensität, mit der Schiffbau im Verhältnis zu der Größe des Landes betrieben wird. Eine Tabelle zu jeder Karte gibt die einzelnen Firmen, eine einfache Balkendarstellung die mittleren Leistungen vor dem Krieg und die Steigerung durch den Krieg, Zahlen in den Tabellen geben, soweit sie einigermaßen zuverlässig zu erhalten waren, die Leistungen der einzelnen Werften. Als Maß hierfür wurde entsprechend der üblichen internationalen Statistik die Bruttoregistertonne gewählt; der Kriegsschiffbau ist nicht besonders gekennzeichnet. Diese einfache Darstellung ist für den vorliegenden Zweck die beste, obgleich sie örtlich nicht zwischen den großen und kleinen Werften unterscheidet, und inhaltlich keinen Unterschied macht zwischen kleinen und großen Schiffen, sowie zwischen hochwertigen Personenschiffen (oder Kriegsschiffen) und einfachsten Frachtschiffen.

Für die einzelnen Länder ergibt sich Folgendes:

Großbritannien und Irland.

Vor dem Kriege bestanden 101 Werften mit einer Jahreserzeugung von 1000 Br.-Reg.-To. und darüber. Die größte Leistung im Handelsschiffbau betrug 1 932 153 Br.-Reg.-To. im Jahre 1913.*) (Die größte Jahresleistung im Kriegsschiffbau betrug 271 376 t abgelaufener Schiffe im Jahre 1913 nach „Engineering“ vom 30. Januar 1914.) Die Leistung der einzelnen Werften im Handelsschiffbau ist aus Bild 1—3 und den Tabellen (S. 28—30) zu sehen und zwar enthalten die Tabellen die mittlere Jahreserzeugung der Jahre 1909—1914 und 1915—1918, soweit darüber Angaben zu

*) Nach einer Tabelle über die in den verschiedenen Ländern in den Jahren 1892 bis 1918 abgelaufenen Handelsschiffe von 100 t Gross und darüber, in „Engineering“ vom 28. II. 1919“.

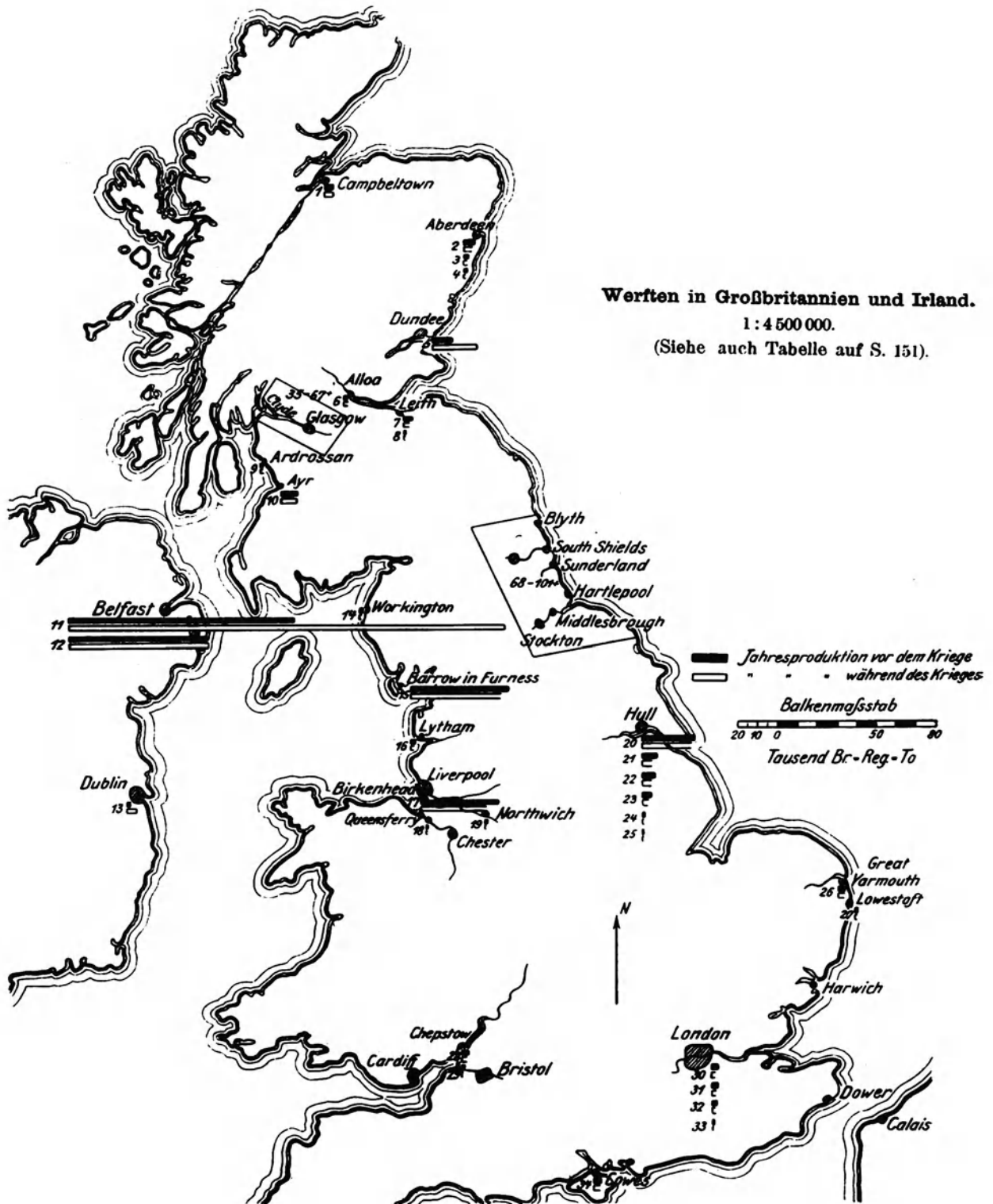


Abb. 1.

ermitteln waren. Die vollen Balken bei den einzelnen Orten auf den Bildern zeigen die mittlere Jahresleistung im Frieden, die leeren Balken die mittlere Jahresleistung im Kriege. Die Angaben über die Friedensleistungen sind entnommen den regelmäßig jährlich im „Engineering“ erscheinenden Tabellen: „Production of each Shipbuilding Firm in the United Kingdom“ (z. B. „Engineering“, 2. Januar 1914). Die Angaben über die Kriegsleistungen sind entnommen der „Shipping World“ vom 16. Juli 1919 und verschiedenen anderen Quellen. Die Hauptschiffbauzentren vom Clyde und von der Blyth-, Tyne-, Wear- und Tees-Mündung sind in Sonderkarten in größerem Maßstab dargestellt.



Abb. 2.

Während des Krieges sind nicht besonders viele Werften neu gegründet, aber eine Anzahl kleinerer Werften hat sich auf den Seeschiffbau eingestellt. Nähere Angaben über diese neuen Werften fehlen. Die Gesamtleistung im Handelsschiffbau ist in den Kriegsjahren erheblich hinter der Friedensleistung zurückgeblieben.

Bemerkenswert war der Versuch, während des Krieges Regierungswerften für Handelsschiffbau (National Yards) im Betrieb zu setzen. In Chepstow und Beachley am Bristol-Kanal sind für 4—5 Millionen Pfund Ster-

ling große Anlagen geschaffen, zur Fertigstellung eines Schiffes ist es nicht gekommen. Der Versuch hat sich als Fehlschlag erwiesen.

Unter Berücksichtigung der Vergrößerungen der alten Werften, der

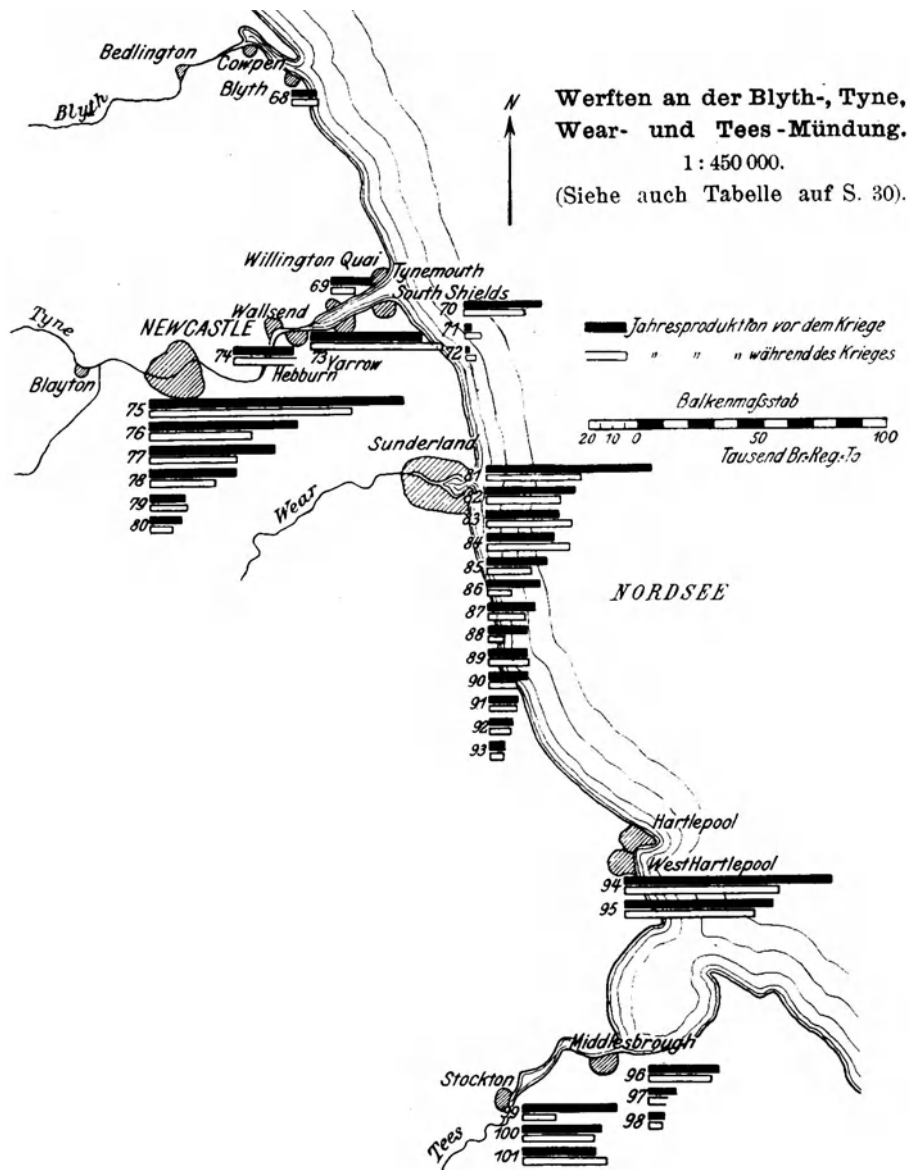


Abb. 3.

neugegründeten Werften und der zu erwartenden Beschränkung des Kriegsschiffbaus kann die Leistungsmöglichkeit, soweit nur die Werftanlagen in Betracht kommen, für die Zukunft auf 3 000 000 Br.-Reg.-To. geschätzt werden.

S k a n d i n a v i e n.

Vor dem Kriege bestanden in:

Norwegen	11	Werften	mit einer Jahreserzeugung von	1000	Br.-Reg.-To.	und darüber
Schweden	7	"	"	"	"	"
Dänemark	5	"	"	"	"	"

Die Höchstleistung im Frieden betrug*):

In	Norwegen	57 556	Br.-Reg.-To.	im	Jahr	1907
"	Schweden	18 524	"	"	"	1913
"	Dänemark	40 942	"	"	"	1913.

Die Leistung der einzelnen Werften ist aus Bild 4 zu ersehen. Die Tabellen (S. 31/32) enthalten die mittlere Jahreserzeugung aus den Jahren 1910—1912 und die mittlere Jahreserzeugung im Kriege für Norwegen aus den Jahren 1916 und 1917, für Schweden aus dem Jahre 1917 und für Dänemark aus den Jahren 1915—1918, nach verschiedenen Einzelangaben. Die Balkendarstellung ist die gleiche wie in Bild 1.

Durch Erweiterungen und Neugründungen ist die Zahl der größeren Seeschiffswerften während des Krieges

in	Norwegen	auf	30
in	Schweden	auf	17
in	Dänemark	auf	15

gestiegen.

Die Gesamtleistungsmöglichkeit der jetzt bestehenden Werften kann daher auf im ganzen 400 000 Br.-Reg.-To. geschätzt werden, und zwar

in	Norwegen	auf	200 000	Br.-Reg.-To.
"	Schweden	"	100 000	"
"	Dänemark	"	100 000	"

H o l l a n d.

Vor dem Kriege bestanden 33 Werften mit einer Jahreserzeugung von 1000 Br.-Reg.-To. und darüber. Die größte Leistung im Handelsschiffbau betrug 118 153 Br.-Reg.-To. im Jahre 1914*). Die Leistung der einzelnen Werften ist aus Bild 5 zu ersehen. Die Tabelle (S. 33) enthält die mittlere Jahreserzeugung aus den Jahren 1911 und 1912 und den Jahren 1915, 1916, 1918, die aus verschiedenen Einzelangaben ermittelt sind. Die Balkendarstellung ist die gleiche wie in Bild 1.

*) Siehe Anm. S. 5.

Während des Krieges sind (meist durch Vergrößerung) 17 Firmen hinzugekommen, so daß die gesamte Leistungsmöglichkeit der jetzt bestehenden 50 größeren Seeschiffswerften auf 150 000 Br.-Reg.-To. geschätzt werden kann.



Abb. 4.

Frankreich.

Vor dem Kriege bestanden 13 Werften mit einer Jahreserzeugung von 1000 Br.-Reg.-To. und darüber. Die Höchstleistung im Frieden betrug

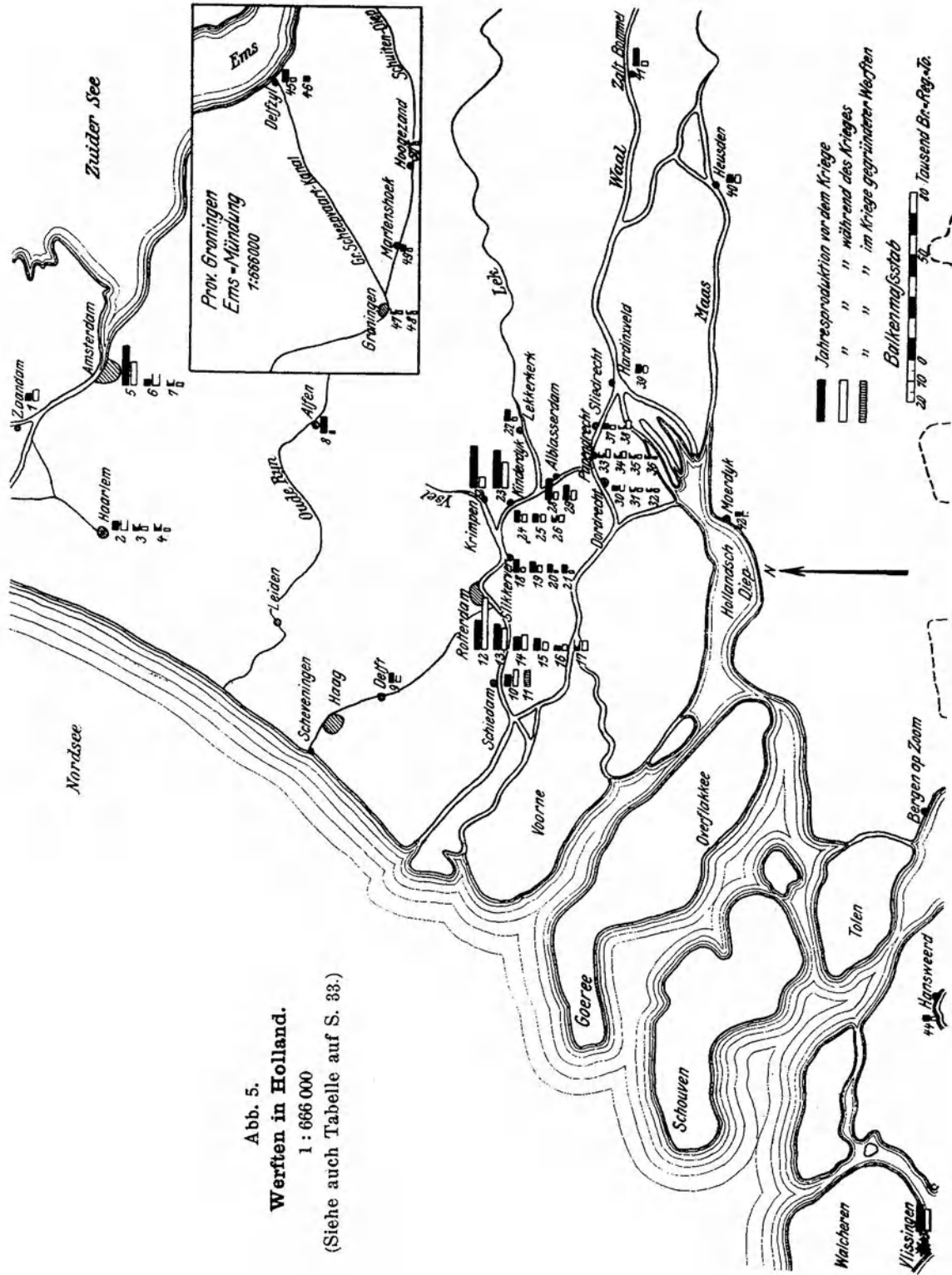


Abb. 5.
Werften in Holland.
1 : 666 000
(Siehe auch Tabelle auf S. 33.)

Werften an der Ostküste und an den Binnenseen von Nordamerika.
 1:11 100 000. (Siehe auch Tabellen auf Seite 162—174.)
 Die Orte, an denen sich schon vor dem Kriege Werften befanden, sind unterstrichen.

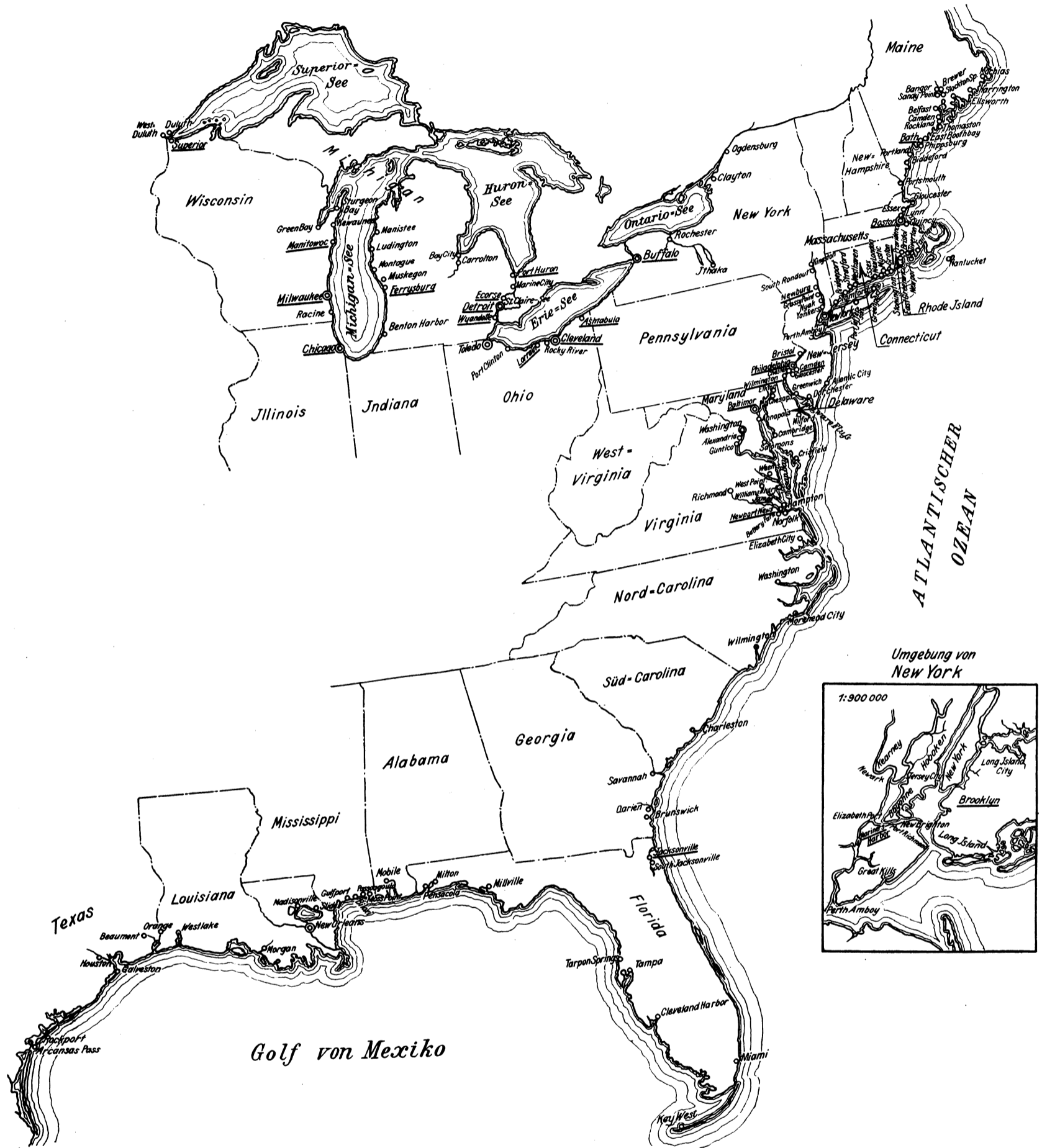


Abb. 10.

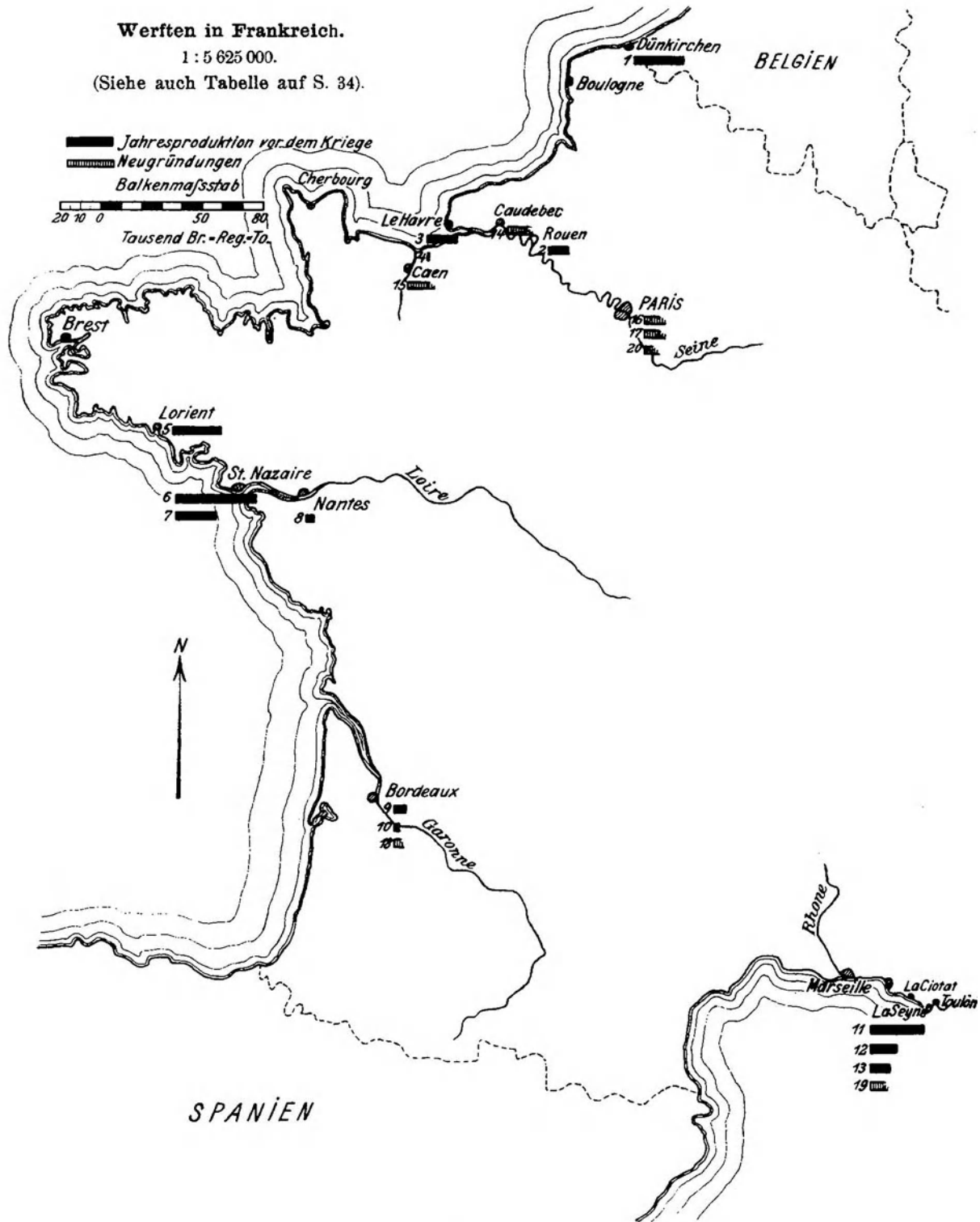


Abb. 6.

176 095 Br.-Reg.-To. im Jahre 1913*). Die Leistung der einzelnen Werften ist aus Bild 6 zu ersehen. Die Tabelle enthält die mittlere Jahreserzeugung aus den Jahren 1910—1913, für die Kriegsleistungen sind keine Angaben bekannt geworden. Die Balkendarstellung ist die gleiche wie in Bild 1.

Durch 7 Neugründungen während des Krieges ist die Gesamtzahl der größeren Seeschiffswerften auf 20 gewachsen, deren Gesamtleistungsmöglichkeit auf 300 000 Br.-Reg.-To. geschätzt werden kann.

Italien und Österreich-Ungarn.

Vor dem Kriege bestanden

in Italien 11 Werften mit einer Jahreserzeugung von 1000 Br.-Reg.-To. u. darüber
in Österreich 5 „ „ „ „ „ 1000 „ „ „ „ „

Die Höchstleistung im Frieden betrug

In Italien 67 522 Br.-Reg.-To. im Jahre 1900*)

„ Österreich 61 757 „ „ „ „ „ 1913*)

Die Leistung der einzelnen Werften ist aus Bild 7 zu ersehen. Die Tabellen (S. 34/35) enthalten die mittlere Jahreserzeugung für Italien aus den Jahren 1910—1912, für Österreich aus den Jahren 1911—1912. Für die Kriegsjahre sind nur einzelne Angaben für Italien aus dem Jahre 1916 vorhanden.

Durch 7 Neugründungen in Italien und durch die 5 österreichisch-ungarischen Werften an der Adria ist die Zahl der größeren italienischen Werften auf 23 gestiegen, deren Gesamtleistungsmöglichkeit auf 200 000 Bruttoregistertonnen geschätzt werden kann.

J a p a n.

Vor dem Kriege bestanden 8 Werften mit einer Jahreserzeugung von 1000 Br.-Reg.-To. und darüber. Die Höchstleistung im Handelsschiffbau betrug im Frieden 85 861 Br.-Reg.-To. im Jahre 1914*).

Die Leistungen der einzelnen Werften sind aus Bild 8 zu ersehen. Die Tabelle (S. 35) enthält die mittlere Jahreserzeugung aus den Jahren 1910—1912 und 1916. Die Balkendarstellung ist die gleiche wie in Bild 1.

Von den 22 Vergrößerungen und Neugründungen waren nur für die in der Tabelle aufgeführten laufenden Nummern 7, 8 und 11, 12, 13 nähere An-

*) Siehe Anm. S. 5.

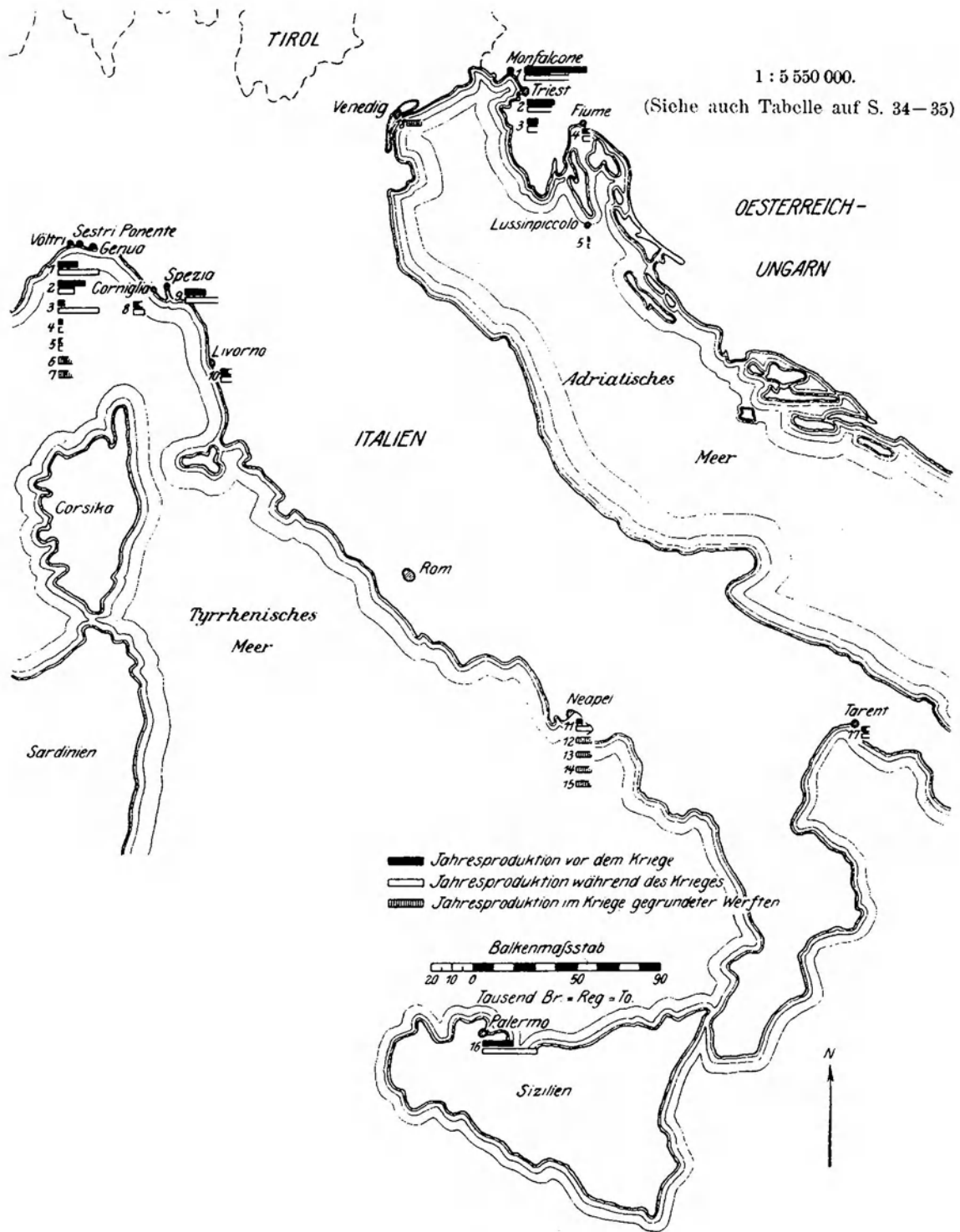
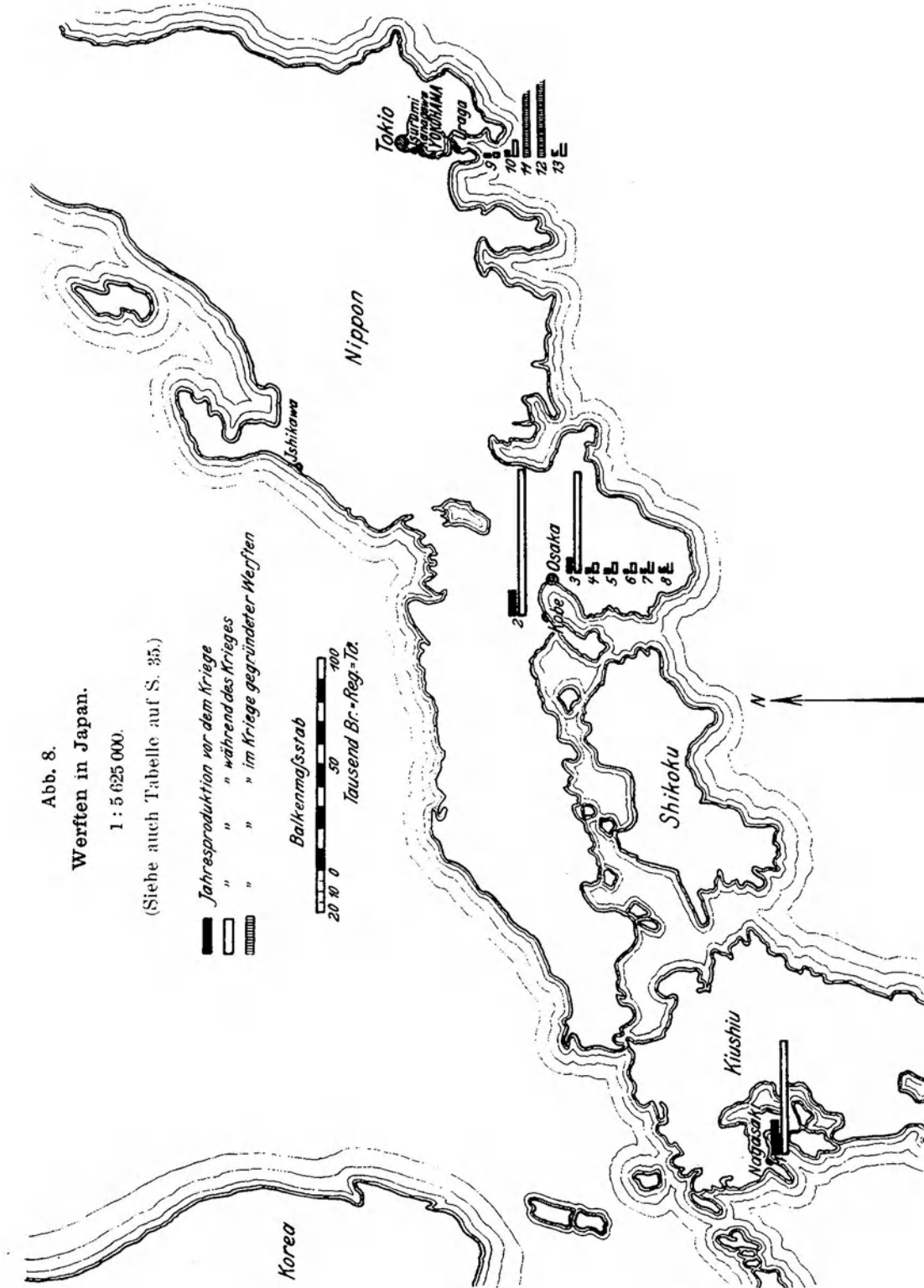


Abb. 7.



gaben zu finden. Von den übrigen war infolge der Sprachschwierigkeiten weder Firma noch Ort genauer zu bestimmen. Die Angaben der Tagespresse*) über das Bauprogramm für das Jahr 1919 enthalten den Auftragsbestand für 25 Werften von im ganzen 181 Schiffen mit 1 189 285 Br.-Reg.-To. Hiernach kann die Gesamtleistungsmöglichkeit der 30 größeren Seeschiffswerften auf rund 1 000 000 Br.-Reg.-To. geschätzt werden.

Ü b r i g e L ä n d e r .

Die Höchstleistung der übrigen Länder war im Frieden 46 654 Bruttoregistertonnen im Jahre 1912**).

Während des Krieges haben sich insbesondere Spanien und China dem Handelsschiffbau zugewandt. Nach verschiedenen Angaben sollen in Spanien im Jahre 1918 Schiffe von insgesamt 186 000 t (wahrscheinlich Tragfähigkeit) im Bau gewesen, in China etwa 100 000 Br.-Reg.-To. in Auftrag gegeben worden sein. Auch Südamerika hat den Handelsschiffbau aufgenommen.

Die Gesamtleistungsmöglichkeit der übrigen Länder ist daher auf etwa 200 000 Br.-Reg.-To. zu schätzen.

V e r e i n i g t e S t a a t e n v o n A m e r i k a .

In den Vereinigten Staaten von Amerika bestehen 3 Hauptgebiete des Schiffbaus, die Ostküste, die Binnenseen und die Westküste. Vor dem Kriege waren vorhanden größere Werften:

An der Ostküste	22	Werften
„ den Binnenseen	15	„
„ der Westküste	8	„
	<hr/>	
	zusammen	45 Werften

Die größte Leistung im Handelsschiffbau an stählernen Dampfern im Frieden betrug***):

An der Ostküste	123 930	Br.-Reg.-To.	im	Jahre	1913,
„ den Binnenseen	324 200	„	„	„	1908,
„ der Westküste	21 800	„	„	„	1908.

*) Wirtschaftsdienst, herausgegeben vom Kolonialinstitut Hamburg, vom 16. Mai 1919.

***) Siehe Anm. S. 5.

***) Annual Report of the Commissioner of Navigation für 1913, Washington 1914.

Werften an der Westküste von Nordamerika.

Die Orte, in denen sich schon vor dem Kriege Werften befanden, sind unterstrichen.

1 : 11 100000. (Siehe auch Tabelle auf S. 36–38.)

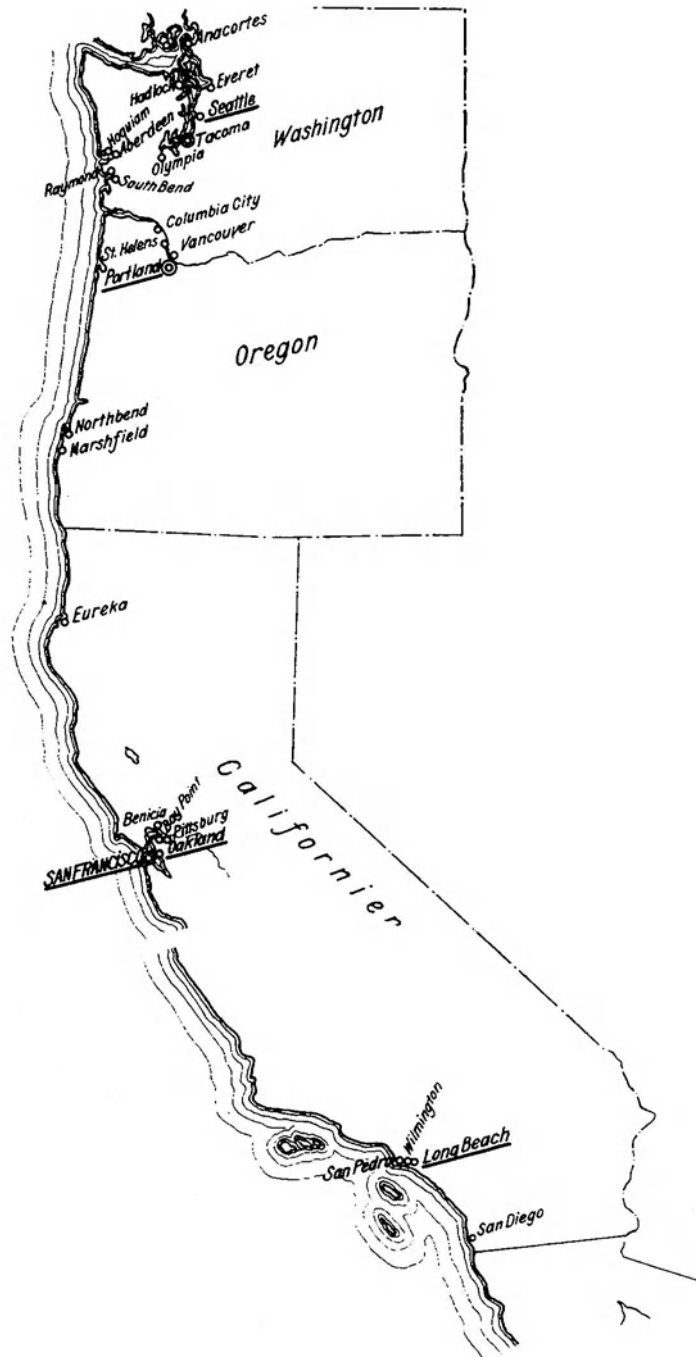


Abb. 9.

Die größte Leistung während des Krieges im Jahre 1918 betrug**):

			B.-R.-T.		B.-R.-T.
an der Ostküste	706 Holzsch.	von	478 238	288 Stahlsch.	1 186 415
„ den Binnenseen	78 „	„	2 806	259 „	520 000
„ der Westküste	557 „	„	509 168	182 „	1 038 848
zusammen		1341 Holzsch.	von 990 212	729 Stahlsch.	2 745 263.

Die Lage und die Leistung der einzelnen Werften ist aus den Bildern 9 u. 10 und den Tabellen (S. 36—51) zu ersehen, und zwar enthalten die Tabellen, soweit Angaben zu erhalten waren, die Zahl der Hellinge, das größte bisher in Auftrag gegebene Schiff, und in Balkendarstellung die größte Jahreserzeugung vor dem Kriege und die aus der Zahl der Hellinge und den größten Schiffen geschätzte Leistungsmöglichkeit nach dem Kriege. Die vor dem Krieg vorhandenen größten Werften sind in den Tabellen schräg gedruckt, in den Bildern unterstrichen. Während des Krieges sind neugegründet und vergrößert (ausschließlich der oben genannten 45 größeren Werften)

an der Ostküste	269 Werften
„ den Binnenseen	34 „
„ der Westküste	69 „
<hr/>	
zusammen 372 Werften	

Bei den Neugründungen des Krieges sind besonders folgende Punkte bemerkenswert:

1. Der Staat hat mit unbeschränkten Mitteln, in großem Umfange und überraschend schnell Werften in Hog Island, Newark und in Bristol angelegt.
2. Holzschiffbau und Eisenbetonschiffbau ist in großem Umfange auch für große Schiffe aufgenommen; der Erfolg ist allerdings hinter den Erwartungen zurückgeblieben.
3. Für den Stahlschiffbau sind die Eisenwerkstätten des Binnenlandes mit Erfolg herangezogen, insbesondere für die Staatswerften, indem die Bauteile fertig bearbeitet auf die Werften geliefert wurden; die Werft ist nur Montageplatz für die gelieferten Teile. Die so hergestellten Schiffe heißen: „Fabricated Ships“.

Die Gesamtleistungsmöglichkeit der Werften kann geschätzt werden:

**) Nach „Fairplay“, London, vom 7. 8. 19.

	Holzschiffe	Stahlschiffe
An der Ostküste auf	900 000 Br.-Reg.-To.	2 950 000 Br.-Reg.-To.
„ den Binnenseen auf	8 000 „ „ „	750 000 „ „ „
„ der Westküste auf	800 000 „ „ „	1 500 000 „ „ „
zusammen	1 708 000 Br.-Reg.-To.	5 210 000 Br.-Reg.-To.

also im ganzen auf rund 7 Millionen Bruttoregistertonnen.

Ergebnis des Handelsschiffbaus in England, Japan, U. S. Amerika, Deutschland und den übrigen Ländern während der Jahre 1892—1918.

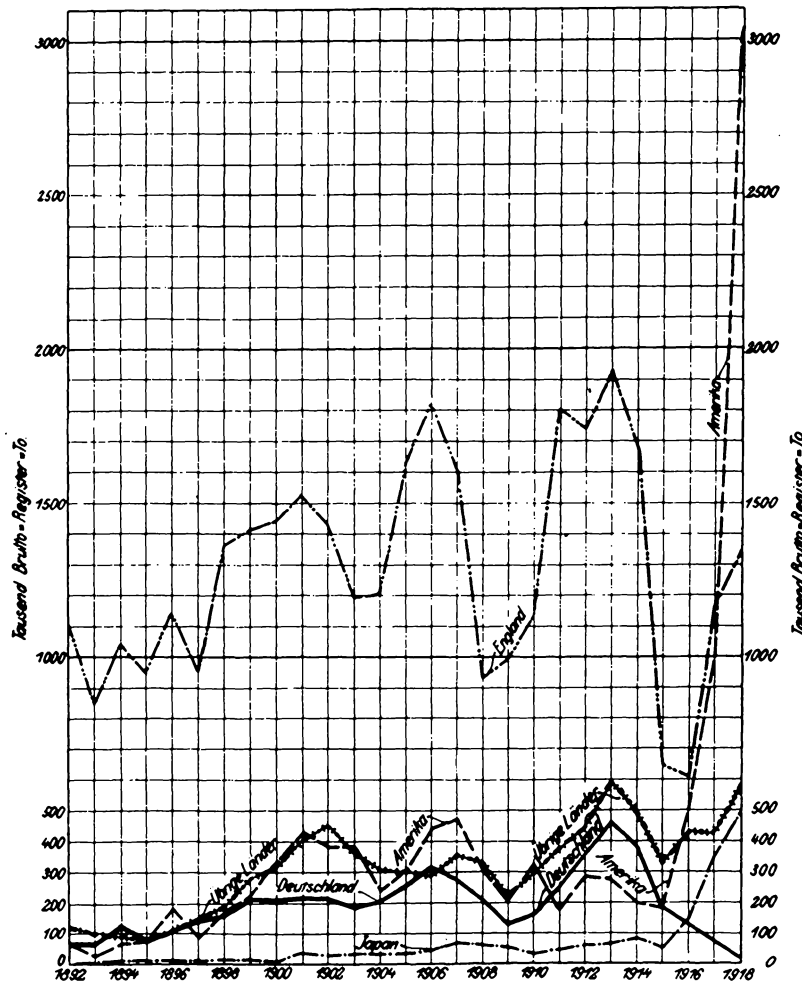


Abb. 11.

Die bisherigen Leistungen der Werften in England, Japan, Amerika, Deutschland und zusammengefaßt in den übrigen Ländern 1892—1918 ist in einem Kurvenblatt Bild 11 dargestellt.

II. Die Leistungsfähigkeit der Werften des Auslandes.

Das Ergebnis der Geographie des Weltschiffbaues ist demnach, daß in allen Großschiffbau treibenden Ländern die Zahl der Werften sich vergrößert hat, verhältnismäßig am wenigsten in Großbritannien und Irland, von 101 auf 120, verblüffend viel in Nordamerika, von 45 auf 417. Ferner haben auch eine große Anzahl alter Werften die Zahl ihrer Hellinge vermehrt und die Werkstätten vergrößert, und einige Länder den Großschiffbau neu aufgenommen, so daß im ganzen eine gewaltige Zunahme der Leistungsmöglichkeit im Schiffbau zu verzeichnen ist. Die bei den einzelnen Ländern geschätzte Leistungsmöglichkeit bezieht sich nur auf die Werftanlagen und nur auf Handelsschiffe mittlerer Größe, d. h. auf die Möglichkeit, den Fehlbetrag des Weltfrachtraumes auszugleichen. Nun ist zweifellos mit einer Werftanlage allein, d. h. mit der Möglichkeit, Schiffe zusammensetzen, zu Wasser zu lassen und auszurüsten, die Leistungsfähigkeit im Schiffbau nicht gegeben. Es gehören dazu einerseits Material im weitesten Sinne, d. h. in erster Linie Platten, Winkel, Maschinen und Kessel, sowie die vielseitigen Einrichtungen und Ausrüstungen, andererseits Arbeiter für die Werften und für die Hilfsindustrie.

Es wird also die Zahl der Leistungsmöglichkeit der Werften mit einem Einschränkungsfaktor (Wirkungsgrad) multipliziert werden müssen, um die wirkliche Leistungsfähigkeit zu finden, die bei entsprechendem Bedarf, bei normalem Betrieb und bei Ausschaltung aller Störungen, wie Materialmangel, Streiks und Verkehrsschwierigkeiten zu erwarten ist. Dieser Wirkungsgrad wird in den einzelnen Ländern verschieden anzusetzen sein, hauptsächlich auf die Schwierigkeit, das Walzmaterial, sowie die Maschinenanlagen und Hilfsmaschinen für die Schiffe herzustellen. Der Wirkungsgrad wird aber auch verschieden ausfallen, je nachdem man die augenblickliche allgemeine Kohlennot und Arbeitsunlust in vollem Umfang oder als ein bald oder als erst in einigen Jahren zu überwindendes Hindernis für die volle Ausnützung der Werftanlagen einschätzt.

Es können und müssen auch noch Einschränkungen aus Gründen der Wirtschaftlichkeit gemacht werden. Die bestimmt zu erwartende Überproduktion im Schiffbau muß zu einem allgemeinen Preisrückgang führen, und es werden dann schnell alle Anlagen als Werften wieder ausscheiden, die sich nur für die hohen Preise des Kriegsbedarfs auf den Schiffbau, vielleicht behelfsmäßig, eingerichtet hatten; ebenso alle die Werke, die in einer

anderen Tätigkeit einen besseren Gewinn finden, und ferner alle die Werften, die aus lokalen Gründen, Verkehrsschwierigkeiten oder Arbeiterverhältnissen nicht mehr gewinnbringend arbeiten können. Andererseits ist zu berücksichtigen, daß eine große Zahl von im Kriege gegründeten Werften schon sehr viel Geld verdient haben, also ihre Anlagen gut abschreiben konnten, und daher wohl in der Lage sind, einen Preisrückgang längere Zeit auszuhalten.

Der Weltschiffbau des Auslandes in Vergangenheit und Zukunft.

L a n d	Werften mit einer Jahreserzeugung v. 1000 Br.-Reg.-Ton. u. darüber vor d. Kriege	Werften jetzt	Größte Jahreserzeugung vor dem Kriege		Geschätzte Leistungsmöglichkeit der Werften in Br.-Reg.-To.	Geschätzter Wirkungsgrad	Voraussichtliche Jahreserzeugung in den nächsten Jahren
			Br.-Reg.-To.	Jahr			
Großbritannien u. Irland	101	120	1 932 153	1913	3 000 000	0,8	2 400 000
Norwegen	11	30	57 556	1907	200 000	0,5	100 000
Schweden	7	17	18 524	1913	100 000	0,6	60 000
Dänemark	5	15	40 932	1913	100 000	0,6	60 000
Holland	33	50	118 153	1914	150 000	0,6	90 000
Frankreich	13	20	176 095	1913	300 000	0,3	90 000
Italien	11	23	67 522	1900	200 000	0,3	60 000
Österreich-Ungarn . . .	5		61 757	1913			
Japan	8	30	85 861	1914	1 000 000	0,5	500 000
Übrige Länder	—	—	46 654	1912	200 000	0,4	80 000
Amerika	45	417	474 675	1907	7 000 000	0,5	3 500 000
			Gesamt		12 250 000		6 940 000

rund 7 Millionen.

Unter Berücksichtigung aller dieser Erwägungen ist die vorstehende Tabelle aufgestellt, welche zunächst für die einzelnen behandelten Länder des Auslandes die Zahl der Werften vor dem Kriege und jetzt und die größte Jahreserzeugung vor dem Kriege enthält. Im Anschluß daran ist die Leistungsmöglichkeit der Werften mit der Schätzungszahl eingesetzt, wie sie sich aus den im Abschnitt 1 behandelten allgemeinen Gesichtspunkten über die Zunahme der Werftanlagen in den letzten Jahren ergeben hat. Diese Zahl ist dann mit einem Wirkungsgrad multipliziert, um die für die nächsten Jahre zu erwartende Erzeugung der einzelnen Länder zu erhalten.

Dieser Wirkungsgrad ist für die einzelnen Länder verschieden eingesetzt, und zwar nach folgenden Überlegungen:

1. Großbritannien und Irland wird bald wieder zur fast vollen Auswertung seiner Werftanlagen kommen, da es Kohle, Eisen, Ausrüstungsteile

und Facharbeiter in ausreichendem Umfange besitzt, und seine Werftanlagen nur wenig gegen die Zeit vor dem Kriege vermehrt und vergrößert hat. Der Wirkungsgrad ist daher zu 0,8 angenommen und ergibt eine nur wenig höhere Zahl als die größte Jahreserzeugung vor dem Krieg. Sollte der Kriegsschiffbau in großem Umfang fortgesetzt werden, so würde allerdings die Erzeugung von Handelsschiffen voraussichtlich vermindert werden.

2. Norwegen, Schweden, Dänemark und Holland haben nicht genügend Kohle, Eisen und Facharbeiter und sind auch für die Ausrüstungsteile auf die Einfuhr angewiesen, sind aber sonst politisch und wirtschaftlich gesund und arbeitsbereit. Der Wirkungsgrad ist bei Norwegen, mit Rücksicht auf den dort betriebenen Holzschiffbau und Eisenbetonschiffbau, mit 0,5, bei den übrigen Ländern mit 0,6 eingesetzt.

3. Für Frankreich und Italien ist wegen ihrer ganzen wirtschaftlichen Lage der Wirkungsgrad zu 0,3 eingesetzt.

4. Japan ist eingeschätzt wie Norwegen mit 0,5 und die übrigen Länder mit 0,4.

5. Besonders schwierig ist die Einschätzung des Wirkungsgrades für Nordamerika. Einerseits steht dort ebenso wie im Krieg die ganze reiche Industrie mit allen Hilfsmitteln an Material, Betriebseinrichtungen und Arbeitern im Bedarfsfalle zur Verfügung. Andererseits hat der Krieg zweifellos eine große Zahl ungesunder Gründungen geschaffen, auch werden die vielen Holzschiffswerften und ebenso die Betonschiffswerften wenig Schiffe liefern. Die Erzeugung ist ferner sehr abhängig von der politischen Lage, von der Unterstützung der Schifffahrt und des Schiffbaus durch die Regierung und weiter von dem Umfang der Kriegsschiffbauten. All diese Unsicherheiten dürften am besten durch einen Mittelwert berücksichtigt sein, es ist daher der Wirkungsgrad 0,5 eingesetzt.

Als Gesamterzeugung des Auslandes im Handelsschiffbau ist daher für die nächsten Jahre der hohe Betrag von rund 7 Millionen Bruttoregistertonnen jährlich zu erwarten, also rund doppelt soviel als die Höchstleistung des Weltschiffbaus im Jahre 1913 einschließlich Deutschlands betrug.

Das Ergebnis der Tabelle ist in Bild 12 in Vergleich gesetzt mit den Leistungen während der Jahre 1900—1918 in England, Japan, Amerika, Deutschland, und zusammengefaßt in den übrigen Ländern; das Bild zeigt also in gedrängter Form die wichtigsten Verschiebungen des Weltschiffbaus durch den Krieg.

Nach den neuesten Angaben von Lloyds Register*) betrug der Gesamtdampferfrachtraum:

im Juni 1914 45 404 000 Br.-Reg.-To.
 " " 1919 47 897 000 " " "

hat also trotz der riesigen Kriegsverluste um rund 2,5 Millionen Brutto-
 registertonnen zugenommen.

Die bisherigen Ergebnisse des Handelsschiffbaus in England, Japan, Amerika,
 Deutschland und den übrigen Ländern (s. Abb. 11) verglichen mit den für die
 Zukunft geschätzten Leistungen (s. Tabelle.)

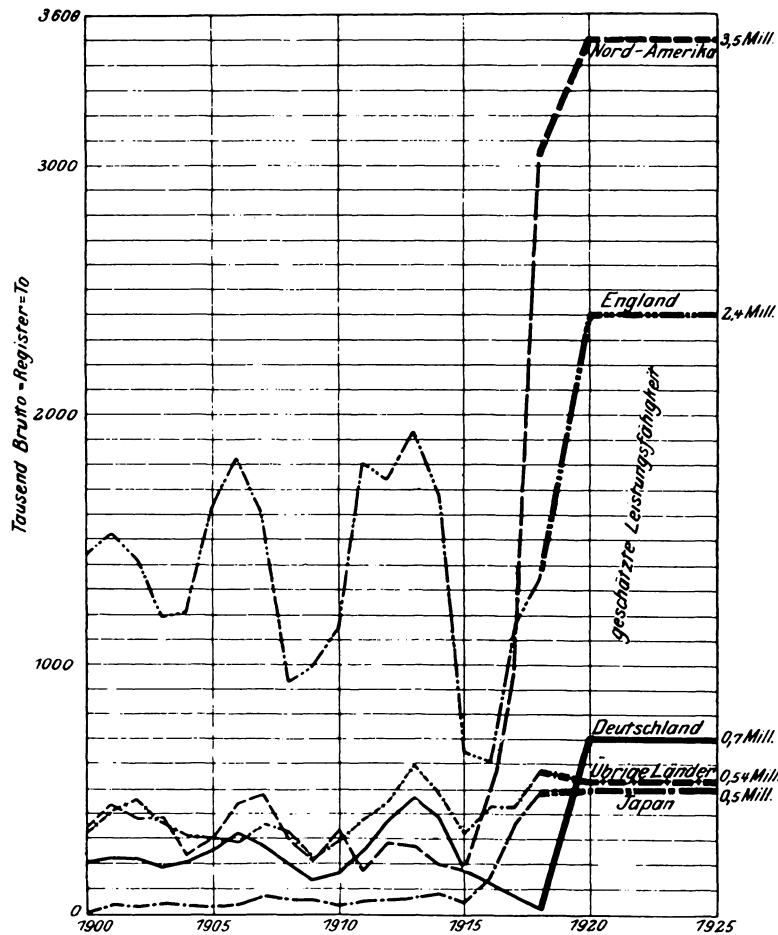


Abb. 12.

In derselben Quelle wird, unter der Annahme einer etwa gleichen Ent-
 wicklung wie in den letzten 15 Jahren vor dem Kriege, geschätzt, daß ohne
 den Krieg der Gesamtfrachtraum im Jahre 1919 um rund 10 Millionen

*) Notes on the 1919—1920 Edition of Lloyds Register of Shipping.

Bruttoregistertonnen größer gewesen wäre, als im Jahre 1914. Hiernach fehlen also am Weltfrachtraum gegenüber einer friedlichen Entwicklung nur 7,5 Millionen Bruttoregistertonnen.

Stellt man diese Zahl neben die oben ermittelte, für die nächsten Jahre zu erwartende Gesamterzeugung der Schiffbau treibenden Länder des Auslandes, so ergibt sich, daß bei einigermaßen normalen Zuständen in kurzer Zeit im Ausland eine große Überproduktion eintreten muß, selbst wenn, wie Manche annehmen, in den nächsten Jahren ein wesentlich größerer Weltverkehr als vor dem Krieg einsetzen wird. Es wird in absehbarer Zeit nicht möglich sein, auch nur die besteingerichteten und wirtschaftlichst arbeitenden Werften des Auslandes mit Handelsschiffbau voll zu beschäftigen.

III. Der Schiffbau Deutschlands.

Wie stellen sich die Aussichten Deutschlands bei dieser Lage des Weltschiffbaues?

Der deutsche Schiffbau ist nicht im einzelnen in derselben Weise dargestellt wie der ausländische. Für den Zweck des Vortrages genügt es darauf hinzuweisen, daß bereits im Jahre 1917 bei der Beratung über das Gesetz zur Wiederherstellung der Handelsflotte vom Verein deutscher Schiffswerften die Leistungsfähigkeit im Handelsschiffbau für die Zeit nach dem Kriege für die damals bestehenden Werften zu 800 000 t Tragfähigkeit (oder rund 500 000 Br.-Reg.-To.) angegeben wurde*). Diese Angabe setzte voraus, daß nach dem Kriege der Kriegsschiffbau weiter betrieben werden würde. Heute stehen unsere Großwerften, die zum Teil vor dem Kriege hauptsächlich und während des Krieges ausschließlich Kriegsschiffbau betrieben, mit ihren gesamten Anlagen für den Handelsschiffbau zur Verfügung, einige haben sich durch Vermehrung der Zahl der Hellinge und durch Vergrößerung der Werkstätten auf vermehrte Leistung im Handelsschiffbau eingestellt, eine Anzahl Werften sind neu geschaffen oder noch im Entstehen, und auch die Reichswerft Kiel hat den Handelsschiffbau aufgenommen. All dies berechtigt zu dem Schluß, daß die deutschen Werften, soweit nur ihre Anlagen an Hellingen, Werkstätten und Betriebsmitteln in Frage kommen, sicher in der Lage wären, rund 700 000 Br.-Reg.-To. jährlich zu liefern.

*) Deutsche Nautische Zeitschrift „Hansa“, 29. September 1917, Seite 626.

Selbst nach Abzug der laut Friedensvertrag für die Dauer von 5 Jahren jährlich an die Feinde zu liefernden 200 000 t bestände demnach die Möglichkeit, die verlorenen rund 4 Millionen Tonnen Schiffsraum in 8 Jahren durch deutsche Neubauten zu ersetzen, und noch etwas früher, wenn, wie nach dem Stand des Weltschiffbaues anzunehmen, die Feinde in absehbarer Zeit auf Lieferung neuer Schiffe von Deutschland verzichten. Allerdings ist für das laufende und wahrscheinlich auch für das nächste Jahr für Deutschland mit einer besonders starken Einschränkung zu rechnen, infolge Mangels an Material und Hilfsmaschinen sowie wegen der verminderten Leistungen der Arbeiter.

An Aufträgen ist zurzeit kein Mangel, und die Aussichten für die nächsten Jahre scheinen günstig. Aber wie wird die Lage sein, wenn infolge der Überproduktion im Auslande die Preise dort billiger werden als in Deutschland?

Ich glaube, diese Gefahr ist sehr groß und ihr muß klar ins Auge geschaut werden. Es ist gewiß richtig, daß bei der Unsicherheit der ganzen Lage kein Mensch wissen kann, wie die politische Welt nach einem Jahr aussieht, daß also umsoweniger Prophezeiungen am Platze sind über die voraussichtliche Entwicklung des Weltverkehrs, über den Bedarf an Frachtraum, über den Bedarf an Neubauten und über deren Preise im nächsten Jahrzehnt. Sicher ist aber, daß in kurzer Zeit zu viel Werften im Ausland vorhanden sein werden und sehr wahrscheinlich ist, daß das Ausland, und zwar nicht nur England, sondern auch Nordamerika und Japan, und vielleicht auch Holland und Skandinavien bald billiger bauen können als Deutschland. Der deutsche Schiffbau steht trotz augenblicklicher Überfülle an Aufträgen vor einer sorgenvoll schweren Zeit, und es bedarf gründlicher Überlegung, sorgfältiger Arbeit im kleinen und weitschauender Fürsorge im großen, um diesen Gefahren zu begegnen.

Der Vortrag möchte eine Aussprache hierüber anregen; ich verkenne dabei nicht die Bedenken, die einer öffentlichen Behandlung dieser Fragen bei unserer unglücklichen politischen Lage entgegenstehen. Aber eine solche Frage muß zunächst öffentlich behandelt werden; nur so gewinnen die zu machenden Vorschläge das nötige Gewicht, nur so kann alles Wichtige zur Sprache und zur Klarheit kommen.

Wenn ich zum Schluß meines Vortrages einige Punkte erwähne, die mir in diesem Zusammenhang wichtig erscheinen, so kann das nur eine

Grundlage für die Aussprache, nicht aber eine erschöpfende Behandlung der schwierigen Frage werden.

Wichtig ist zunächst, daß dem deutschen Schiffbau der Bedarf der deutschen Schifffahrt gesichert wird. Das kann nur durch die Reichsregierung geschehen. Das Gesetz über die Wiederherstellung der deutschen Handelsflotte enthält leider keine Bestimmung, welche es unmöglich macht, daß mit Reichsunterstützung Schiffe im Ausland gekauft werden. Auf diesen Mangel ist von mir bereits im Jahre 1917 eindringlich aufmerksam gemacht worden.*) Damals stand die Reichsregierung auf dem Standpunkt, daß die schnelle Beschaffung von Frachtraum nach dem Kriege aus allgemein wirtschaftlichen Gründen wichtiger sei, als die gute Beschäftigung der deutschen Werften. Bei der gänzlich geänderten Sachlage wird diese Auffassung zugunsten der gesicherten Beschaffung von Arbeitsgelegenheit für die Zukunft einer Nachprüfung bedürfen.

Über den Ersatz verlorenen Frachtraumes hinaus muß aber der deutsche Schiffbau auch auf dem Weltmarkt konkurrenzfähig werden, wenn er im heutigen Umfang bestehen bleiben will. Die Möglichkeiten dazu sollen kurz angedeutet werden.

Grundbedingung ist billiges Material, geringe Lohn- und Betriebskosten, d. h. in erster Linie mehr Leistung der Arbeiter auf allen Gebieten, in Erz- und Kohlengruben, Walzwerken, Hilfsindustrien und Werften! Das ist mit einer Sozialisierung dieser Betriebe und besonders des Schiffbaus sicher nicht zu erreichen.

Aber auch organisatorisch läßt sich viel verbessern, und es wird unter dem Zwang der Not vielleicht doch manches möglich werden, was früher oft erstrebt, aber nicht erreicht wurde. Hierzu gehören die Normungen der Schiffe im ganzen und im einzelnen, Verteilung der Aufträge auf die geeignetsten Werften, unter Umständen Stilllegung unwirtschaftlicher Betriebe für kurze Zeit oder für immer.

Besonders wichtig, und einer Besprechung in unserer Gesellschaft nahe liegend, sind dann die Forderungen nach technischer Vervollkommnung der Konstruktionen, sowie nach weitgehender Modernisierung der Arbeitsweisen zur Ersparung von Menschen oder zur besseren Ausnutzung der Arbeitskraft des Einzelnen. Schon vor dem Kriege war der deutsche Schiff-

*) Deutsche Nautische Zeitschrift „Hansa“, 15. September 1917.

bau in Europa darin dem amerikanischen menschenparenden Verfahren am nächsten. Auch jetzt wieder kann mancherlei von Amerika gelernt werden, wenn auch nicht ohne weiteres alles blind nachgemacht werden kann, was dort unter den glänzenden Preisen des Krieges in bewunderungswerter Energie, aber auch manchmal in staunenswertem Optimismus geschaffen ist.

Weiterhin wird es Aufgabe des deutschen Schiffbaues ebenso wie der ganzen deutschen Ausfuhrindustrie sein müssen, wie vor dem Kriege nur Qualitätsarbeit zu liefern, die infolge der vielen verunglückten Schiffskriegsbauten der Amerikaner und deren für den Verfrachter oft recht unangenehmen Folgen bald wieder von der Schifffahrt verlangt werden wird.

Auch die Hochschule wird sich der neuen Aufgabe anpassen müssen: Wir sind dabei, durch verbesserte Ausbildung der Jugend für die Zukunft zu sorgen und würden die Mitwirkung der Praxis hierbei begrüßen.

Vielleicht ergibt die Aussprache noch weitere Anregungen zu der Frage, wie Deutschlands Schiffbau auf dem Weltmarkt konkurrenzfähig zu machen ist. Jedenfalls aber muß die Entwicklung des Schiffbaues im Ausland dauernd aufmerksam verfolgt und die Beobachtungen planmäßig verarbeitet werden. Wenn die vorliegende Untersuchung hierfür einen Anfang geschaffen hat, so hat sie ihren Zweck erfüllt, und es bleibt mir nur noch zum Schluß übrig, allen den Stellen meinen Dank auszusprechen, die mich bei dieser langwierigen Arbeit unterstützt haben, in erster Linie dem Konstruktions-Ingenieur Herrn Dipl.-Ing. K l i e m c h e n und dem Assistent Herrn Dipl.-Ing. H e y d e m a n n , und dann dem Archiv für Schiffbau und Schifffahrt in Hamburg, das durch seine wertvolle systematische Sammelarbeit auf allen Gebieten des Schiffbaues diese Untersuchung in verständnisvoller Mitarbeit wesentlich erleichtert hat.

Nachtrag vom Dezember 1919 (s. S. 126).

Erst nach der Drucklegung gelang es den Appendix zu Lloyds Register 1919/20 zu erhalten. Einen Vergleich der im Vortrag genannten Werftzahlen mit den in der „List of Shipbuilders“ des Appendix aufgeführten Werften zeigt folgende Tabelle:

L a n d	Anzahl der Werften im Lloyd's Reg. 1919/20			Anzahl der im Vortrag berücksichtigten Werften				Bei den Vorarbeiten gefunden	
	Eisen	Eisen- beton	Holz	Eisen	Eisen- beton	Holz	Artunbe- stimmt	Eisen	Eisen- beton
Großbritannien u. Irland .	243	16	—	120	—	—	—	186	3
Norwegen	32	2	—	30	—	—	—	35	7
Schweden.	23	—	—	17	—	—	—	18	1
Dänemark	14	—	—	14	—	—	—	27	4
Holland	144	—	—	50	—	—	—	64	3
Frankreich	24	2 Flußschiffs- Werften	—	20	—	—	—	20	—
Italien	22	—	—	23	—	—	—	18	1
Österreich-Ungarn	—	—	—	—	—	—	—	5	4
Japan	43	—	—	30	—	—	—	33	—
Ver. St. von Nord Amerika	Westküste	23	2	—	23	2	25	27	—
	Binnenseen	21	—	—	19	1	2	27	—
	Ostküste	59	2	—	64	6	38	183	—

Wesentliche Unterschiede sind in der Zahl der Werften für Großbritannien und U. S. Amerika vorhanden. Eine sorgfältige Durchsicht im einzelnen ergibt hierfür folgende Erklärung:

Für Großbritannien sind im Appendix alle Werften für Eisen-, Holz- und Betonbau, auch die kleinsten, aufgeführt, während im Vortrag die untere Grenze auf eine Jahreserzeugung von 1000 Br.-Reg.-To. festgesetzt ist. Für Amerika sind im Appendix ebenso wie für das ganze Ausland nur die Werften, die Stahlschiffe herstellen, und ferner nicht alle Neugründungen aufgenommen.

Die List of Shipbuilders des Appendix zu Lloyds Register 1919/20 gibt daher keinen Anlaß, die im Vortrag angegebenen Zahlen über die Leistungsfähigkeit der Schiffbauindustrie des Auslandes zu ändern.

A n h a n g.

Werften in Großbritannien und Irland (zu Abb. 1).

Nr.	Werft-Firmen	O r t	Mittlere	Mittlere
			Jahres- Produktion 1909—1914 Br.-Reg.-Tons	Jahres- Produktion 1915—1918 Br.-Reg.-Tons
1	Campbeltown Shipbuilding Co.	Campbeltown	5 000	5 000
2	Hall, Russel and Co.	Aberdeen	5 700	
3	J. Duthie Torry Shipbuilding Co.	"	2 800	
4	A. Hall and Co.	"	1 900	
5	Caledon Shipbuilding Co.	Dundee	10 000	22 800
6	Mackay Brothers	Alloa	2 500	
7	Ramage and Ferguson	Leith	5 200	
8	Hawthorn and Co.	"	1 500	
9	Ardrossan Co.	Ardrossan	1 900	
10	Ailsa Shipbuilding Co.	Ayr	8 200	8 000
11	Harland and Wolff	Belfast	113 100	219 600
12	Workman, Clark and Co.	"	68 900	69 400
13	Dublin Dockyards Co.	Dublin	2 200	5 600
14	R. Williamson and Co.	Workington	1 900	
15	Vickers	Barrow in Furness	49 200	
16	Lytham Shipbuilding Co.	Lytham	2 200	
17	Cammell, Laird and Co.	Birkenhead	39 500	
18	Isaack J. Abdella and Mitchell	Queensferry	1 400	
19	W. J. Yarwood and Sons	Northwich	1 500	
20	Earle's Co.	Hull	26 900	
21	Cochrane and Sons	Selby	8 200	
22	Cook, Welton and Gammell	Beverley	7 100	
23	Goole Shipbuilding Co.	Goole	4 600	
24	W. H. Warren	New Holland	1 300	
25	Henry Scarr	Hessle	1 200	
26	Rennie Forrest and Co.	Wyvenhoe	4 200	
27	John Chambers	Lowestoft	1 900	
28	Sudbrook Shipyard	Sudbrook (Chepstow)	3 600	
29	E Finch and Co.	Chepstow	1 400	
30	I. J. Thornycroft and Co.	Woolston (Thames)	3 900	
31	A. W. Robertson and Co.	Canning Town (Thames)	3 600	
32	Yarrow and Co.	Scotstown (Thames)	3 200	
33	Edwards and Co.	Millwall (Thames)	1 100	
34	J. Samuel White and Co.	Cowes	4 000	
35-67*	33 Werft-Firmen	Clyde-Distrikt	588 000	
68-101*	34 Werft-Firmen	Blyth, Tyne, Wear and Tees	973 600	

* 35—101 siehe Sonderkarten.

Werften an der Clyde-Mündung (zu Abb. 2).

Nr.	Werft-Firma	O r t	Mittlere	Mittlere
			Jahres- Produktion 1909—1914 Br.-Reg.-Tons	Jahres- Produktion 1915—1918 Br.-Reg.-Tons
35	Scotts' Company	Greenock	39 000	16 600
36	Caird and Co.	"	28 900	
37	Geenock and Grangemouth Co.	"	19 100	
38	Geo. Brown and Co.	"	2 400	
39	Russel and Co.	Port Glasgow	74 400	59 700
40	William Hamilton and Co.	"	30 500	29 200
41	Clyde Shipbuilding Co.	"	9 800	7 000
42	R. Duncan and Co.	"	9 000	8 000
43	Dunlop, Brenner and Co.	"	8 300	5 200
44	A. Rodger and Co.	"	6 800	
45	Ferguson Brother	"	3 800	
46	Murdoch and Murray	"	2 400	
47	William Denny Brothers	Dumbarton	34 000	4 000
48	A. McMillan and Son	"	19 800	15 700
49	Scott and Sons	Bowling	2 200	
50	Napier and Miller	Old Kilpatrick	13 400	15 700
51	John Brown and Co.	Clydebank	44 800	35 000
52	Fleming and Ferguson ,	Paisley	8 300	
53	Bow, MacLachlan and Co.	"	3 800	4 500
54	J. Fullerton and Co.	"	2 600	
55	W. Simons and Co.	Renfrew	7 900	6 500
56	Lobnitz and Co.	"	5 900	6 500
57	W. Beardmore and Co.	Dalmuir	22 600	20 000
58	D. and Wm. Henderson Co.	Patrick	25 400	27 000
59	Fairfield Co.	Govan	29 600	
60	Mackie and Thomson	"	4 600	
61	Barclay Curle and Co.	Glasgow	40 500	39 900
62	Charles Connell and Co.	"	37 700	
63	Alex Stephen and Sons	"	36 100	17 500
64	London and Glasgow Co.	"	6 600	
65	A. and I. Inglis	"	3 900	
66	Alley and MacLellan	"	2 600	
67	Ritchie, Graham and Milne	"	1 300	

Anmerkung: Außerdem vorhanden 19 Werften (Vergrößerungen oder Neugründungen) mit einer Jahresleistung von 1000 Br.-Reg.-To. und darüber, über die nähere Angaben nicht bekannt sind.

Werften an der Blyth-, Tyne-, Wear- und Tees-Mündung (zu Abb. 3).

Nr.	Werft-Firma	O r t	Mittlere	Mittlere
			Jahres- Produktion 1909—1914 Br.-Reg.-Tons	Jahres- Produktion 1915—1918 Br.-Reg.-Tons
68	Blyth Shipbuilding Co.	Blyth	9 500	10 500
69	Tyne Iron-Shipbuilding Co.	Willington Quay	15 900	9 000
70	John Readhead and Sons	South-Shields	31 600	25 000
71	I. T. Eltringham and Co.	"	2 000	7 000
72	I. P. Rennoldson and Sons	"	1 400	4 000
73	Palmers Co.	Yarrow on Tyne	44 700	52 800
74	Robert Stephenson and Co.	Hebburn	23 300	
75	Swan, Hunter and Wigham Richardson	New Castle	101 300	80 000
76	Northumberland Co.	Newcastle	59 000	40 000
77	Sir W. G. Armstrong, Whitworth and Co.	"	55 000	34 000
78	R. and W. Hawthorn, Leslie and Co.	"	33 900	25 000
79	W. Dobson and Co.	"	13 000	14 000
80	Wood Skinner and Co.	"	11 300	8 500
81	Wm. Doxford and Sons	Sunderland	66 100	38 000
82	J. L. Thompson and Sons	"	35 300	30 000
83	Short Brothers	"	28 900	35 000
84	Sir James Laing and Sons	"	27 300	33 000
85	Bartram and Sons	"	22 700	17 500
86	Sunderland Shipbuilding Co.	"	20 500	9 000
87	J. Priestman and Co.	"	17 000	16 000
88	J. Blumer and Co.	"	15 300	6 000
89	W. Pickersgill and Sons	"	15 200	18 000
90	Robert Thompson and Sons	"	15 000	11 000
91	Osborn, Graham and Co.	"	10 200	11 500
92	I. P. Austin and Son	"	8 900	8 000
93	John Crown and Sons	"	5 600	5 000
94	Sir Wm. Gray and Co.	West-Hartlepool	83 000	63 000
95	Irvine's Co.	"	60 900	52 900
96	Sir Raylton Dixon and Co.	Middlesbrough	28 300	25 100
97	Smith's Dock Co.	"	10 500	
98	W. Harkess and Sons	"	6 000	5 000
99	Ropner and Sons	Stockton-on-Tees . . .	38 000	13 000
100	Richardson, Duck and Co.	"	31 600	29 500
101	Craig, Taylor and Co.	"	29 900	33 300

Werften in Norwegen (zu Abb. 4).

Nr.	Werft-Firmen	Ort	Mittlere	Jahres-	Bemerkungen	
			Jahres-	produktion		
			produktion	1916		
			1910-12			
			Br.-Rg.-To.	Br.-Rg.-To.		
1	Trøndhjems mek. Vaerkstad . . .	Trondhjem	4 500	1 100	-	
2	Örens mek. Vaerkstad	"			—	
3	Aalesunds mek. V.	Aalesund		250	—	
4	Bergens mek. Vaerkstad	Bergen	6 000	3 500	—	
5	Laxevaags mek. V.	"	5 000	1 600	—	
6	Mjellem & Karlsen mek. V.	"	500	300	—	
7	Vraengens Patent Slip og mek. V.	Haugesund			1915 bedeutend erweitert	
8	Norsk Skibsbyggeri og Maskin V.	"	—		Neugründung 1918	
9	Stavanger Stöberi & Dock	Stavanger	1 500	2 300	—	
10	Rosenbergs mek. V.	"		1 000	—	
11	Farsunds Skibsbyggeri m. V.	Farsund			Neugründung 1918	
12	Christiansands mek. V.	Christiansand		250	1915 erweitert	
13	Sölandets Skibsbyggeri	Arendal	2 500		—	
14	Pusnes Stöberi mek. V.	"		1 000	—	
15	Porsgrunds mek. V.	Porsgrund	1 000	1 850	—	
16	Langesunds Skibsbyggeri	Langesund		700	1915 bedeutend erweitert	
17	Larviks Slip og Vaerft	Larvik	--	2 000	Neugründung	
18	Framnaes mek. V.	Sandefjord	500	200	1915 erweitert	
19	Kaldnes mek. V.	Tönsberg	1 100	600	1915 erweitert	
20	Hölens mek. V.	"		2 000	—	
21	Jarlsö Vaerft	Husö bei Tönsberg		1 000	—	
22	Randolph	"		2 500	—	
23	Drammens Slip og Baatbyggeri	Drammen			Anlagen erweitert	
24	Nyland mek. V.	Christiania	8 100	5 000	1915 erweitert	
25	Akers mek. V.	"	6 000	4 500	1915 erweitert	
26	Standard Skibsbyggeri	"	—		Neugründung 1918	
27	Bokeroens Skibsbyggeri	Svelvik b. Christiania	—		Neugründung 1918	
28	Moss Vaerft	Moss		2 500	—	
29	Fredrikstad mek. V.	Fredrikstad	15 000	13 500	—	
30	Skaalurens Skibsbyggeri	Rosendal		250	—	

Werften in Schweden (zu Abb. 4).

No.	Werft-Firmen	Ort	Mittlere	Jahres-	Bemerkungen	
			Jahres-	produktion		
			1910-1912	1917		
			Br.-Rg.-To.	Br.-Rg.-To.		
1	Lindholmens Verksted	Göteborg	6 600	8 000	1915 erweitert	
2	Göta-Werke	„	2 000		„ „	
3	Eriksbergs Varf.	„	400		„ „	
4	Lödox Varf.	„	250		„	
5	Helsingborgs Varf.	Helsingborg			1918 erweitert	
6	Oeresund Varf.	Landskrona	—		Neugründung 1915	
7	Kockums Varf.	Malmö	1 000		„	
8	Limhamns mek. Verksted	„	—	7 500	Neugründung 1916	
9	Sölvesborgs Varf.	Sölvesborg	—		Neugründung 1917	
10	Karlshamns Varf.	Karlshamn			1918 erweitert	
11	Oskarshamns mek. Varf.	Oskarshamn	2 900		—	
12	Norrköpings Varvs Och V.	Norrköping	—		Neugründung 1917	
13	Bergsunds Varf.	Stockholm	1 000		—	
14	Finnboda-Varf.	„			—	
15	Södra-Varf.	„			—	
16	Motala Verkstads	Motala	350		Erweitert	
17	Sjötorps Skeppsvarf.	Mariestad	500		—	

Werften in Dänemark (zu Abb. 4).

No.	Werft-Firmen	Ort	Mittlere	Mittlere	Bemerkungen	
			Jahres-	Jahres-		
			1910-1912	1915-1918		
			Br.-Rg.-To.	Br.-Rg.-To.		
1	Fredrikshaven Vaerft	Fredrikshaven			„	
2	Ph. Stuhls Vaerft	Aalborg			—	
3	Odense Staalskibsvaerft	Odense			—	
4	Svendborgs Skibsvaerftet	Svendborg			„	
5	I. Ring, Andersen	„			—	
6	H. C. Christensen	Marstal			„	
7	Marstal-Staal-Skibsbyggeri	„			—	
8	Rødbyhavns Skibsvaerft	Rødby	—		Neugründung	
9	Vulkan-Vaerftet	Korsör			—	
10	Kallundborg Skibsvaerft	Kallundborg			Neugründung	
11	Helsingörs Skibsvaerftet	Helsingör	3 700		—	
12	Burmeister & Wain	Kopenhagen	10 000	15 700	—	
13	Kopenhagens Flyde Dock	„	5 000		—	
14	Baltica Vaerftet	„	—		Neugründung 1917	
15	Codan Vaerftet	Köge	—		Neugründung	

Werften in Holland (zu Abb. 6).

Nr.	Werft-Firmen	Ort	Mittlere Jahres-Produktion			Nr.	Werft-Firmen	Ort	Mittlere Jahres-Produktion		
			1911-1912	1915, 16, 18	Br.-Reg.-Tonnen				1911-1912	1915, 16, 18	Br.-Reg.-Tonnen
1	Werf Conrad	Zaandam	3 500	5 500	24	Gebr. Jonker	Kinderdyk	5 000	3 000		
2	Gebr. Brouwer & van Dyk	Haarlem	4 000		25	I. & K. Smit's Scheepswerven	"	3 000	3 000		
3	Haarlemsche Scheepsbouw- Maatsch.	"		1 500	26	L. Smit en Zoon	"		3 000		
4	Werf Hubertia Voorheen W. H. Jacobs	"		500	27	T. van Duyvendyk	Lekkerkerk	5 500	1 500		
5	Nederlandsche Scheepsbouw- Maatsch.	Amsterdam		19 000	28	Scheepswerf „De Noord“	Alblasserdam	9 500	3 000		
6	Scheepsbouwwerf „Het Yacht“	"	2 500	11 100	29	Jan Smit Czn.	"	7 000	4 000		
7	Vershure & Co.	"		1 400	30	Scheepsbouwwerf „De Ryn“, P. Hoebée	Dordrecht	2 000			
8	Scheepsbouwwerf „De Voor- uitgang“	Alfen a. d. Ryn	7 800		31	Scheepswerf „Dordrecht“	"		1 500		
9	H. Boot en Zoon	Vyenbaan by Delft	4 200		32	Huisken en van Dyk	"		1 500		
10	A. F. Smulders Werf Gusto	Schiedam	5 000	7 500	33	Van der Schuyt	Papendrecht		4 000		
11	Nieuwe Waterweg*)	"			34	T' Huis de Merwede	"		3 000		
12	Rotterdamsche Drogdok-Maatsch. Maatsch. voor Scheepsbouw	Rotterdam	13 800		35	Juliana	"		1 500		
13	„Fyendord“	"	12 000		36	Voorheen Wed. A. van Duyven- dyk	"		1 000		
14	Bonn en Mees	"	6 000	25 000	37	Scheepsbouwwerf „De Klop“	Slidrecht	2 500	1 500		
15	Werf Voorheen Rykee & Co.	"	5 000	10 000	38	Scheepsbouwwerf „Baanhoek“	"	4 000	4 000		
16	Wilton's Engineering and Slip- way Co.	"	2 000	7 250	39	Scheepsbouwwerf „De Merwede“	Hardinxveld	3 500	3 500		
17	Burgerhout's Scheepswerf.	"	5 500	3 700	40	De Haan en Oerlemans	Heusden	3 500	3 500		
18	Jonker en Stans	"	2 000	2 000	41	J. Meyer's Scheepsbouw-Maatsch	Zalt Bommel	8 000	2 000		
19	Gebr. Pot	Hendrik Ido Ambacht	5 000	3 000	42	Scheepsbouwwerf Moerdyk's Welvaren, Gebr. de Korte	Moerdyk	2 000			
20	Boele's Scheepswerven**)	Bolnes	4 000	3 000	43	Kon. Maatsch. „De Schelde“	Viissingen	12 000	10 500		
21	Wed. C. Boele en Zonen	Sluiskerker	3 500	1 000	44	Werf „Zeeland“	Hansweerd	2 400	1 600		
22	C. van der Giessen en Zonen	Krimpen a. d. Ysel	20 000	5 000	45	Wortelboer en Co.	Delfzyl	5 200	1 000		
23	A. Vuyk en Zonen	Capelle a. d. Ysel	17 500	12 000	46	„Farmsum“*)	"	—	2 000		
					47	J. Th. Wilmink	Groningen		1 000		
					48	Gebr. van Diepen	Waterhuizen		1 000		
					49	Gebr. G. en H. Bodewes	Martenshoek	2 500	1 000		
					50	E. J. Smit en Zoon	Hoogezaand		1 000		

*) Neugründung. **) Neu eröffnet 1. 1. 1916.

Werften in Frankreich (zu Abb. 6).

Nr.	Firmen	Ort	Mittlere Jahresproduktion 1911—1913 Br.-Reg.-To.	Bemerkungen
1	Ateliers et Chantiers de France	Dünkirchen .	25 000	} Jetzt: Chantiers et Ateliers de St. Nazaire Siehe Nr. 11
2	Chantiers de Normandie	Rouen . . .	10 000	
3	Forges et Chantiers de la Méditerranée	Le Havre . .	15 500	
4	A. Normand	Le Havre . .	1 100	
5	Chantiers Nationales	Lorient, Brest	24 000	} Jetzt: Chantiers et Ateliers de St. Nazaire. Siehe 2
6	Ateliers et Chantiers de la Loire	St. Nazaire .	40 000	
7	Chantiers de l'Atlantique	St. Nazaire .	20 000	
8	Ateliers et Chantiers de Bretagne	Nantes . . .	4 500	
9	Chantiers et Ateliers de la Gironde	Bordeaux . .	6 000	} Siehe Nr. 3
10	Dyle et Bacalan	Bordeaux . .	2 500	
11	Forges et Chantiers de la Méditerranée	La Seyne . .	27 000	
12	Chantiers et Ateliers de Provence	Marseille . .	13 000	
13	Messageries Maritimes	La Ciotat . .	10 000	
Neugründungen				
14	Ateliers et Chantiers de la Seine Maritime	Caudebec . .	—	Gegr. 1916
15	Chantiers Navales Franc.	Caen	—	Gegr. 1918
16	Soc. Normandie de Constructions Navales	Paris	—	
17	Compagnie Générale des Constr. Nav.	Paris	—	Gegr. 1918
18	Soc. des Ateliers et Chant. Mar. de Sud-Ouest	Bordeaux . .	—	
19	Soc. Provençales de Constructions Navales	Marseille . .	—	Gegr. 1916
20	Soc. Maritime Franco-Atlantique		—	Gegr. 1917

Werften in Italien und Oesterreich-Ungarn (zu Abb. 7).

Nr.	Österreichische Werft-Firmen	Ort	Mittlere Jahresproduktion 1911—1912 Br.-Reg.-To.	Jahresprod. während des Krieges Br.-Reg.-To.
1	Cantieri Navale Triestino	Monfalcone .	30 000	} Nur Kriegsschiffe 20 000 Dep.To. }
2	Stabilimento Tecnico Triestino	Triest	20 000	
3	„San Rocco“ A. G.	Triest	5 000	
4	Danubius	Fiume		
5	M. U. Martinolich	Lussinpiccolo	1 000	

Nr.	Italienische Werft-Firmen	Ort	Mittlere Jahresproduktion 1910—1912 Br.-Reg.-To.	Jahresproduktion 1916 Br.-Reg.-To.
1	Gio Ansaldo & Co.	Sestri Ponente	10 000	20 000
2	N. Odero & Co.	Sestri Ponente	13 000	8 000
3	Societa Esertio Bacini	Genua	3 000	20 000
4	N. Odero, Fu A. & Co.	Sestri Ponente	2 000	
5	Cantieri Cerusa	Völtri		
6	Costruzione Navali	Völtri	Neugründung	
7	Cantieri Federale per Costruzione Navali	Genua	Neugründung	
8	Cantieri Officine Savoia	Cornigliano		5 300
9	Fiat San Giorgio	Spezia	10 000	
10	Frat. Orlando	Livorno		
11	Officine e Cantieri Napoletani	Neapel	3 000	
12	Industrie Maritime del Mezzogiorno	Neapel	Neugründung	
13	Cantieri ed Officine Meridionale	Neapel	Neugründung	
14	Officine mec. e Navali di Napoli	Neapel	Neugründung	
15	Bacini e Scali Napoletani	Neapel	Neugründung	
16	Cantieri Navali Riuniti	Palermo	15 000	26 000
17	Franco Toso	Tarent		
18	Cantieri Navali ed Acciaierie di Venezia	Venedig	Neugründung	

Werften in Japan (zu Abb. 8).

Nr.	Firmen	Ort	Mittlere Jahresproduktion 1910—1912 Br.-Reg.-To.	Jahresproduktion 1916 Br.-Reg.-To.
1	Mitsu Bischi-Works	Nagasaki	16 000	53 600
2	Kawasaki Dockyards	Kobe	11 800	69 190
3	Osaka-Iron-Works	Osaka	7 300	47 700
4	Fujinagata-Works	Osaka	2 000	4 400
5	Harada-Works	Osaka	2 000	4 800
6	Ono-Dockyards	Osaka	1 600	4 600
7	Osaka Yagyo	Osaka		
8	Kidzugawa	Osaka		
9	Ishikawashima-Works	Tokio	2 000	2 500
10	Uraga-Works	Uraga	2 500	7 500
11	Toyo-Kisen Kaisha	Tsurumi	Neugründung	
12	Yokohama Dock Co.	Kanagawa	Neugründung	
13	Asano Zosensho	Tsurumi		

Anmerkung: Außerdem vorhanden 17 Werften, (Vergrößerungen oder Neugründungen) mit einer Jahresleistung von 1000 Br.-Reg.-To. und darüber, über die nähere Angaben nicht bekannt sind.

Werften an der Westküste der Vereinigten Staaten von Amerika (zu Abb. 9).

Orte, an denen sich schon vor dem Kriege Werften befanden, sowie die Firmen, die vor dem Kriege größere Seeschiffe bauten, sind *schräg* gedruckt.

Balkenmaßstab:  Br.-Reg.-Tn.

Staat	Ort	Firma	Hel- fing	Schiffs- größe in Br.-Reg.-Tn.	Jahresproduktion vor dem Kriege Ungefähre jetzige jährl. Leistungs- möglichkeit	Material	
Washington	Anacortes	Sloan Shipyard Corp.	6	2500		Holz	
	Hadlock	Hadlock Shipp. Co.					
	Evere	Norway Pacif. Constr. & Dry Dock Co.	5	6500			
	<i>Seattl</i>	Allen Shipp. Co.		2	2500		Holz
		Ames Shipp. & Dry Dock Co.		4	6000		
		<i>J. F. Duthie & Co.</i>		4	6000		
		Erickson Engng. Co, Inc.		5	6500		
		Int. Ocean Barge & Transp. Co.					
		Mc. Ateer Shipp. Co.					
			Marine Boat & Engng. Works, Inc.				
		Meacham & Babcock Shipp. Co.	6	2500		Holz	
		National Shipp. Co.					
		National Steel Constr. Co.					
		Nilson & Kelez Shipp. Corp.	3	2500		Holz	
		Paterson-Mc. Donald Shipp. Corp.					
		J. H. Price Shipp. Co.					
		Puget Sound Bridge & Dredging Co.	6	3000		Holz	
		<i>Seattle Constr. & Dry Dock Co.</i>	5	5000			
		Skinner & Eddy Corp.	4	6000			
		Tregoning Boat Comp.					
		West Waterwag Boat Buildg. Co.					
		Wilson Shipyards					
Tacoma		Americ. Concrete Pipe & Shipp. Co.				Eisenbeton	
		The Foundation Co.					
		Seaborn Shipyards Co.	4	2500		Holz	

Staat	Ort	Firma	Hellingszahl	Schiffsgröße in Br.-Reg.-T.	 Jahresproduktion vor dem Kriege Ungefähre jetzige jährl. Leistungsmöglichkeit	Material	
Washington	Tacoma	Tacoma Shipbuilding Co.	4	2500		Holz	
		Todd Dry Dock & Constr. Corp.	5	5000		Holz	
	Olympia	Wright Ship Yards	4	2500		Holz	
		Sloan Shipyards Corp.	10	2500		Holz	
	Hoquiam	Matthew Shipb. Co.	8	2600		Holz	
		Gray's Harbor Motorship Corp.	5	2500		Holz	
	Aberdeen	Grant-Smith-Poster Shipb. Co.	5	2500		Holz	
		Sanderson & Porter	5	2500		Holz	
	Reymond	South Bend Shipyards Co., Inc.					
		Vancouver	Motorship Constr. Co.	5	6500		Holz
	Oregon	Columbia City	G. M. Standifer Constr. Corp.	6	3000		Holz
			Sommarstrom Shipb. Co.	4	2500		Holz
	St Helens	Portland	St. Helens Shipb. Co.	4	2500		Holz
			Albina Engine & Mach. Works, Inc.	6	2700		Holz
		Coast Shipb. Co.	4	2500		Holz	
		Columbia Eng. Works	2	6000		Holz	
		Columbia River Shipb. Corp.	8	2500		Holz	
		Grant Smith-Porter Ship. Co.					
		The Foundation Co.					
		Kiernan & Kern	4	5000		Holz	
		Northwest Steel Co.	4	3000		Holz	
		Penninsula Shipb. Co.	4	6000		Holz	
		Supple-Ballin Shipb. Corp.	5	2500		Holz	
		Willamette Shipb. Co.	4	2500		Holz	
Californien	North Bend	Kruse & Bank Shipb. Co.	4	2500		Holz	
		Coos Bay Shipb. Co.	4	2500		Holz	
	Eureka	Hammond Lumber Co.	4	2500		Holz	
		Benicia Shipb. Corp.	3	2500		Holz	

Staat	Ort	Firma	Helling zahl	Schiffs- größe in Br.-Reg.-T.	Jahresproduktion vor dem Kriege		
					Ungefähre jetzige mögliche- keit	Leistungsmöglichkeit	
Californien . . .	Bay Point	Pacific Coast Shipb. Co.					
	Pittsburg	B. P. Lanteri					
	Oakland	Apex Manufacturing Co.					
		Hanlon Dry Dock & Shipb. Co.		3	4000		
		Moore Shipb. Co.		7	6500		
		San Francisco Shipb. Co.					Eisenbeton
		United Engng. Works		4	6500		
	San Francisco	C. L. Arques					
		Bowes & Andrews					
		Main Iron Works					
		Pacific Coast Shipb. Co.		4	6500		
		Rolp Shipb. Co.		7	2500		
United Engng. Works						Holz	
San Pedro	Union Iron Works Co.		12	8000			
	Western Pipe & Steel Co.		4	6000			
	Los Angeles Shipb. & Dry Dock Co.		6	6000			
	Southwestern Shipb. Co.		4	6000			
	R. J. Chandler Shipb. Co.		4	2500		Holz	
	Fulton Shipb. Co.		4	2500		Holz	
Wilmington	West Coast Shipb. Co.		4	4000			
	Long Beach Shipb. Co. (Craig)		4				
	Pacific Marine & Constr. Co.						
	San Diego Marine Constr. Co.						
San Diego		San Diego Shipb. & Dry Dock Co.					

Werften an den großen amerikanischen Binnenseen (zu Abb. 10).

Orte, an denen sich schon vor dem Kriege Werften befanden, sowie die Firmen, die vor dem Kriege größere Seeschiffe bauten, sind schräg gedruckt.



Gebiet	Ort	Firma	№ der Werften	Schiffs- größe in Br.-Reg.-To.	Jahresproduktion vor dem Kriege Ungefähre jährliche Leistungsmöglichkeit	Material
Superior-See . .	<i>Superior, Wis.</i>	Globe Shipb. Co.	4	2500		Holz
		<i>Superior Shipb. Co.</i>	5	2500		
		Whitney Brothers Comp.				
	Marine Iron & Shipb. Works					
Michigan-See . .	West Duluth, Minn.	Mc. Dougall-Duluth Co.	4	2500		
		Marine Iron & Steel Co.				
	Sturgeon Bay, Wis.	Leatham & Smith Towing Co.	1	1700		
		Lake & Ocean Nav. Comp.				
	Green Bay, Wis.	Northwest Engng. Works				
		P. F. Thrall				
	Kewaunee, Wis.	Wisconsin Shipb. & Nav. Co.				
		Burger Boat Comp.				
	<i>Manitowoc, Wis.</i>	<i>Manitowoc Shipb. Co.</i>	6	2500		
		Fabricated Ship Corp.				
Milwaukee, Wis.	Great Lakes Boatb. Corp.					
	Milwaukee Dry Dock Co.					
Racine, Wis.	Racine Boat Co.					
	<i>Chicago Shipb. Co.</i>	5	2500			
Chicago, Mich.	Benton Harbor, Mich.	Kraft Shipb. & Dry Dock Co.				
		Dachel-Carter Shipb. Co.				
	<i>Ferrysburg Mich.</i>	<i>Johnston Brothers.</i>				
	Muskegon, Mich.	Penninsula Shipb. Corp.				
		Montagne, Mich.	The Montagne Iron Works			

Gebiet	Ort	Firma	Hellingszahl	Schiffgröße in Br.-Reg.-Tn.	Jahresproduktion vor dem Kriege Umgefähre jetzige jährl. Leistungsmöglichkeit
Michigan-See . .	Ludington, Mich.	Lunde Boat Bldg. Co.			
	Manistee, Mich.	Manistee Shipb. Co.			
Huron-See . .	Bay City, Mich.	James Davidson			
	Port Huron, Mich.	The Foundation Comp.	1	1700	Holz
		Wolverin Dry Dock			
	Marine City, Mich.	Kenyon's Shipyard Comp.			
St. Claire-See . .	Ecorse, Mich.	Great Lakes Engng. Works	8	2800	
	Detroit, Mich.	Imperial Shipb. Corp.			
	Wyandotte	Detroit Shipb. Co.			
Erie-See	Toledo, Ohio	The Toledo Shipb. Co.	4	2000	
	Port Clinton, Ohio	The Matthew's Comp.			
	Lorrain, Ohio.	American Shipb Co.	8	4000	
	Rocky River, Ohio	The Rocky River Dry Dock Co.			
	Cleveland, Ohio	Ohio Shipb. Co.			
		The American Shipb. Co.	3	2500	
		The Great Lakes Towing Co.			
	Ashtabula, Ohio.	Great Lakes Engng. Works	3	2800	
	Buffalo, N. Y.	Buffalo Dry Dock Co.			
		Buffalo Marine Constr. Co.			
	Ferguson Steel & Iron Co.				
	The Lake Shipb Co.				
	Rochester Boat Works, Inc.				
	Ithaca, N. Y.	Commings Structural Concrete Co.			
	Clayton, N. Y.	Clayton Ship- & Boat Buildg. Co.			
		L. E. Fray & Co., Inc.			
	Ogdensburg, N. Y.	The St. Lawrence Marine Railway			Eisenbeton

Werften an der Ostküste der Vereinigten Staaten von Amerika (zu Abb. 10).

Orte, an denen sich schon vor dem Kriege Werften befanden, sowie die Firmen, die vor dem Kriege größere Seeschiffe bauten, sind *schräg* gedruckt.



Staat	Ort	Firma	Holländische Schiffszahl	Schiffsgröße in Br.-Reg.-To.	Jahresproduktion vor dem Kriege	Ungefähre jetzige jährliche Leistungsmöglichkeit
Maine	Machias	Machias Shipp. Co.				
	Harrington	Frye Flynn Co.				
	Ellsworth	Ellsworth Foundry & Mach. Works				
	Brewer	Bangor-Brewer Shipp. Co.				
	Stockton Springs	Stockton Yard, Inc.				
	Bangor	Bangor Shipp. Corp.				
	Sandy Point	Sandy Point Shipp. Corp.	2	2500		Holz
	Belfast	Metbews Brothers				
	Camden	R. L. Bean				
		Camden Anchor-Rockland Mach. Co.				
		Camden Yacht Bldg. & Railway Co.				
	Rockland	Francis Cobb Shipp. Co.				
		Rockland & Rockport Limo Co.				
	Thomaston	Atlantic Coast Co.				
		Dumo & Elliot Co.				
	Bath	Georg A Gilchrest	1	2500		Holz
		<i>Bath Iron Works Ltd.</i>				
	Grosby Navigation Co.					
	G. G. Deering Co.					
	Kelley-Spear Co.	3	2500		Holz	
	Percy & Small, Inc.					
	The Texas Shipp. Co.	7	6200			
East Boothbay	F. C. Adam					
	Hodgdon Brothers					

Staat	Ort	Firma	Helling-zahl	Schiffgröße in Br.-Reg.-Tn.	Jahresproduktion vor dem Kriege Umgefähre jetzige jährl. Leistungsmöglichkeit		
Maine	East Boothbay	Rice Brothers Co.	4	2500			
	Phippsburg	Browker Ship Yard					
	Portland	Cumberland Shipb. Co.					
New Hampshire Massachusetts	Biddeford Portsmouth Gloucester	Portland Ship Ceiling Co.	5	6000			
		Russel Shipb. Co.					
		Biddeford Shipb. Co.					
		The Atlantic Corp.					
		Burnham Brothers Marine Railway Co. The Rocky Neck Marine Railway Co.					
Essex Lynn bei Boston Boston	Essex Lynn bei Boston Boston	W. B. Calderwood					
		John J. James & Son					
		Story's Ship Yard					
		Coastwise Ship Engng. Co.					
		Richard T. Green Co.					
		Atlantic Works					
		Bertelson & Peterson					
		S. W. K. Brooks					
		Simpson's Patent Dry Dock Co.					
		Geo. Lawley & Son Corp.					
Quincy Nantucket Fairhaven Newport Tiverton Bristol	Quincy Nantucket Fairhaven Newport Tiverton Bristol	Murray & Tregurtha Co.	18	6000			
		Baker Yacht Basin Corp.					
		Bethlehem ShipCorp. (Fore River Shipb. Corp.)					
		Nantucket Shipb. Co.					
		New Bedford Dry Dock Co.					
		Newport Shipb. Yard					
		Narragansett Shipbldg. Co.					
		Herreshoff Mfg. Co, Inc.					

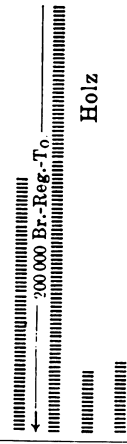
Staat	Ort	Firma	Helling zahl	Schiffs- größe in Br.-Reg.-Tn.	Jahresproduktion vor dem Kriege			
					Ungefähre jetzige mögliche	Ungefähre jetzige mögliche		
Rhode Island . . .	Providence	Aberthaw Constr. Co.			■■■■■			
		Providence Dry Dock & Marine Railway Co.			■■■■■			
		Providence Engng. Corp.			■■■■■			
		Frederic S. Nock			■■■■■			
		Shipconstr. & Trading Co., Inc.	2	2500	■■■■■	Holz		
		Groton Iron Works (<i>The New London Ship- & Iron Works</i>)	6	6500	■■■■■	Holz		
		Mystic	6	2500	■■■■■	Holz		
		Mystic Marine Railway Co.			■■■■■			
		Wood & Mc. Clure			■■■■■			
		Thames Tow Boat Co.			■■■■■			
Connecticut . . .	New London	Dauntless Shipyard, Inc.			■■■■■			
		The Connecticut Ship & Constr. Co.			■■■■■			
		The Newhaven Shipyard, Inc.			■■■■■			
		The Kousatonic Shipb. Co.			■■■■■			
		The Lake Torpedo Boat Comp.			■■■■■			
		Luders Marine Constr. Co.			■■■■■			
		Eastern Shipyard Co., Inc.			■■■■■			
		Greenport Basin & Constr. Co.			■■■■■			
		Greenport Shipb. Co., Inc.			■■■■■			
		Sterling Shipyard & Mach. Works			■■■■■			
New York	Port Jefferson.	Bayles Shipyard, Inc.			■■■■■			
		Ira S. Bushey & Son, Inc.			■■■■■			
		Theodore Crane's Sons			■■■■■			
		Furmann Dry Dock Co.			■■■■■			
		A. Hansen			■■■■■			
		Hunters Point Dry Dock			■■■■■			
		Jakobson & Peterson			■■■■■			
		New York	Brooklyn	Greenport Shipb. Co., Inc.			■■■■■	
				Greenport Basin & Constr. Co.			■■■■■	
				Greenport Shipb. Co., Inc.			■■■■■	
Sterling Shipyard & Mach. Works					■■■■■			
Bayles Shipyard, Inc.					■■■■■			
Ira S. Bushey & Son, Inc.					■■■■■			
Theodore Crane's Sons					■■■■■			
Furmann Dry Dock Co.					■■■■■			
A. Hansen					■■■■■			
Hunters Point Dry Dock					■■■■■			

Staat	Ort	Firma	Helligkeit	Schiffgröße in Br.-Reg.-T.	Jahresproduktion vor dem Kriege	
					Ungefähre jetzige jährl. Leistungsmöglichkeit	Ungefähre jetzige jährl. Leistungsmöglichkeit
New York	Brooklyn	Morse Dry Dock & Repair Co.	4	5000		
		Robins Dry Dock & Repair Co.				
		Schuylter & Caddell				
		Jos. Shewan & Son, Inc.				
		Tebo Yacht & Basin Co.				
		Ward & Co.				
		Astoria Boat Work & Marine Equip. Co.				
		The Terry & Tench Co.				
		Fyfe's Shipyard				
		Fouquer Concrete Shipp. Co., Inc.				
	Long Island City Gleewood Landing Long Island New York	Coast Steel Ship Corp.	4	5000		
		Dawn Boat & Shipp. Corp.				
		Downey Shipp. Corp.				
		Gas Engine & Power Co. & Chas L. Seaburg				
		Great Kills Shipyard & Repair Co.				
		Robert Jakob Shipyard				
		Kyle & Purdy, Inc.				
		Mc. Allister Dry_Dock_ & Shipyard Co.				
		Frank Mc. Williams, Inc.				
		Henry B. Nevius				
Marterner's Harbor	New Jersey Shipp. & Dredging Co.	6	5000			
	New York Yacht, Launch & Engng. Co.					
	Standard Shipp. Corp.					
	James Tregarthen & Sons Co., Inc.					
	Brewer Dry Dock Co.					
	Johnson Shipyards Corp.					
	Staten Island Shipp. Co.					

Eisenbeton

Holz

Staat	Ort	Firma	Helling zahl	Schiffe- größe in Br.-Reg.-T.	 Jahresproduktion vor dem Kriege Ungefähre jetzige jährl. Leistungsmöglichkeit
New York	Port Richmond	Alexander Mc. Donald, Inc.			
	West New Brighton	National Dry Dock & Repair Co., Inc.			
	Great Kills	Great Kills Boat Works			
	Yonkers	Continental Shipb. Corp.			
	Myak	Intern. Shipb. & Marine Engng. Co.			
		Julius Petersen			
	Grassy Point	Sutherland & Sons			
	Newburgh	Newburgh Shipyards, Inc. (<i>Marvel</i>)	4	6000	
		Tank Ship Building Corp.			
	South Rondout	C. Hildebrandt Dry Dock Co.			
	Kingston	Kingston Shipb. Corp.	3	2500	
		Jacob Rice & Sons			
	Hoboken	W. & A. Fletcher			
		Tietjens & Lang Dry Dock Co.			
	New Jersey		Amburen Construction Co., Inc.		
Jersey City		Brown Dry Dock Co.			
		Barge & Lighter Repair Co., Inc.			
		Liberty Dry Dock & Repair Co.			
		Vulcan Iron Works, Inc.			
		The Elco Works			
Bayonne		Port Johnston Dry Dock Co.			
		Federal Shipb. Co.	10	6500	
Kearney		Submarine Boat Corp. (Staatswerft)	28	3500	
Newark		The Foundation Co.	5	2500	
Elizabethport		Bethlehem Shipb. Corp.	5	3000	
		New Jersey Dry Dock & Transp. Co.			
Perth Amboy		Perth Amboy Dry Dock Co.			



Holz

Staat	Ort	Firma	Helligkeit	Schiffgröße in Br.-Reg.-T.	Jahresproduktion vor dem Kriege Ungefähre jetzige jährl. Leistungsmöglichkeit
New Jersey	Atlantic City	Atlantic City Steamship & Term. Co.			
	Dorchester	Shaw & Champion			
	Greenwich	Greenwich Piers Marine Railway Co.			
	Gloucester	New Jersey Shipb. Co.	7	3500	
		Pusey & Jones Co.			
		Pennsylvania Shipb. Co.	6	7000	
		Camden Shipb. Co.			
		Dempsey & Sons			
		Mathis Shipb. Co.			
		New York Shipb. Corp.	24	6700	200 000 Br.-Reg.-T.
Pennsylvania	Bristol	Noecker & Ake Shipb. Co.			
		Merchant Shipb. Corp. (Staatswerft)	12	6000	
	Philadelphia	The William Cramp & Sons Ship & Eng. Co.	9	5000	
		Kensington Shipb., Dept. of Cramp			
		The Philadelphia Ship Repair Co.			
		Southern Shipb. Co.			
		American Inter. Shipb. Co. (Staatswerft)	50	5000	600 000 Br.-Reg.-T.
		Chester Shipb. Co.	7	6000	
		Sun Shipb. Co.	5	7000	
		Taylor Shipb. Corp.	10	2500	Holz
Delaware		Merchant Shipb. Corp.			
		American Car & Foundry Co.			
		Bethlehem Shipb. Corp. Ltd. (Harlan & Hollingworth Corp.)	5	6000	
		The Pusey & Jones Co.	4	3000	
		William G. Abbott Shipb. Co.			
	Vinyard Shipb. Co.				

Staat	Ort	Firma	Helling zahl	Schiffs- größe in Br.-Reg.-Tn.	Jahresproduktion vor dem Kriege	
					Ungefähre jetzige jährl. Leistungsmöglichkeit	Ungefähre jetzige jährl. Leistungsmöglichkeit
Virginia	West Point	C. H. Dummead & Son.				Holz
	Port Richmond	York River Shipp. Corp.	4	2500		Holz
	Williams Wharf	B. Williams & Co.				
	Hampton	Hampton Shipp. & Dry Doc Corp.				
		Newcomb Lifeboat Co., Inc.	4	2500		Holz
	Newport News	Newport News Shipp. & Dry Dock Co.	11	6500		
	Battery Park	Bloxom Bros. Corp.				
	Norfolk	Colonna Marine Railw. Corp.				
		National Concrete Boot Co., Inc.				
		Norfolk Marine Railw. Co., Inc.				
		Old Dominion Marine Railw. Corp.				
		G. T. Taylor Marine Railw. Corp.				
		W. E. Thomas & Co.				
		Elizabeth City Ship Yard Co.				
North Carolina	Elizabeth City	Maritime Engng. Corp.				
		Carolina Shipp. Corp.				
	Washington	Liberty Shipp. Comp.				
		Naul Shipp. Co.				
		Wilmington Iron Works				
	Morehead City	North Carolina Shipp. Co.	2	2500		Holz
		Willis Marine Railways				
	Wilmington	Wilmington Iron Works				
		Carolina Shipp. Corp.	4	6500		
		Liberty Shipp. Co.				
Süd Carolina		Naul Shipp. Co.				
	Charleston	Valk & Murdoch Co.				
	Georgia	Concrete Steel Ship Buildg. Co.				

Staat	Ort	Firma	Hellingszahl	Schiffsgröße in Br.-Reg.-T.	Jahresproduktion vor dem Kriege Ungefähre jetzige jährl. Leistungsmöglichkeit	
Georgia	Savannah	The Foundation Co.			■	
		Georgia Shipb. Co.				
		Kehoe's Iron Works				Holz
		National Shipb. & Dry Dock Co.	2	2500		
		Southland Steamship Co. (Shipb. Depart.)				
		Terry Shipb. Corp.	8	5000		
		Wilkinsen Mach. Co.				
		Darien Shipb. Co.				
		American Shipb. Co.	6	2500		Holz
		Brunswick Marine Constr. Corp.				
		Brunswick Shipb. Co.				
		Oscar Daniels Co.				
Florida	Jacksonville	The Foundation Co.			■	
		Liberty Shipb. Co.				
		United States Maritime Corp.	4	2500		Eisenbeton Holz
		Baxter Shipyard, Inc.				
		The A. Bentley & Sons Co.				
		Jacksonville Dry Dock & Repair Co.				
		Merrill-Stevens Co.	4	6000		
		Morey & Thomas	4	2500		
		J. M. Murdock	2	2500		Holz
		U. S. Shipping Board, Emerg. Fl. Corp.	7	2500		
		St. John's River Shipyard Co.				
		Capt. Geo. J. Pilkington				
William Currey's Sons Co.						
Cleveland Steam-Marine Railroad						
Oscar Daniels's Co.	7	6500				

Staat	Ort	Firma	Hellingen	Schiffgröße in Br.-Reg.-T.	Jahresproduktion vor dem Kriege Ungefähre jetzige jährl. Leistungsmöglichkeit		
Florida	Tampa	Hillsborg Shipp. Co.					
		Tampa Dock Co.	4	2500		Holz	
	Tarpon Spring	Tampa Shipp. & Engng. Co.					
		Anclote Shipp. Co.					
		E. Macrenaris Shipp. Corp.					
	Millville	Americ. Lumber Co.					
		Gulf Shipp. Co.					
	Milton	Bagdad Shipp. Co.					
		F. F. Bingham					
	Pensacola	The Bruce Dry Dock Co.		5	6000		
		Pensacola Shipp. Co.					
		Pensacola Vessel Constr. Co.					
		Alabama Dry Dock & Shipp. Co.					
Alabama	Mobile	Barret Shipp. Co.	2	5000			
		Chickasaw Shipp. Co.					
	Concrete Shipyard, Emerg. Fleet Corp.					Eisenbeton	
	Henderson Shipp. Co., Inc.						
	Mobile Shipp. Co.	6	2500			Holz	
	Murnau Shipp. Corp.	2	2500			Holz	
	Shell Bank Shipp. Co., Inc.						
	Dantzler Shipp. & Dry Dock Co.	4	2500			Holz	
	Mississippi	Moss Point	Hodge Ship Comp., Inc.	4	2500		Holz
			Dierks-Blodgett Shipp. Co.	4	2500		Holz
Gulf Shipp. Co.							
Louisiana	Biloxi	Intern. Schipb. Co.					
		Mississippi Shipp. Corp.					
	Gulfport	Gulfport Shipp. Co.					

Staat	Ort	Firma	Hellingszahl	Schiffsgröße in Br.-Reg.-T.	Jahresproduktion vor dem Kriege Ungefähre jetzige jährl. Leistungsmöglichkeit	
Louisiana	New Orleans	Alabama & New Orleans Transp. Co.				
		Doullut & Williams Shipp. Co.				
		The Foundation Co.				
		Garland Yard of Intern. Nav. Corp.				
		Jahncke Shipp. Corp.				
		The Johnson Iron Works, Ltd.				
		Louisiana Shipp. Corp.				
		New Orleans Dry Dock & Shipp. Co.				
		Star Ship Yards	4	2500		Holz
		Louisiana Shipp. Corp.	4	2500		Holz
		Jahncke Shipp. Corp.	3	3500		
		Texas	Westlake	Clooney Constr. & Towing Co.		
Intern. Shipp. Corp.	5			2500		Holz
National Shipp. Co. (Nat. Oil Co.)	8			3200		Holz
Beaumont Shipp. & Dry Dock Co.	8			2500		Holz
Lone Star Shipp. Co.	4			2500		Holz
J. N. Mc. Cammon	2			2500		Holz
J. L. Blutworth						
Galveston Dry Dock & Constr. Co.						
Mc. Valley Bridge & Iron Co.						
Seaboard Transp. & Shipp. Co.						
Houston Shipp. Co.						
Houston	Midland Bridge Co.			6	2500	
	Universal Shipp. Comp, Inc.	8	2500		Holz	
	Heldenfels Brothers	4	2500		Holz	
	Macdonald Engng. Co.					

Als Unterlagen für obige Zusammenstellungen haben gedient: Die amerikanischen Zeitschriften „Intern. Marine Engineering“ (besonders April-Nummer 1919), „Engineering New Record“, „The Nautical Gazette“ (besonders die Nummer vom 3. August 1918), ferner Appendix zu Lloyd Register 1914/15 sowie zahlreiche Mitteilungen der englischen und amerikanischen Tagespresse.

Erörterung.

Herr Professor Pagel-Berlin:

Meine Herren, wer mit statistischen Arbeiten vertraut ist, wer insbesondere weiß, wie schwierig es während des Krieges war und auch noch heute ist, aus dem feindlichen Auslande zuverlässige Angaben zu erhalten, der wird der fleißigen Sammelarbeit des Herrn Vortragenden seine Anerkennung nicht versagen, der wird aber auch an die Zuverlässigkeit der hier vorgetragenen Zahlen nicht den strengen Maßstab legen, an den wir von der Friedenszeit her gewöhnt sind. Aber auch ohne diese Zuverlässigkeit im einzelnen ist der Zweck des Vortrags, uns einen Überblick zu verschaffen über die gewaltigen Verschiebungen auf dem Gebiete des Weltschiffbaues, in so hohem Maße erreicht, daß wir dem Herrn Vortragenden zu großem Danke verpflichtet sind.

Die Frage, die uns allen wohl am wichtigsten erscheint, ist die nach der künftigen Leistungsfähigkeit des Weltschiffbaues, weil hiervon nicht nur die Zukunft des deutschen Schiffbaues, sondern auch die Entwicklung der Weltwirtschaft in hohem Maße abhängig ist. Die Beantwortung dieser Frage ist sehr schwierig, weil sie zum großen Teil von Faktoren abhängt, die man zuverlässig nicht vorausbestimmen kann. Man ist da auf Schätzungen angewiesen.

Das vom Herrn Vortragenden angewandte Schätzungsverfahren war aus dem gedruckten Vortrage nicht klar zu erkennen. Er hatte für die Werften der Vereinigten Staaten die Zahl der Hellinge und das jeweils auf der Werft gebaute größte Schiff zugrunde gelegt, während für alle übrigen Länder nur die Zahl der Werften die Grundlage bildete. Nun, aus der Tatsache, daß eine Werft besteht oder gar erst im Entstehen begriffen ist, kann man noch keine Schlüsse auf ihre Leistungsfähigkeit ziehen. Der Herr Vortragende hat nun soeben erklärt, daß er in bezug auf die Werften außerhalb der Vereinigten Staaten so vorgegangen ist, daß er die Durchschnittsleistung der älteren ihm bekannten Werften ohne weiteres auf die neuen Werften übertragen hat. Das Verfahren erscheint mir nicht unbedenklich. Ich bin sogar der Meinung, daß die Zahl der Hellinge noch keine tragfähige Grundlage für eine derartige Schätzung bietet. Wir können uns davon sehr leicht ein Bild machen, wenn wir die Leistungsfähigkeit der uns bekannten deutschen Werften einmal miteinander vergleichen. Ich habe das für einige deutsche Werften für die Friedensjahre 1911, 1912 und 1913 durchgeführt, und habe dabei Werften angenommen, die einander einigermaßen gleich in bezug auf Größe und Werfteinrichtungen sind und sich auch insofern gleichen, als sie nur auf den Handelsschiffbau eingestellt sind. Man sollte erwarten, daß unter diesen Umständen die jährliche Leistungsfähigkeit zweier Werften, ausgedrückt in Bruttoregistertonnen pro Helling, gleich groß ist, namentlich für den Fall, daß auch die gebauten Schiffe nach Art und Größe einander gleichen. Das ist durchaus nicht der Fall. Ich habe z. B. zwei Werften gefunden, die nach Art und Größe der gebauten Schiffe sich vorzüglich vergleichen lassen. Die Durchschnittsgröße der Schiffe für die drei Baujahre 1911—1913 betrug in dem einen Fall 5500 Bruttoregistertonnen, in dem anderen Fall 5450. Die Differenz ist so gering, daß man sie vernachlässigen kann. Trotzdem war die jährliche Leistung pro Helling auf der einen Werft um 38 % größer als auf der anderen Werft, und zwar deshalb, weil diese Werft 45 % mehr Arbeiter pro Helling beschäftigte. Man sieht daran, daß man mit der Zahl der Hellinge nicht auskommt; ihre Belegschaft ist von wesentlichem Einfluß auf die Leistung.

Zwei andere Werften lassen sich insofern besonders gut vergleichen, als zufällig die Zahl der pro Helling beschäftigten Arbeiter genau gleich ist. Trotzdem leistet die eine Werft nur 70 % von dem der anderen Werft. Hier scheint mir die Erklärung darin zu

liegen, daß die Durchschnittsgröße der Schiffe nur 3000 Bruttoregistertonnen beträgt gegen 5500. Also auch die Größe der Schiffe ist von außerordentlichem Einfluß auf die Leistungsfähigkeit.

Außerdem aber kommen sicher Faktoren in Betracht, die sich durch Zahlen überhaupt nicht ausdrücken lassen, wie z. B. die Schulung der Arbeiter und insbesondere die Arbeitslust oder, wie man heute wohl kennzeichnender sagt, die Streiklust der Arbeiterschaft.

Um wieviel unsicherer muß nun die Rechnung erst werden, wenn man Werften vergleicht, deren Einrichtungen man nicht kennt, und wenn man auch noch die Unterschiede in der Qualität der Arbeit berücksichtigen soll!

Ich zeige das alles, um zu beweisen, wie außerordentlich schwierig die Schätzung der künftigen Leistung des Weltschiffbaues ist und weshalb die vom Herrn Vortragenden uns vorgeführte Gesamtleistungsmöglichkeit des Weltschiffbaues keinen sehr hohen Grad von Zuverlässigkeit in Anspruch nehmen kann. Aber letzten Endes kommt es ja auch auf diese Zahlen nicht so sehr an. Das eine bleibt bestehen — und darin werden wir dem Herrn Vortragenden sicher alle folgen —: die Gesamtleistung des Weltschiffbaues ist derartig gesteigert worden, daß wir beim Wiederaufbau unserer Flotte alle Kräfte anspannen müssen, um den Baupreis unserer Schiffe von der enormen Höhe, die er angenommen hat, herunterzubringen, ohne die Qualität der Arbeit zu beeinträchtigen. Das wird in dem erforderlichen Maße niemals erreicht werden nur durch die Arbeit des Ingenieurs, durch Typung, Normung und Vereinfachung der Konstruktionen und dergleichen Dinge, die nur Hilfsmittel sein können, sondern nur dadurch, daß unsere Arbeiterschaft wieder zur Besinnung kommt und daß sie ihrerseits Lohn und Leistung wieder in ein erträgliches Verhältnis bringt. (Lebhafter Beifall.)

Herr Geheimer Regierungsrat Prof. Flamm-Berlin:

Meine sehr geehrten Herren! Wie schon der Herr Vorredner betont hat, müssen wir dem Herrn Vortragenden für die außerordentlich sorgfältige Arbeit, die er uns gegeben hat, dankbar sein. Ich begrüße die Untersuchungen um so mehr, als durch dieselben uns ein Bild gegeben worden ist, aus dem wir erkennen können, was uns droht, wenn die Verhältnisse sich nicht zu unseren Gunsten verändern, aber auch auf der anderen Seite, was wir erreichen können, wenn es uns gelingt, auf einen besseren Weg im Innern sowohl wie auch in unserem Verhältnis zu der Außenwelt zu gelangen.

Es ist, wie mir scheint, unmöglich, wenn man die Fragen der deutschen Schiffbautätigkeit und des Wiederaufbaues der deutschen Reederei ins Auge faßt, die Sache einseitig vom technischen Standpunkte aus zu betrachten. Es ist heute, nachdem wir die Revolution gehabt haben, nicht möglich, alle diese inneren wirtschaftlichen Dinge allein von dem genannten Standpunkte aus anzusehen. Wir müssen und können gar nicht anders operieren, als daß wir auch die innerpolitischen Gesichtspunkte mit in die Betrachtung hineinziehen. Und da glaube ich, daß es notwendig sein wird, in allererster Linie darauf hinzusteuern, daß eine Belehrung der großen Masse unserer Arbeiter in irgendeiner zweckmäßigen Form mehr und mehr, als das bis jetzt der Fall gewesen ist, einsetzt. Ich habe bei verschiedenen Betrieben hier in Berlin Gelegenheit, in diese Sache Einblick zu gewinnen, und ich könnte verschiedene Männer nennen, die in einer geradezu vorbildlichen Weise auf diesem Gebiete tätig sind, die in einer Weise die Arbeiter aufgeklärt haben, daß allmählich auch diesen Leuten die Schuppen von den Augen fallen und sie sehen, wohin wir kommen und wohin sie selbst kommen, wenn sie andauernd den Worten folgen, die gewissenlose, vaterlandslose, bezahlte Hetzer an sie richten.

Das, was auf diesem Wege schon angebahnt worden ist, hat sich in den letzten, ich glaube, 14 Tagen, zum Teil in Zahlen ausdrücken lassen. Wir wissen alle, daß das

Bestreben der Arbeiterschaft und vor allem der Sozialdemokratie dahin gegangen ist, jeden Akkordlohn, jeden Stücklohn zu beseitigen und einfach den Stundenlohn einzuführen. Wohin das führt, sieht jeder Mensch, der die wirtschaftlichen Entwicklungen überblickt, sofort ein. Die große Masse der Arbeiter sieht das noch lange nicht ein. Gerade in den letzten 14 Tagen ist ein Versuch gemacht worden. Sie kennen alle die Abstimmung in den Seestädten betreffs der Wiedereinführung der Akkordarbeit. Gott sei Dank, kann man wohl sagen, daß allmählich auch da die Zahl derjenigen Arbeiter größer wird, die einsehen, daß mit dem Stundenlohn, wo bekanntlich wie bei einer Flotte das langsamste Schiff die Fahrtgeschwindigkeit angibt, heute für uns, für unser Vaterland ein Fortschritt und ein Wiederaufblühen nicht zu erreichen ist. Es liegt aber auch gar nicht im Interesse des Einzelarbeiters, daß diese Erledigung der vorliegenden Arbeit wie bisher vor sich geht. Es muß also unter allen Umständen, wie der Herr Vortragende auch schon betont hat, darauf hingearbeitet werden, das Interesse des einzelnen Arbeiters an seiner eigenen Leistungsfähigkeit zu steigern, und das ist natürlich nur durch eine entsprechende Akkordarbeit möglich.

Es muß aber auch noch ein weiterer Schritt geschehen, und das ist der Schritt, der darauf hinzielt, daß die gewissenlosen Streikhetzer in einer ganz anderen Weise angefaßt und unter Strafe gestellt werden, als das heute der Fall ist. In der kleinen Gemeinde, in der ich wohne und in der ich in der Gemeindeverwaltung tätig bin, kann ich schon sehen, wohin es führt, wenn solche zersetzenden Elemente ans Werk gehen und die Leute aufreizen durch Angaben, die man tatsächlich so beschränkt nennen muß, daß man sich fragt, wie ein Mann, der eine Volksschule durchgemacht hat, der ein gewisses Alter erreicht hat, auf solch eine Dummheit und auf solche Reden hineinfallen kann! Aber wir sehen, die Leidenschaften werden aufgepeitscht, die Arbeiter werden zum Streik veranlaßt, und die Hetzer, die es machen, gehen straffrei aus.

Wenn unsere deutschen Werften und unser deutscher Schiffbau wieder aufblühen wollen, müssen wir alle dahin streben — und das muß auch das Streben der Regierung sein —, daß derartige Hetztätigkeit unmöglich gemacht wird.

Es muß auch, was gleichfalls der Herr Vortragende schon angedeutet hat, das Bestreben möglichst durch Belehrung den Leuten als unsinnig hingestellt werden, das dahin geht, die Betriebe zu sozialisieren. Meine Herren, der Ausdruck „sozialisieren“ hat in diesem Jahre mehr und mehr einen widerlichen Beigeschmack bekommen; vielfach nennt man den Diebstahl ein „Sozialisieren“. (Heiterkeit.) Diese Sozialisierungsbestrebungen haben aber auch hier in Berlin doch ein außerordentlich klares Beispiel gezeitigt. Es ist das der Berliner Straßenbahn. Die Große Berliner Straßenbahn hat, wie der Geschäftsbericht besagt, im vorigen Jahre einen Reinverdienst von 7½ Millionen Mark gebracht, in diesem Jahre, in dem sie sozialisiert ist, beträgt die Unterbilanz 15 Millionen. Das ist das Resultat, das sich ergibt, wenn bei derartigen Betrieben der Impuls des einzelnen tüchtigen Mannes, der dahin strebt, wirtschaftlich zu arbeiten und Erfolge zu erzielen, der schnell beweglich ist, der entschlossen ist, ausgeschaltet wird.

Der Herr Vortragende hat uns auch weiter ein Bild von Aussichten gegeben, die dem deutschen Schiffbau offen stehen, wenn wir wieder einigermaßen in den Betrieb hineinkommen. Ich werde mich ungemein freuen, wenn diese Aussichten mit der Entwicklung der Zukunft übereinstimmen. Es ist ja kolossal schwer, die Zukunft heute zu schätzen. Aber ich habe doch einen gewissen Optimismus, indem ich glaube, oder es für möglich halte, daß in den nächsten Jahrzehnten sich auf der Welt ein Verkehr entwickeln kann, ein Güterausaustausch einsetzen kann, von dem wir vorher in der Tat gar keine Ahnung gehabt haben. Wenn das der Fall ist, dann würde es nichts ausmachen,

wenn der Weltschiffsraum, den wir vor dem Kriege hatten und den wir jetzt zum Teil schon übertroffen haben, noch weiter übertroffen wird. Das würde auch zur Folge haben, daß das Sinken der Frachten und damit das Sinken der Bauwerte für die Schiffe nicht zu früh eintritt. Ein gewisser Vorgang unterstützt mich etwas in dieser Auffassung. Ich habe Gelegenheit gehabt, mit einem bei der hiesigen Gesandtschaft tätigen Argentinier vor acht Tagen über die Entwicklung der Schiffbauverhältnisse in seinem Lande zu sprechen. Da hat sich herausgestellt, daß die argentinische Regierung, die ja lange Zeit nach Erzvorkommen in Argentinien gesucht hat und große Prämien für denjenigen ausgesetzt hat, der Erz findet, anscheinend jetzt größere Erzlager gefunden hat. Allerdings ist das Erz stark mit Sand gemischt, so daß eine Scheidung in irgendeiner Form notwendig ist. Dann hat aber auch die argentinische Regierung eine Prämie für die Tonne Neubau im Betrage von 100 Pesos gesetzt; das würden nach unserer Valuta 1000 Mark sein. Das würde jene Regierung nicht tun, wenn sie nicht Vertrauen in die Entwicklung ihres Landes und in die Entwicklung ihres Verkehrs über See hätte. Es sind auch von der Regierung dort größere Flächen und Bauplätze zu außerordentlich günstigen Bedingungen zum Bau von Schiffen zur Verfügung gestellt worden. Es existiert allerdings schon die Firma Vickers dort unten, die einen Platz hat. Aber sie hat auf dem Bauplatz bisher so gut wie nichts geleistet.

Bei uns in Deutschland haben wir vor allem darauf hinzuwirken, daß wir den großen Massen unserer Volksangehörigen klar machen, daß wir nur dann weiter kommen können, wenn wir auf dem nationalen Boden stehen, wenn wir uns nicht auf den Boden der Internationalität begeben. Gerade der Umstand, daß in allen anderen Staaten das Nationalgefühl stark entwickelt war und, wie Sie heute aus den Reden der Führer der Sozialdemokratie genugsam gehört haben, die Hoffnung auf das internationale Zusammengehen mit den Sozialdemokraten Englands, Frankreichs usw. vollständig gescheitert ist, ergibt für uns die Pflicht, als Deutsche zusammenzuhalten, unseren Arbeitern klar zu machen, daß in unserem Mutterlande die Wurzeln für unsere Existenz und für unsere Zukunft liegen und daß wir alles tun müssen, um auch in der Arbeiterschaft den gesunden nationalen Gedanken, den wir früher hatten, auch für die Zukunft wieder wachzurufen. (Lebhafter Beifall.)

Herr Marine-Oberbaurat P r e ß e :

Ich möchte nur die ganz kurze Anfrage an Herrn Professor Laas richten, ob es ihm möglich ist, die Gründe zu sagen, weshalb die Staatswerften in England für den Handelsschiffbau vollkommen versagt haben, während sie in Amerika außerordentlich erfolgreich gewesen sind.

Herr Marine-Oberbaurat P e t e r s e n :

Meine Herren! Herr Geheimrat Flamm hat die Gründe, welche einem Wiederaufblühen des deutschen Schiffbaues entgegenstehen können, ausgiebig behandelt: er sagte, daß sie nicht sowohl in der technischen Leistungsfähigkeit unserer Werften zu suchen seien, wie in der Entwicklung unserer innerpolitischen Verhältnisse. Er hat aber einen Punkt unerwähnt gelassen, der meines Erachtens besondere Beachtung verdient. Daß das Akkordsystem sich wieder durchsetzen wird, dürfen wir nach dem heutigen Stande dieser Frage wohl hoffen; daß es notwendig ist, um die Leistungsfähigkeit des einzelnen Mannes zu bewerten und ihm die Befriedigung seiner persönlichen Arbeit zu geben, wird in diesem Kreise wohl allgemein anerkannt werden. Aber damit ist die Gesamtfrage noch nicht erschöpfend beantwortet. Der Arbeiter muß auch ein Interesse, und zwar ein nicht

geringes Interesse, an dem Prosperieren des Unternehmens haben; hiervon ist er heute noch recht weit entfernt.

Da möchte ich den Vorschlag eines der Führer der Großindustrie zur Annahme empfehlen, weil dieser Vorschlag auch in der Schiffbauindustrie die größte Beachtung verdient. Generaldirektor Vögler der Deutsch-Luxemburgischen Bergwerksgesellschaft sagte auf einer vor kurzem stattgehabten politischen Tagung: „Wir müssen ein Gesetz schaffen, durch das die Kleinaktie zur Einführung gelangt, damit die Arbeiterschaft am Gewinn und am Risiko des Unternehmens beteiligt werden kann. Heute will sie zwar mitbestimmend an der Leitung beteiligt werden, nicht aber am Risiko teilnehmen.“

Diese Voraussetzung für das Mitbestimmungsrecht würden die Arbeiter aber erfüllen, wenn es ihnen möglich wäre, Aktionär zu werden. Dazu ist erforderlich, daß die 1000 M.-Aktie, welche zurzeit vom Gesetz als niedrigster Satz zugelassen ist, erheblich heruntergebracht wird. Ich erinnere daran, daß England die Pfundaktie hat. Es mögen die Gründe, welche die früheren Regierungen bewogen haben, die Kleinaktie nicht oder noch nicht einzuführen, wichtig genug gewesen sein; heute ist das Bild ein anderes geworden. Heute ist es für uns von ganz außerordentlicher Bedeutung, daß die Kleinaktie eingeführt wird. Herr Generaldirektor Vögler hat es sich etwa so gedacht, daß die Kleinaktie die Gewinnbeteiligung des Arbeiters am Gewinn des Werks darstellt, die ihm einschließlich des baren Plus alljährlich ausgezahlt wird. Dann kann der Arbeiter mit Recht in den Aufsichtsrats eintreten, dann wird er aber auch die Interessen des Werkes zu vertreten geneigt sein.

Ich glaube, wenn also die Frage, wie die Leistungsfähigkeit des deutschen Schiffbaus gehoben werden kann, erschöpfend behandelt werden soll, so muß auch auf dem Gebiet der Gewinnbeteiligung und der Gewährung des Mitbestimmungsrechts der Arbeiter in diesem Sinne eine gesetzliche Maßnahme herbeigeführt werden. (Beifall.)

Herr Direktor Dr.-Ing. Julius Eggers-Hamburg:

Meine Herren, vom Herrn Vortragenden sowohl wie auch von den Nachrednern ist betont worden, daß es vor allen Dingen nötig ist, die Arbeiterschaft wieder zur fleißigen Arbeit heranzuziehen, daß die Typisierung, Normalisierung und Vereinfachung der Konstruktion uns alleine nicht zum Ziel führen kann. Ich möchte bei dieser Gelegenheit noch auf einen Punkt aufmerksam machen, der bisher nicht berührt wurde.

Um den deutschen Arbeiter wieder zur fleißigen Arbeit zurückzuführen, ist es sicher von Vorteil, wenn man, wie Herr Geheimrat Flamm hier ausführte, belehrend auf ihn einwirkt. Es ist aber zweifellos von noch viel größerem Vorteil, wenn man bei der Auswahl derjenigen Männer, die mit den Arbeitern bzw. ihren Führern zu verhandeln haben, eine besondere Sichtung vornimmt. Ich kann Ihnen aus meiner Erfahrung sagen, daß man bei den Arbeitern und ihren Führern viel erreichen und beruhigend wirken kann, wenn man es versteht, den Leuten innerlich näher zu kommen, wenn man sich in den Gedankengang dieser Leute hineinversetzen kann. Ich muß leider feststellen, daß bei den Arbeitgebern und den Arbeitgeberverbänden, die häufig mit Arbeiterführern über Lohntarife und dergl. zu verhandeln haben, nicht immer die richtigen Unterhändler ausgewählt worden sind. Ich möchte empfehlen, auch bei den Betriebsleitern der Werke nicht ohne weiteres anzunehmen, daß sie imstande sind, mit Arbeitern zu verhandeln. In der heutigen gespannten Zeit sollte man sorgfältig darüber wachen, daß nur bestgeeignete Herren zu solchen Verhandlungen zugelassen werden. Wenn dieser Rat befolgt wird, dann werden wir zur Beruhigung sehr viel beitragen, und erreichen, daß der größte Teil der tüchtigen deutschen Arbeiterschaft die volle Leistungsfähigkeit bald wieder herausholt. (Beifall.)

Herr Professor Laas - Berlin (Schlußwort):

Herr Prof Pagel hat auf die Schwierigkeiten hingewiesen, aus den Einrichtungen einer Werft ihre Leistungsfähigkeit zu beurteilen. Ich anerkenne das vollständig und möchte nur zum Beleg für meine Schätzung eine Mitteilung anführen, die mir kürzlich erst in die Finger gekommen ist: 1918 sind an der Küste des Stillen Ozeans auf 70 Hellingen für Eisenschiffe durchschnittlich 2,38 Schiffe pro Helling gebaut; und zwar im Nordwesten 2,76 und in Californien 1,93. Ich habe in meinen Ermittlungen über die Leistungsfähigkeit der amerikanischen Schiffswerften im allgemeinen die Zahl 2 zugrunde gelegt und bin sehr erstaunt und erfreut, daß diese Schätzungszahl durch die tatsächlichen Ergebnisse des Jahres 1918 bestätigt wird. Die genannten Zahlen gelten allerdings nur für die Westküste, es ist aber anzunehmen, daß an der Ostküste, wo der Schiffbau älter ist, kein schlechteres Ergebnis erzielt wurde.

Dann möchte ich die Frage nach dem merkwürdigen Unterschied der Bewährung der Staatswerften für Handelsschiffe in England und Amerika beantworten: In England waren die Staatswerften nicht notwendig, und der Widerstand der bestehenden Werften für Handelsschiffbau, der sich im Parlament von vornherein geltend machte, war berechtigt. Die Leute, die auf Staatswerften hätten beschäftigt werden können, konnten ebenso gut und mit besserem Erfolge bei den bestehenden Werften untergebracht werden. In Amerika lag die Sache umgekehrt. Es waren nicht genügend Werften für Handelsschiffbau vorhanden, und es handelte sich darum, in kürzester Zeit mit größten Mitteln unter der vollen Anwendung der Macht des Staates etwas aus dem Nichts zu schaffen. Da war im Kriege das Eingreifen des Staates notwendig und erfolgreich.

Im übrigen haben sich die Besprechungen meines Vortrages in allgemeinen Ausführungen über die politische und wirtschaftliche Lage bewegt, und mit Recht, denn der Schiffbau kann nur gedeihen in einer gesunden Industrie; er ist der Höhepunkt der Industrie, und von der Gesamtlage abhängig. Aber der Schiffbau ist auch ein Thermometer für die Gesamtlage, und wenn der Schiffbau krank ist, ist das ganze Industrieleben krank. Von der hohen Stelle, die der Schiffbau als Gipfelpunkt der Industrie einnimmt, kann besonders wirksam auf die Fehler aufmerksam gemacht werden, die an den Stellen vorhanden sind, auf die der Schiffbau sich stützen muß.

Wir haben im Kriege gelernt, Entscheidungen auf unsicheren Grundlagen zu treffen. In diesem Sinne habe ich es auch gewagt, auf so unsicheren Grundlagen hier zu ganz bestimmten Ergebnissen zu kommen. Die Entscheidungen über Deutschlands Schiffbau müssen aber nicht nur Augenblickserfolge suchen, sondern sie sollen Saaten sein, die vielleicht nach Jahren und Jahrzehnten Früchte tragen. Hierfür wollte ich durch meine Ausführungen eine Grundlage schaffen. (Lebhafter Beifall.)

Der Vorsitzende: Herr Geheimer Regierungsrat Professor Dr.-Ing. Busley:

Herr Professor Laas hat uns eine überaus mühevollen Arbeit vorgelegt. Die Beschaffung der vielen Zahlen seiner Tabellen muß außerordentlich schwierig gewesen sein. Sie lassen die Zukunft des deutschen Schiffbaues in einem ganz neuen Licht erscheinen: Wir hatten Herrn Professor Laas im Jahre 1906 einen höchst bedeutsamen Vortrag über die Zukunft der großen Segelschiffe zu verdanken, dem er den vorliegenden sorgfältig vorbereiteten Vortrag folgen ließ. Herr Professor Laas hat sich dadurch unseren wärmsten Dank verdient, den ich ihm hiermit zum Ausdruck bringen möchte.

VIII. Wirtschaftliche Konstruktionsfragen im künftigen Schiffbau.

Vorgetragen von Dr.-Ing. E. Foerster Hamburg.

Der Wiederaufbau der deutschen Handelsflotte fällt größter Wahrscheinlichkeit nach in eine Zeit niedergehender Frachtkonjunktur auf Grund übermäßiger Produktion von Tonnage seitens der außerdeutschen Länder mit ihren gewaltig angewachsenen Werftbetrieben.

Die Senkung der Frachten wird, wie sich heute mit einiger Sicherheit voraussehen läßt, nicht mit entsprechend verbilligter Herstellung des Schiffsmaterials Hand in Hand gehen.

Die gegenwärtigen Brennstoff- und Materialnöte, sowie die nur langsam heilende Erkrankung weiter Kreise unserer Volksgenossen an irrigen Vorstellungen über die Möglichkeiten sozialer Ordnung innerhalb der Industrien und die Ausschaltbarkeit angemessener Leistungsentlohnung des Höherwertigen zugunsten des Durchschnitts, stellen den Wiederaufbau zurzeit noch vor manche Unsicherheit.

Eine Wiedererstarkung der deutschen Handelsflotte im kommenden Jahrzehnt auf einer in sich selbst wirtschaftlichen Grundlage wird daher großen Schwierigkeiten begegnen; andererseits ist aber die Herstellung leistungsfähiger deutscher Seeverkehrsmittel eine der wichtigsten Voraussetzungen für unsere kommenden überseeischen Beziehungen überhaupt. Denn der Handel könnte in dauernder Abhängigkeit von riesenhaften Frachtributen an das Ausland keine lohnende Entwicklung nehmen. Die nicht erzielten Frachteinnahmen aus dem Ein- und Ausfuhrhandel Deutschlands müssen zur Unerfüllbarkeit der Friedensbedingungen beitragen und fließen an uns vorbei dennoch in die Taschen unserer Feinde. In diesem Sinne gehört also eine leistungsfähige deutsche Handelsflotte mit zu den Bedingungen für die Erfüllbarkeit der uns auferlegten Zahlungsverpflichtungen.

Wenn nun durch das bestehende öffentliche Interesse die Wiederschaffung eines unserer notwendigsten Verkehrsmittel unter wirtschaftlicher Beteiligung des Reiches eingeleitet werden konnte, so übernehmen andererseits die damit betrauten Reedereien und Werften eine erhöhte Verpflichtung, die neue deutsche Handelsflotte auf denkbar wirtschaftlicher und leistungstarker Grundlage zu organisieren und aufzubauen, und alle diejenigen Kräfte auf diese Aufgabe zu vereinigen, welche früher mit ihrer weltweiten Initiative und ihrer technischen Sachkenntnis aus sich selbst heraus die großen, uns jetzt genommenen Werte geschaffen haben.

Alle praktisch bewährten oder als einwandfrei anerkannten technischen Fortschritte, welche die Wettbewerbfähigkeit stärken können, müssen angewendet werden, und es hat wohl noch nie seit Bestehen deutscher Seeschifffahrt einen Zeitpunkt gegeben, wo es nötiger war, alle entsprechend geschulten geistigen Kräfte für die technische Ausführung anzuspannen.

Eine der grundlegenden und nächstliegenden Fragen beim Wiederaufbau ist die Wahl der zweckmäßigsten Ausbildung und Größe der fürs erste zu bauenden Schiffe. Das Reich wird sich einen Einfluß auf die möglichst wirtschaftliche Verwendung des von ihm beigesteuerten Kostenanteils nicht nehmen lassen wollen, und dieser sollte von den höchsten maßgebenden Stellen mit allem Nachdruck dahin geltend gemacht werden, daß die Erfahrungen der Reedereien auf den einzelnen Linien des Weltverkehrs unter den jeweilig bestehenden Betriebsbedingungen der Ladungsarten, der Hafen-Einrichtungen und Fahrtiefen das erste und letzte Wort dabei sprechen, und daß der gemeinsamen Arbeit der Reedereien und der Werften das unbedingte Vertrauen entgegengebracht wird, daß sie fähig sind, technisch und wirtschaftlich das Beste zu schaffen, was gegenwärtig denkbar ist. Heute, wo man in Deutschland die Normung und Typung von Schiffen als Ganzes erörtert, erfahren wir aus England und Amerika das Abklingen dieser Bestrebungen, und die Einheitsschiffe, welche so einheitlich sind, daß sie niemandem mehr in seinen Betrieb passen, werden reichlich ausgeboten. Nicht zu verwechseln sind diese Bestrebungen mit denen des Handelsschiffs-Normen-Ausschusses, der eine segensreiche praktische Arbeit innerhalb der Konstruktionseinzelheiten sowie der Einrichtung, Ausrüstung und der hilfsmaschinellen Anlagen leistet.

Unsere Bedürfnisse liegen künftig nicht in der Richtung des unterscheidungslosen Serienbaues für beliebige Betriebe oder

der Massenfabrikation von typisierten Schiffen. Wenn unsere Schiffbautechnik und Schifffahrt wieder zum Tragen kommen, wird das Einzelobjekt größter Wirtschaftlichkeit in Bau und Betrieb und das den besonderen Betriebserfahrungen bis in seine Einzelheiten geschicktest angepaßte Frachtschiff wieder Trumpf sein und gerade uns wieder die ersten Schritte aussichtsvoller Wettbewerbsfähigkeit tun lassen.

Wenn nun Typung, Normung und Serienbau gleich großer Schiffe, selbst innerhalb gleichgerichteter Reedereibetriebe, nur bedingt durchführbar und zweckvoll sind, so bestehen dennoch einige Richtungen des Fortschrittes, die auf eine gewisse Gleichartigkeit der Konstruktion mit deren nützlichen Folgen hinführen, und von denen man einige der wichtigsten kennzeichnen könnte, wie folgt:

1. In gegebenen Schiffsabmessungen größere Tragfähigkeit für Nutzladung unterzubringen und dabei den Schiffskörper so zu formen, daß kein unverhältnismäßiges Anwachsen der Antriebskraft, somit des Brennstoffbedarfs, für die Einheit der Nutzladung bei gegebener Geschwindigkeit eintritt.
2. Den Schiffskörper so zu entwerfen, daß die Bearbeitung des Baustoffs in den Werkstätten und der Zusammenbau auf der Helling sich noch einfacher, billiger und schneller gestalten, ohne daß solche Formen mehr Antriebskraft erfordern.
3. In Konstruktion und Bau mit allen Mitteln auf noch größere Eisensparnis hinarbeiten, um mit der gegebenen und zweifellos auf viele Jahre hinaus beschränkten Eisenmenge mehr Schiffe bauen zu können.
4. Bei den Antriebsanlagen, außer dem selbstverständlichen Bestreben dauernd verbesserter Wirtschaftlichkeit in Bau und Brennstoffbedarf, auch die Typung und Normung innerhalb gleichstarker Einheiten zum Zwecke verbilligter und beschleunigter Mehrfachherstellung und Auswechslung weitmöglichst zu fördern.

Allen vier Gruppen notwendiger Fortschrittsarbeit muß die weitestgehende Ausnutzung der „Handelsschiffsnormen“ gemeinsam sein, d. h. der Massenherstellung der zahlreichen Schiffs- und Maschinenelemente, die in

Bau und Ausrüstung eine Rolle spielen und bei Massenherstellung wesentliche Verbilligung für den Einzelnen herbeiführen. Die Grenze zweckmäßiger Normung ist aber wohl diesseits der aus mehreren Einzelteilen zusammengesetzten Anfertigungen zu ziehen. Denn z. B. Ankerspille, Rudermaschinen und Ladewinden sind schon Elemente, welche noch dauernd verbessert werden können und bei welchen verschiedenartige Betriebsbedingungen noch Unterschiede in Bauart und Einzelheiten rechtfertigen können. In solchen Hilfsmaschinen werden zweckmäßig nur Einzelteile genormt.

Hinsichtlich der vorgenannten Hauptgruppen kann mit der ersten und zweiten offenbar nur das Streben nach völligeren und nach einfacher geformten Schiffskörpern gemeint sein, welche gleichwohl keinen abnormen Kraftbedarf für die Einheit der Nutzladung haben. Dieser Aufgabe, bezogen auf langsame Frachtschiffe aller Größen, hat sich die Aufmerksamkeit der Schiffbauländer neuerdings in hohem Maße zugewendet, und besonders die englische Propaganda rühmt in ihrer technischen und selbst Zeitungspressen die Bereitschaft der britischen Werften, nach der „Standard-Epidemie“, welche nunmehr ihre Zukunft hinter sich hat, auf dem Wege individueller Behandlung der Schiffbauten jedem besonderen Reederei-Bedürfnis und jedem Fortschritt gerecht werden zu können. Die experimentellen Forschungen im Sinne völliger und vereinfachter Schiffformen, welche in England und Amerika schon zu entsprechenden Bauten geführt haben, haben sich nun, wie aus vielen Berichten hervorgeht, häufig als glatte Schleppversuche ohne Propeller abgespielt, während irgendwelche verlässlicheren Schlußfolgerungen aus Vergleichen doch die Mitmessung wenigstens des widerstandsvermehrenden Sogs der drehenden Schrauben voraussetzen. Man möge der Messungsgenauigkeit der Schraubencharakteristik selbst und der Wirkungsgrade einstweilen noch zurückhaltend gegenüberstehen — aber vergleichende Messungen am Zugdynamometer des Schleppmodells selbst, ohne wenigstens die Wirkung der Schraubenarbeit auf den Widerstand festzustellen, bieten doch geradezu die Gewähr für Trugschlüsse — es sei denn, daß nur ganz ähnliche Hinterschiffe miteinander verglichen würden, von deren einem man den PSI-Bedarf aus dem Betriebe kennt! Solche Halbheiten mit zweifellos unzutreffendem Schluß auf die wirklich erforderlichen Schubferde sind z. B. die vom U. S. Naval Constructor Mc. Entee vorgetragene Ergebnisse, welche im Engineering Dec. 1917 veröffentlicht und in einem der Vorträge unserer letzten Tagung als Beispiel für „genormte“ Formen wiedergegeben wurden.

Gleichwohl scheint mir der dort beschrittene Weg bezüglich der Ausbildung vereinfachter Vor- und Hinterschiffe unter gewissen Abweichungen der richtige. Daß ein bis zum Äußersten entwickeltes kreuzerartiges Hinterschiff eine vorzügliche Handhabe zur Erreichung der höchsten Völligkeitsgrade bei trotzdem geringerem Sog (thrust deduction) bietet, — darauf scheint man bisher noch nicht planmäßig mit Schraubenschleppversuchen völliger Formen ausgegangen zu sein. Hinsichtlich der nautischen Beurteilung von kreuzerartigen Hinterschiffen möchte gleich hier erwähnt werden, daß sich sowohl unsere eigenen Kreuzer, als auch die zahlreichen, in der britischen Handelsmarine fahrenden Schiffe derartiger Formen im Seegang hervorragend verhalten. Das Gleiche gilt von „Vaterland“.

Meine s. Zt. in der Z. d. V. d. J. veröffentlichten Versuchsergebnisse mit den „Vaterland“-Modellen „H“ und „K“ weisen, soviel mir bekannt, zum ersten Male darauf hin, daß die vergleichweisen Qualitäten zweier Schleppmodelle sich in groben Beträgen umgekehrt erweisen können, je nachdem sie mit oder ohne Schrauben geschleppt werden, und daß die $\frac{EPS}{\eta}$ -Kurve, die also die Kennzeichnung der Schraubenwirkung selbst bringt, an diesem Ergebnis nichts mehr änderte. Es kann natürlich vorkommen, daß veränderte Lage und Stärke des Nachstroms am Arbeitsort der Propeller Einfluß auf den Wirkungsgrad ausüben und damit die Schlußfolgerung auf die Maschinenstärke sich verschiebt. Die Umkehrung der Wertigkeit der Formen beim Schleppen mit Schrauben wurde damals von den beiden Versuchsanstalten in Bremerhaven und Dresden ohne gegenseitige Kenntnis ermittelt. Es erschien nun, schon wegen der vergleichweisen baulichen Auswirkung völliger Formen mit kreuzerartigen Hinterschiffen, von Wert, diese Fragen auf Grundlage eines gebauten Frachtdampfers zu prüfen. Ein entsprechendes Schleppprogramm wurde in Verbindung mit Joh. C. Tecklenborg A.-G., der Bauwerft jenes Dampfers, und unter Beteiligung des Verbundschiffbau-Studienausschusses *) begonnen. Denn gerade auch dem Eisenbeton sind solche Formen für die Herstellung von Schalung, Guß oder Stampfung am besten angepaßt. In der Abb. 1 bezeichnet „T“ das von Joh. Tecklenborg erbaute Doppelschraubenfrachtschiff „Vogtland“ von bewährter Form mit einem Völligkeitsgrad von rd. 0.78. Dem ist zunächst eine hinten extrem kreuzerartige Form K₁ von rd. 0.84 Völligkeit gegenübergestellt, welche gleichzeitig sehr vereinfachte Linien zeigt. Alle Querschnitte des Vor- und

*) Jetzt Kieler Eisenbetonwerft A.-G.

Entwürfe völligerer bzw. vereinfachter Frachtschiffs-Formen zur Untersuchung von Baukosten- und Antriebsfragen.

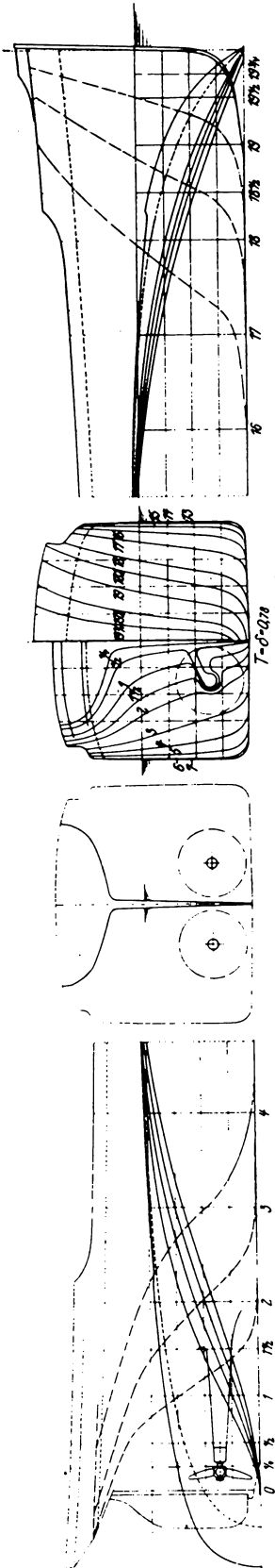


Abb. 1 a.

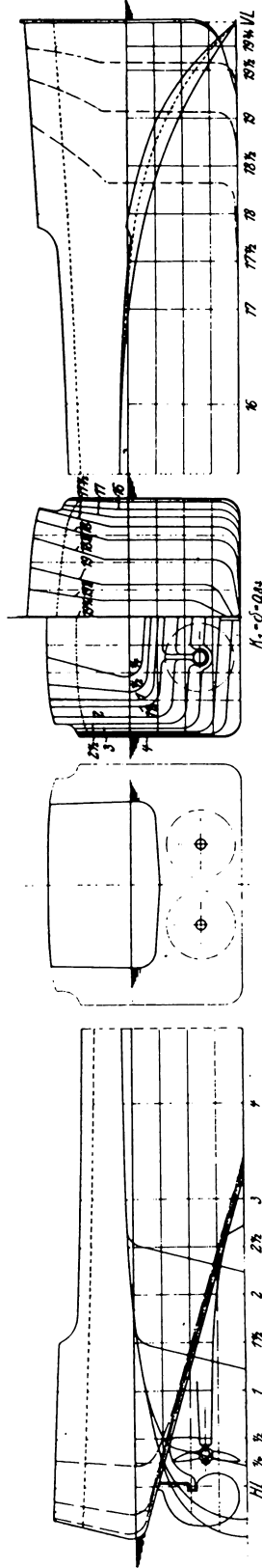


Abb. 1 b.

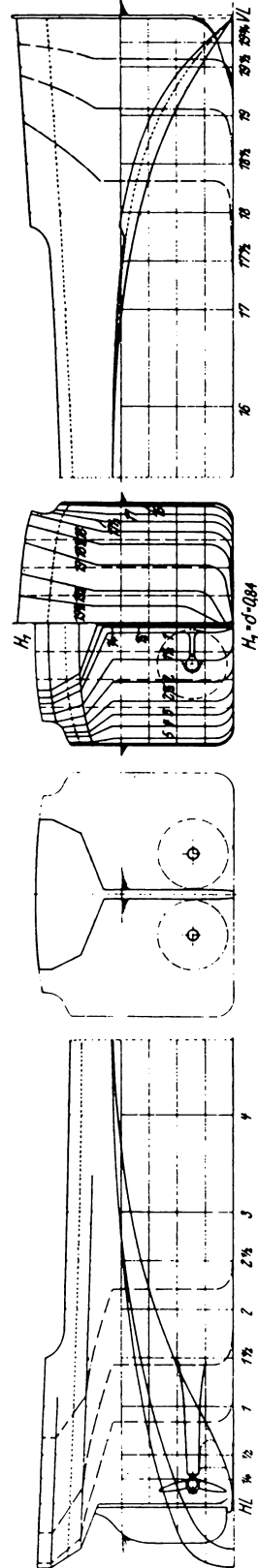


Abb. 1 c.

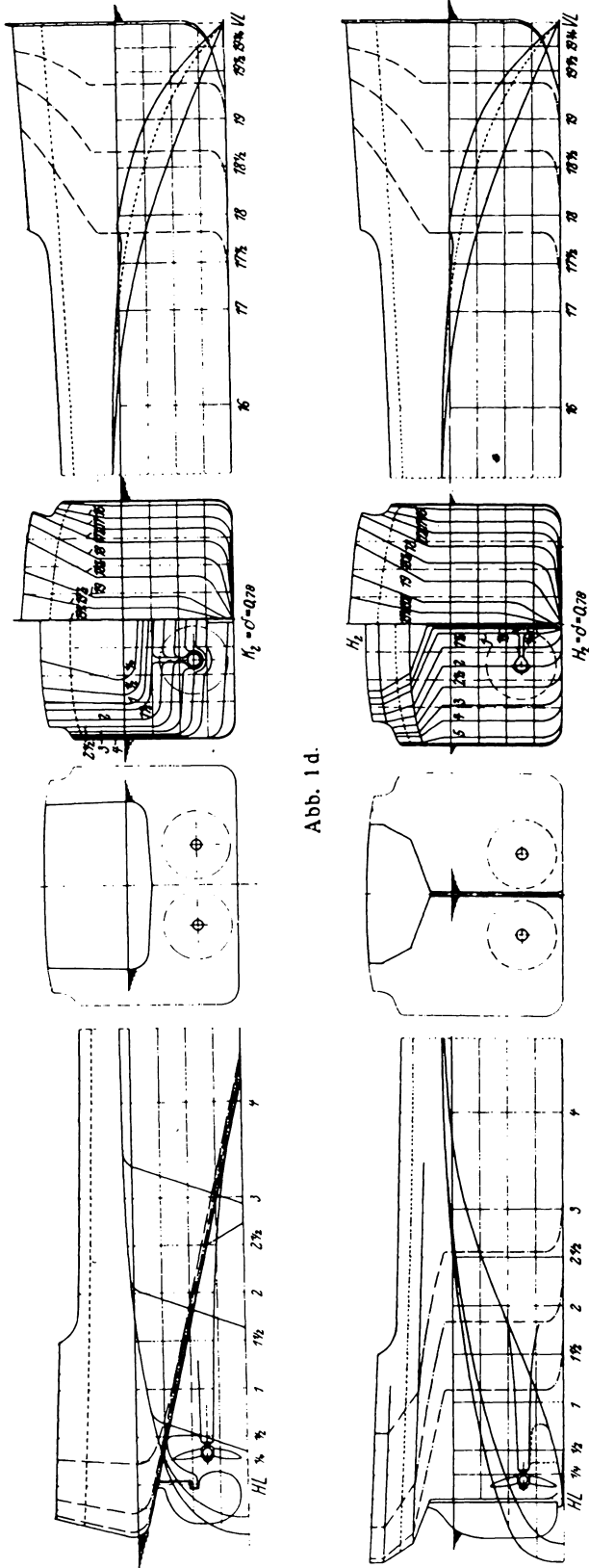


Abb. 1 d.

Abb. 1 e.

(Die Querschnitte neben den Spantenrissen liegen in den Ebenen der Schraubenflügel-Spitzen.)

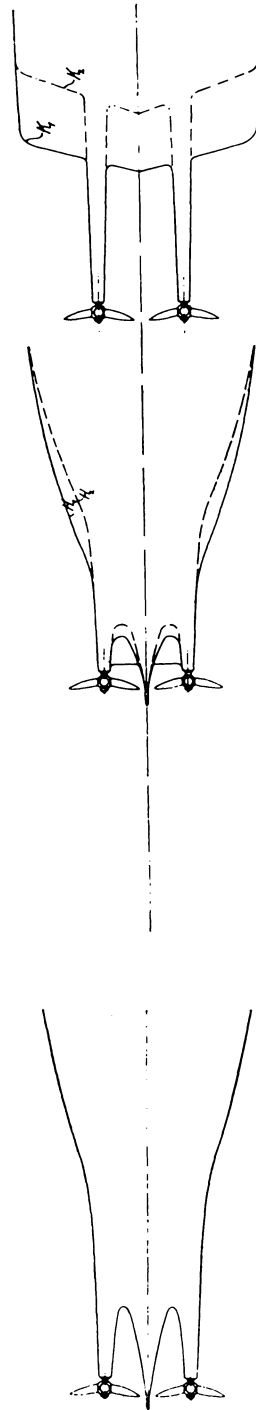


Abb. 1 f.

Horizontalschnitte in Höhe der Wellenhosen.

Hinterschiffs haben nur eine Krümmung, und zwar von gleichem Radius. Alle Spanten bestehen im übrigen nur aus geraden Stücken. Diese Form empfiehlt die Ausbildung nur kurzer Wellenaustritte in Verbindung mit Wellenböcken, welche bei diesen Geschwindigkeiten keinen praktisch nennenswerten Unterschied im Kraftbedarf und keine ungünstigeren Verhältnisse hinsichtlich

**PS - Kurven der Modelle als Zwei-
schraubenschiffe.**

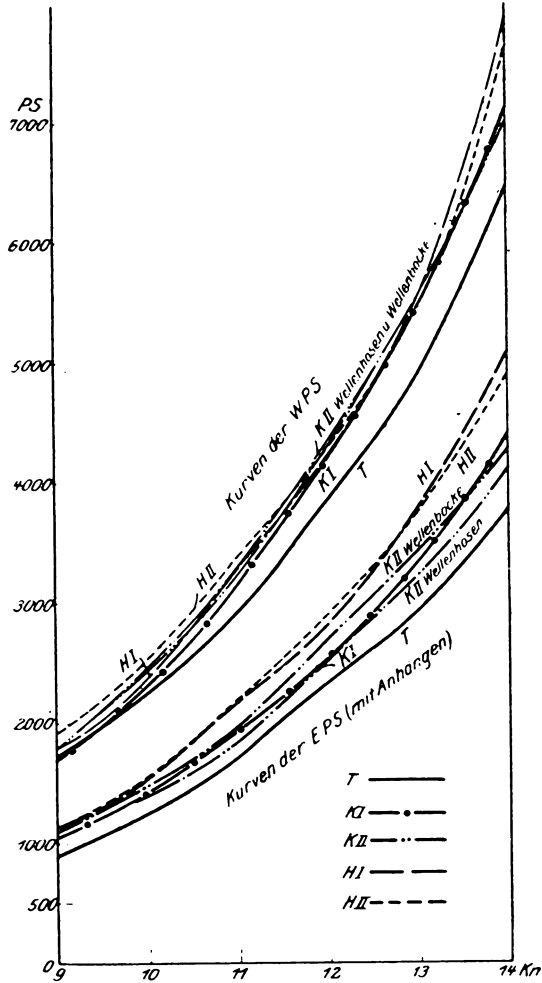


Abb. 2.

**PS - Kurven der Modelle als Ein-
schraubenschiffe.**

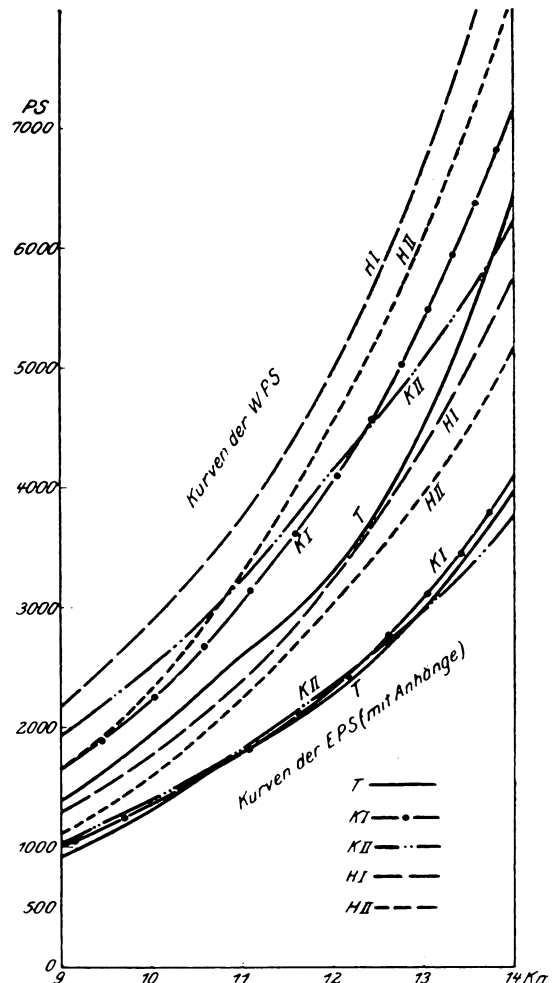
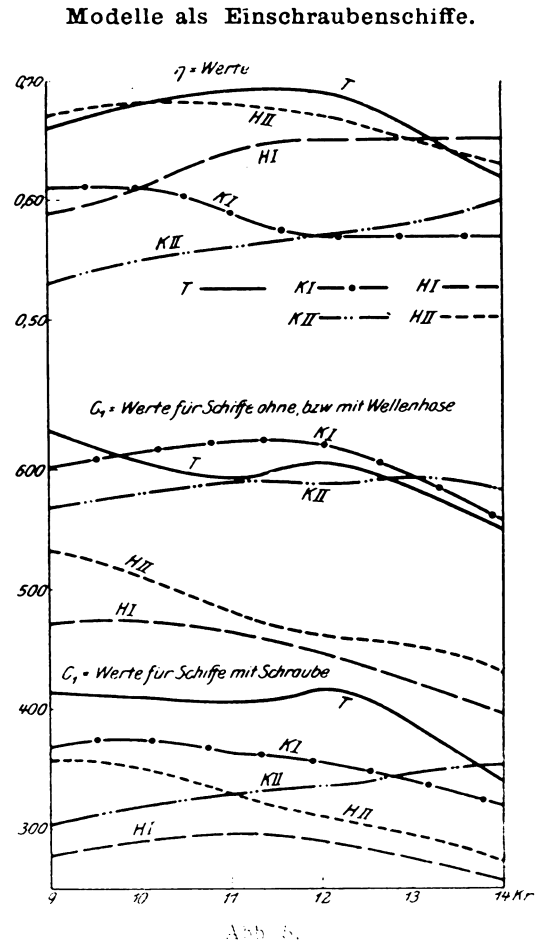
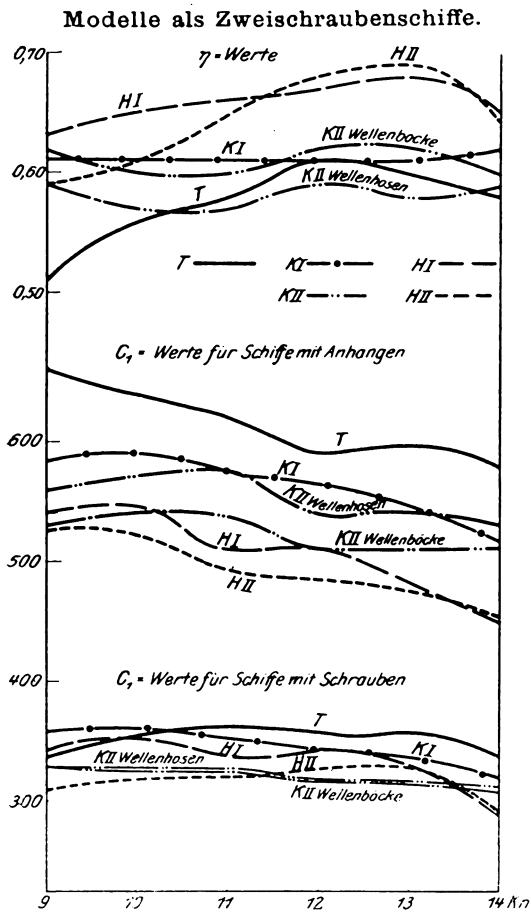


Abb. 3.

Länge der Schwanzwelle bis zum Sternbuchsenschott im Vergleich mit Wellenhosen ergeben. Es werden dabei acht Feuerplatten gespart. Diesem Modell K_1 ist ein im Vorschiff identisches, im Hinterschiff mit extremen Sackspanten ausgebildetes Schiff H_1 von der gleichen Völligkeit gegenübergestellt. Das Modellpaar K_2 und H_2 bedeutet die gleichmäßige Verschärfung

von K_1 und H_1 auf den Völligkeitsgrad von T . Bei diesem Völligkeitsgrad kann man am Hinterschiff von K_2 kaum noch etwas abschneiden, was den Wasserzufluß zu den Propellern noch verbessern könnte. Gegen den Docküberhang bestehen keine Bedenken. Das Hinterschiff ist gegebenenfalls nach der Eindockung abzapfallen.



Die Versuche wurden in der Hamburgischen Schiffbauversuchsanstalt durchgeführt und haben eine Reihe interessanter Ergebnisse erbracht, die hier wiedergegeben werden mögen.*)

Vorausgeschickt darf die Feststellung werden, daß es sich hier darum handelte, die Auswirkung extremer Formunterschiede zu untersuchen, und nicht durchentwickelte baureife Formen vorzustellen. Außerdem aber sollte

*) Die Ergebnisse wurden in Lichtbildern und entsprechenden Erklärungen vorgeführt, da die Versuche sich aus betrieblichen Gründen bis zur Tagung hingezogen hatten.

die reedereitechnische Auswertung sehr völliger Formen mit kreuzerartigem Hinterschiff ein Ziel der Bearbeitung sein. Die in Figuren 2—9 dargestellten Versuchsergebnisse zeigen — durchweg in den Grenzen der in Frage kommenden Dienstgeschwindigkeiten von $10\frac{1}{2}$ bis 12 Knoten betrachtet — etwa folgende Hauptkennzeichnung:

Als Zweischauber ist die extrem kreuzerartige Form großer Völligkeit dem Mustermodell T, das in seiner Art ein hervorragender Vertreter der nor-

Modelle T und KI als Einschraubenschiffe.

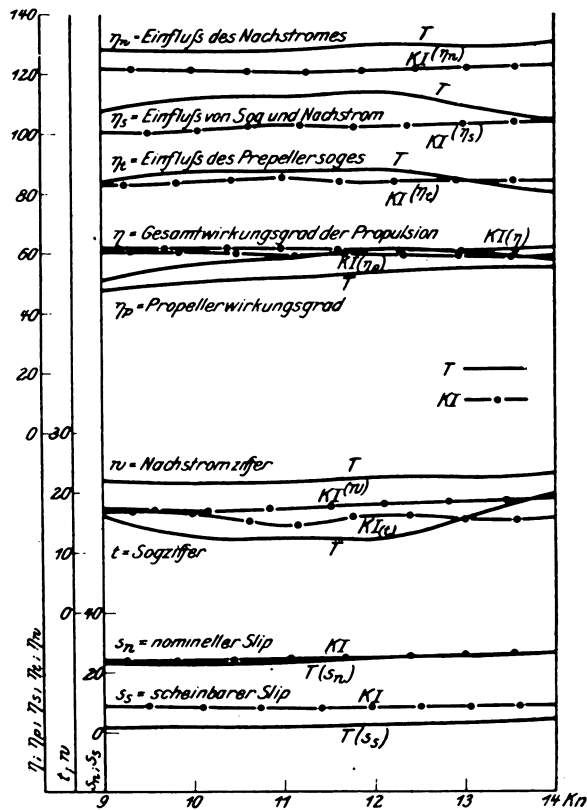


Abb. 6.

malen Form ist, wirtschaftlich überlegen (siehe Tabelle Seite 192 und 193) und durch weitere Ausbildung der Linienführung zweifellos noch zu verbessern. Der Vergleich aller Modelle nach den Versuchen ohne Schrauben führt zu anderen Schlüssen als nach den Versuchen mit Schrauben.

Die Versuche mit den gleichen Modellen als Einschraubenschiffe zeigen die Untunlichkeit einer ganz extremen Einschrauben-Sackspantenform von nicht genügender hinterer Endschräge. Die Figuren 9—12 geben Photo-

graphien der Schlepmodelle, Fig. 13 die Eisenkonstruktion für eine Form wie K.

Beide Modellpaare, K wie H, ersparen nennenswerte Kosten in der Materialbearbeitung und der Montage auf der Helling. Die ersteren ergeben sich aus dem Wegfall eines Teiles der Abschnürungs- und Biegearbeit des Spantsystems, die letzteren aus der Vereinfachung aller Krüm-

Modelle T und H I der Zweischraubenschiffe.

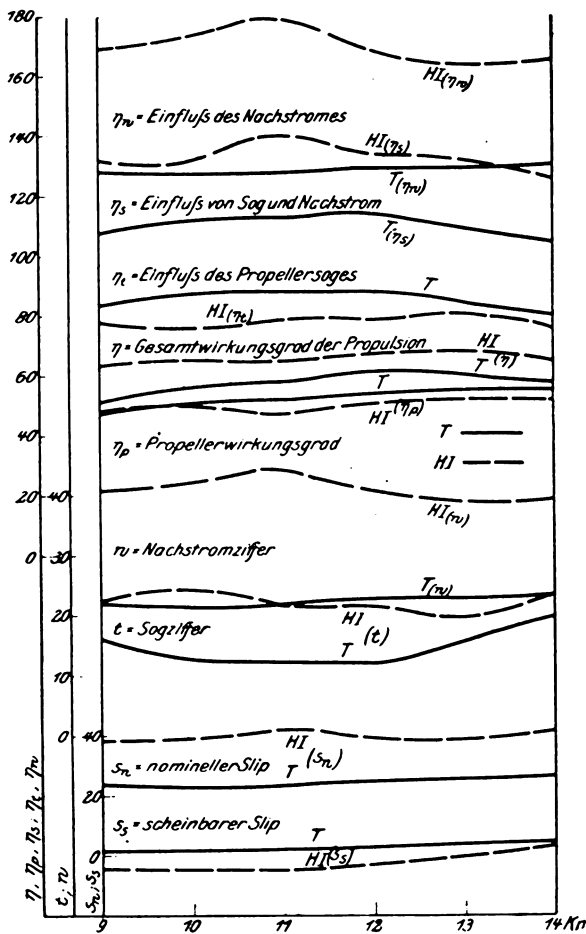


Abb. 7.

Modelle T und KI als Einschraubenschiffe.

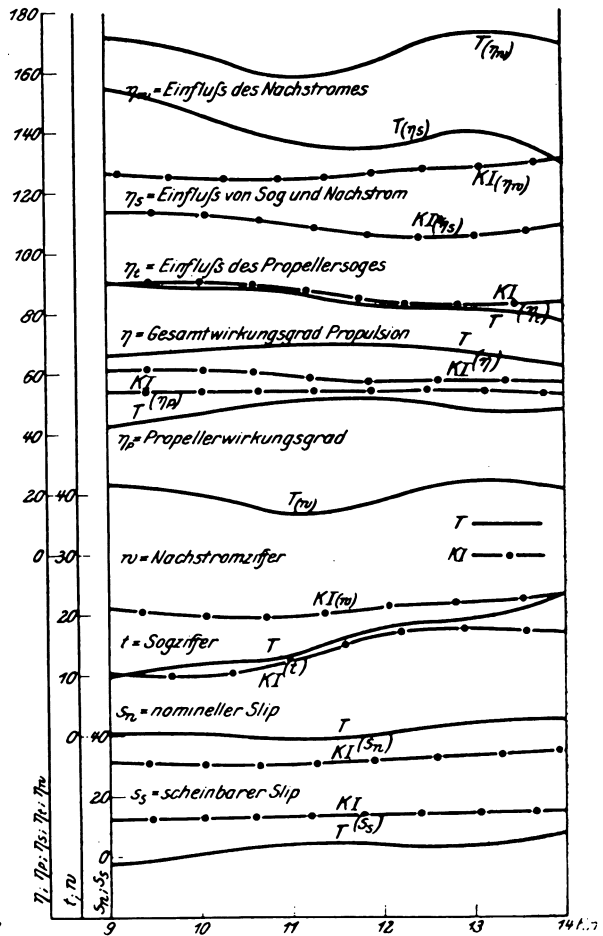


Abb. 8.

mungen der Schiffsenden u. a. Nicht erspart wird die Glühofenarbeit für das Schmiegeln der Spantstege in den Schiffsenden. Die zweckmäßigste Maßnahme wäre hier die Anwendung des Längsspantensystems vorn und hinten außerhalb des prismatischen Mittelschiffes. Auf die ganze Länge des letzteren wird das Querspantensystem zur Vermeidung lästiger Rahmenspanten

Reederei-
der als Doppelschrauber ge-
Abgangstiefgang beladen 9,144 m. — Dampf-

Modelle		T	K ₁
Dienstgeschwindigkeit		11 Knoten	
Kraftbedarf PSi		4 000	4 260
1.	Schiffskörper, leer	5 630 (5 345)	5 850 (5 565)
2.	Antriebsanlagen	1 000	1 065
3.	Schiff betriebsklar	6 630 (6 345)	6 915 (6 530)
4.	Wasserverdrängung mit Außenhaut in Seewasser	23 180	24 760
5.	Gesamte Tragfähigkeit	16 550 (16 865)	17 845 (18 130)
6.	Kohlen für 4000 Sml.	870	926
7.	Besatzung und Effekten	50	50
8.	Wasser und Proviant	650	650
9.	Reine Nutzladung t	14 980 (15 265)	16 219 (16 504)
10.	Kohlen per 1000 Tonnen reiner Nutzladung . . t	58,0 (57,0)	57,0 (56,0)
11.	Baupreis 1914 in Mill. M.	2,710 (2,642)	2,720 (2,644)
12.	Baupreis 1914 per Tonne reiner Nutzladung in M.	181 (173)	168 (160)
13.	Erzielbarer prozentualer Gesamtunterschied gegen T in Preis per Tonne Nutzladung . .	~ 7% (11%)	
14.	Vergleichsweise Stabilität des homogen beladenen Schiffes (metaz. Höhe in Meter) . . .	± 0	+ 0,40
15.	Vergleichsweise Steuerlastigkeit an Hinterkante Kielsohle bei Wegnahme von 1000 Tonnen aus ca. 40 Meter vor Mitte	~ 0,80	~ 0,50

Abrechnung
 schleppten Modelle T und K₁.
 strecke ohne Bekohlung usw. = 4 000 Sml.

T	K ₁	Bemerkungen
12 Knoten		Gewichtvergleich berücksichtigt bei K ₁ Gewichtszunahme für δ (+ 225 t) „ „ PSi (11 Kn.) + 65 t „ „ „ (12 Kn.) + 100 t Gewichtsverminderung durch relative Verringerung der Außenhautfläche und der Gesamtpantlänge im Hinterschiff sowie vereinfachten Hinterstegen (- 70 t)
5 200	5 610	
5 630 (5 345)	5 850 (5 565)	
1 300	1 400	
6 930 (6 645)	7 250 (6 865)	Die Klammerzahlen berücksichtigen Längsspannen in Schiffsenden (- 140 t) Sprunglosigkeit unter entsprechender Vergröße- rung der Seitenhöhe für gleichen Freibord-Tiefgang (- 145 t)
23 180	24 760	
16 250 (16 565)	17 510 (17 715)	
1 040	1 123	
50	50	
650	650	
14 510 (14 795)	15 687 (15 972)	
72,0 (71,0)	71,0 (70,0)	
2,900 (2,832)	2,920 (2,844)	Kostenvergleich (1914) berücksichtigt bei K ₁ Preiserhöhung für δ und PSi (f. 11 Kn.) + M. 50,000, (f. 12 Kn.) + M. 80,000. Vereinfachung der Materialbearbeitung und Montage des Hinterschiffes - 35,000 M. Wegfall von Feuer- platten sowie des Biegens von Spanten - 25,000 M. Die Klammerzahlen berücksichtigen Längsspannen in den Schiffsenden, Wegfall von Biege- und Schmiege-Arbeit an Profilen (einschl. Eisensparnis) 20,000 M. bei T und 22,000 M. bei K ₁ Sprunglosigkeit: Vereinfachung der Schnür- boden- und aller Fassonarbeit. Verstärkte Mehrfach- bearbeitung gleicher Platten der Außenhaut, gerin- gerer Verschnitt (einschl. Eisensparnis - 48,000 M.).
200 (191)	187 (178)	
~ 6,5 % (10,5 %)		
± 0	+ 0,40	
~ 0,80	~ 0,50	

(T)

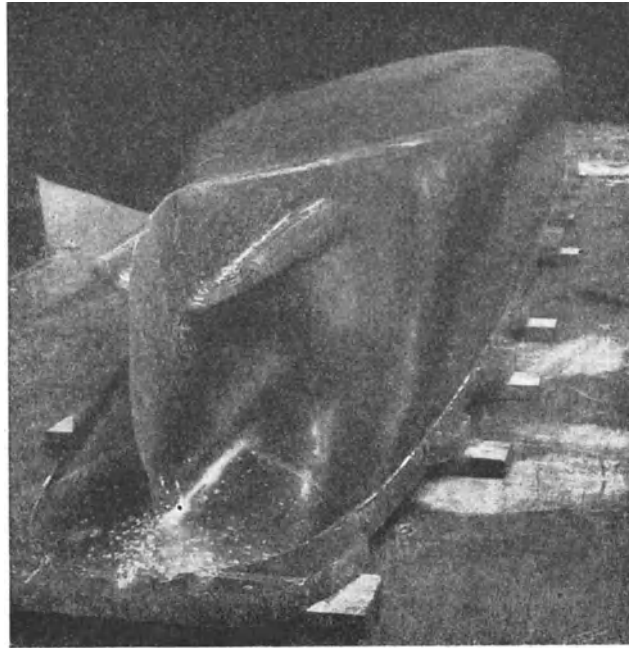


Abb. 9.

(K mit Wellenhosen.)

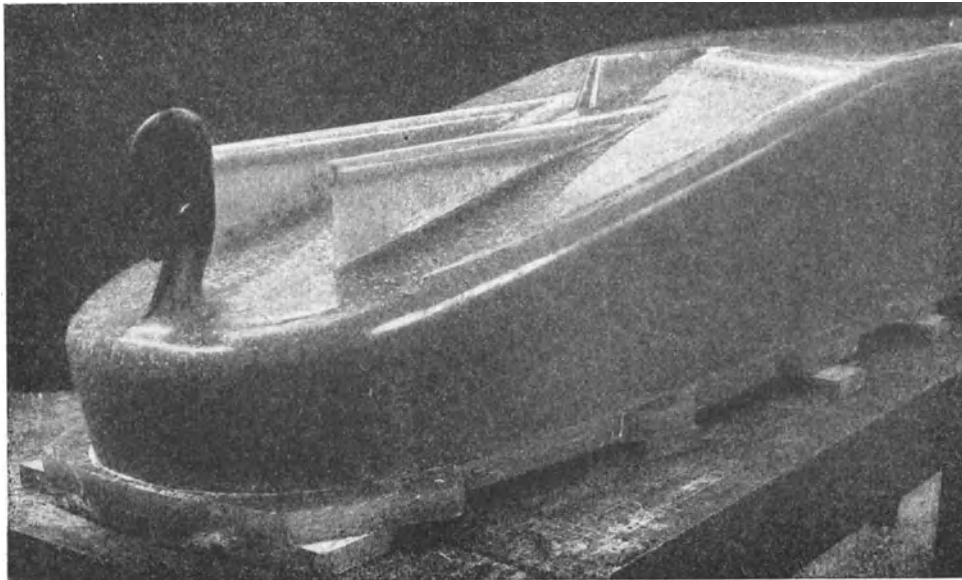


Abb. 10.

(K mit Wellenböcken).

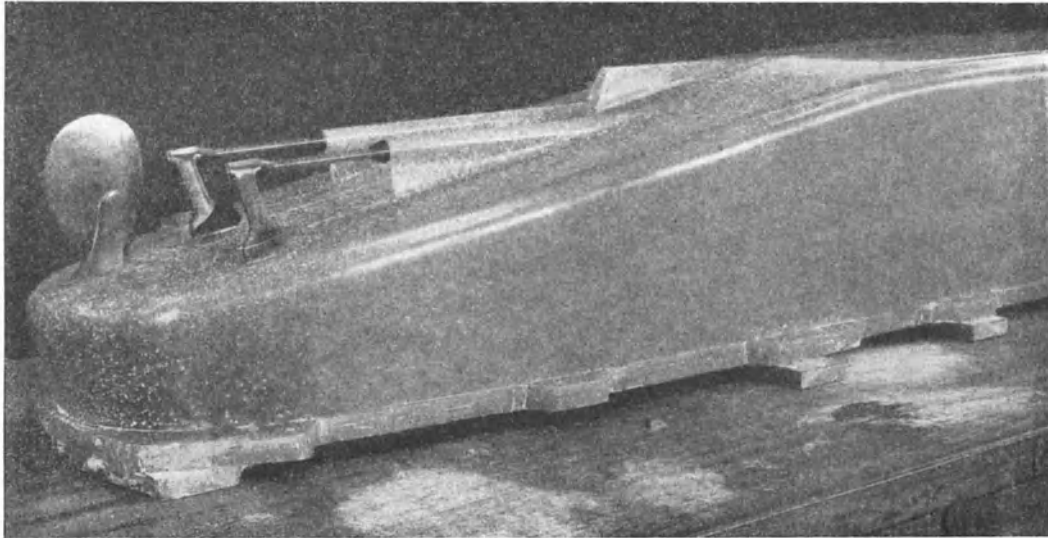


Abb. 11.

(H)

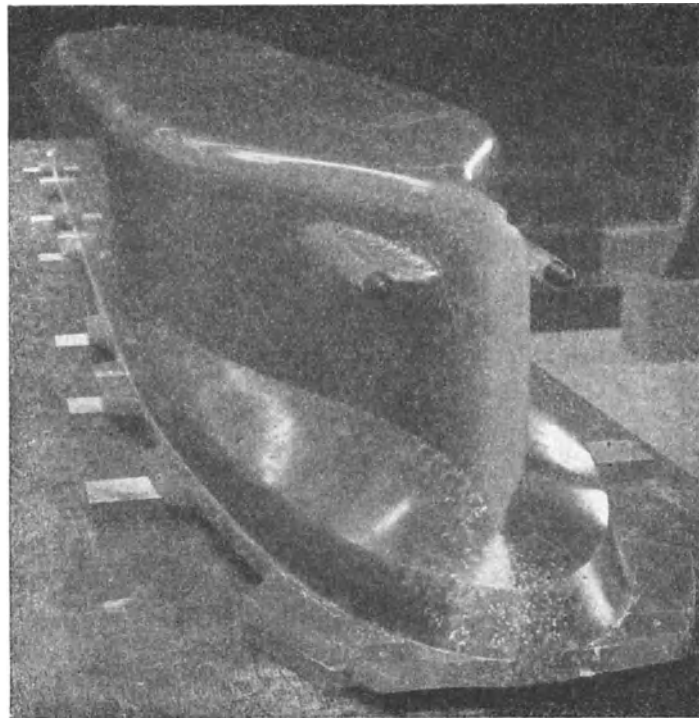


Abb. 12.

in den Hauptladeräumen beibehalten. Innerhalb des Doppelbodens läßt man die Längsspannten eventuell durchs ganze Schiff durchgehen. Der Wechsel beider Systeme an Schiffsseiten und Decks findet am besten in Verbindung mit einem Schott statt und ist durch Plattenkniee zum Verschluß zu bringen. Für das kreuzerartige Hinterschiff ist jedenfalls keine bessere Lösung, welche

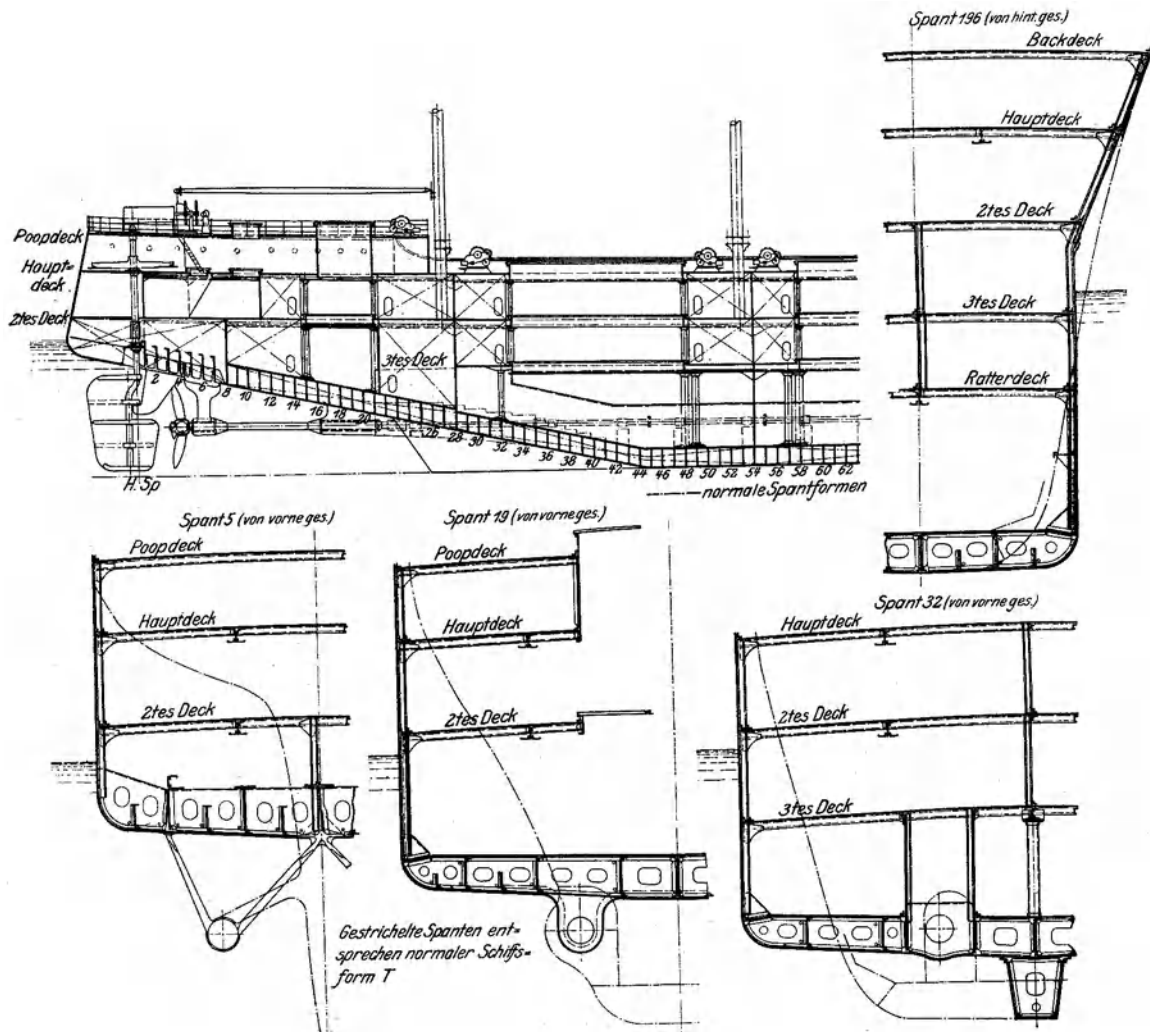


Abb. 13.

auch die leichteste, billigste und dabei stabilste Konstruktion ergibt, denkbar. Von seiten der Klassifikation werden gegen solche Kombination keine Bedenken erhoben.

Derartige Formen sind auf beliebige kleine Abmessungen und andere Abmessungsverhältnisse sinngemäß ohne weiteres übertragbar, nur ist zu be-

rücksichtigen, daß kleinere Schiffskörper einer größeren Endschärfe vorne bedürfen, um nicht auf vorderliche See, Treibeis usw., mit größeren Fahrt-einbußen zu reagieren.

In den Zusammenhang der vereinfachten Formen gehört unmittelbar die Frage des sprunglos gebauten Schiffskörpers. Im vorliegenden Falle ergäbe sich dadurch bei gleichbleibendem größtem Freibordtiefgang eine notwendige Vergrößerung der Seitenhöhe von 12,27 m auf 12,82 m. An Netto-Laderaum werden im vorliegenden Falle außerhalb des Bereichs der Antriebsanlage und abzüglich des vorn und hinten in Laderäumen sich ergebenden Raum-Wegfalls 280 cbm gewonnen. Die Eisenersparnis — somit Erhöhung der Tragfähigkeit — beträgt 145 Tonnen, entsprechend rd. 4½ Prozent des Gesamt-Bestellgewichtes; die Baukosten des Schiffskörpers werden durch die erhebliche Vereinfachung der Materialbearbeitung und die leichtere Aufmontage um 5—6 % verringert. Aussehen und Seetüchtigkeit sprungloser Schiffe sind durch Endaufbauten mit Sprung günstig beeinflussbar. Vom ästhetischen Standpunkt aus muß man sagen: Leider hat diese Bauweise viele technische und wirtschaftliche Vorzüge!

Kennzeichnend für die veröffentlichten englischen und amerikanischen Versuche ist, daß sie nicht bis in die hauptsächlichen reedereitechnischen Folgerungen hinein abgerechnet werden. In dieser Beziehung zeigt die Versuchstechnik mehrerer Schiffbauländer überhaupt eine gewisse Schwäche, die häufig mit der Unkenntnis der Bedingungen und Verhältnisse des Fahrbetriebes bei den Versuchsanstalten zusammenhängt. Diese bedürfen der engsten Fühlung mit der Schifffahrt, und die Reedereien müssen sich künftig mehr als bisher bewußt sein, daß nur die planmäßige Feststellung und Übermittlung ihrer Betriebsergebnisse an die Versuchsanstalten, zu immer steigender Zuverlässigkeit der letzteren zu führen vermögen. Die Hamburger Schiffbauversuchsanstalt, deren Gesellschafter 14 deutsche Großreedereien und Werften sind, ist bisher die einzige der bestehenden Anstalten, welche — allerdings mit großzügiger Bauhilfe des Hamburger Staates — von seiten der Schiffbau- und Schifffahrtpraxis geschaffen wurde und von dieser durch die Garantie der Jahreshaushaltsumme unterhalten wird. Hieraus ergab sich auch zum ersten Male in Deutschland ein größerer Zusammenschluß von Reedereien und Werften zur Vornahme bestimmter gemeinschaftlicher, im Interesse Aller liegender Versuche.

Für dieses größere Schlepp-Programm, welches die wichtigsten Einflüsse der Form auf die Wirtschaftlichkeit des Antriebs untersucht, werden

zunächst 15 Modelle mit Schrauben gefahren. Hierfür ist eine „Hamburger Versuchskommission“ aus Reederei- und Werftkreisen gebildet worden, welche in loser Fühlung mit der, mehr auf die Propellerfragen gerichteten Berliner Versuchskommission, greifbare Fortschritte anstreben wird. Die Erwähnung dieser lang vorbereiteten Maßnahmen ist deshalb nicht ohne Bedeutung, weil Bestrebungen einer amtlichen Zentralisierung des schiffbautechnischen Fortschrittes von einzelnen Seiten ausgegangen sind, die

Berechnungsergebnisse der Modelle T, K₁ und H₁

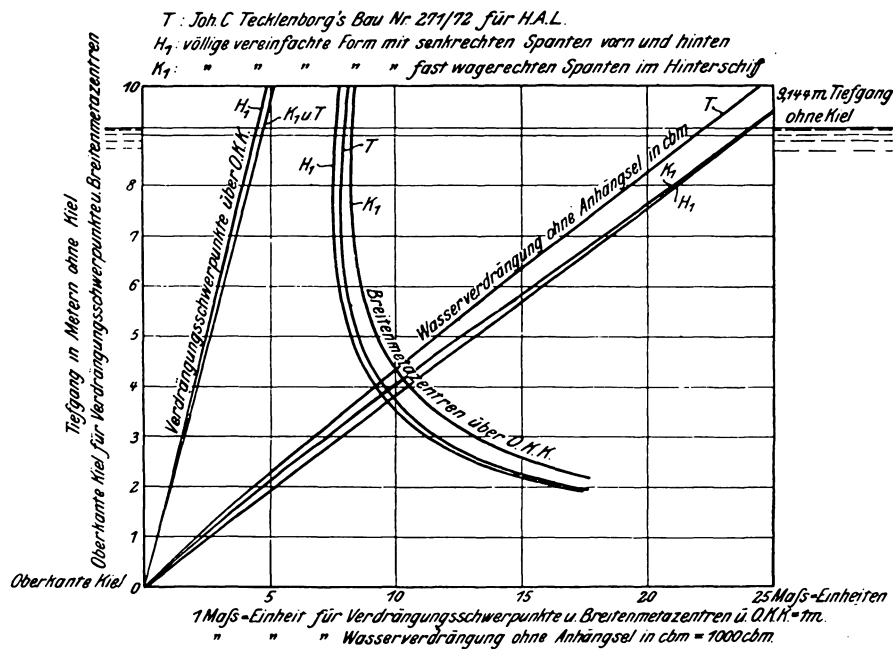


Abb. 14.

außerhalb der Schifffahrt und des Handelsschiffbaues stehen, und deren wertvolle Mitarbeit wir aus praktischen Gründen lieber in unserem Rahmen, als in deren Rahmen wünschen möchten. Ich möchte hier nicht dahin mißverstanden werden, als ob es amtliche Stellen selbst wären, welche die Zentralisierung in sich wünschten.

Bei dem vorerwähnten Modell K tritt als Nebenprodukt der kreuzerartigen Hinterschiffsform eine namhafte Erhöhung der Stabilität auf. (Abb. 14.) Bei gewöhnlichen Frachtdampfern ist dies ohne Bedeutung. Sobald jedoch, zugunsten großen Laderaums per Tonne Gewichtstragfähigkeit, eine Ver-

größerung der Seitenhöhe bei gleichbleibendem größtem Freibordtiefgang vorgenommen wird (Germ. Lloyd-Klasse: „mit Freibord“) und ferner in allen Fällen größerer, zu Laderäumen ausgebildeter Aufbauten (Shelterdeck, lange Poop usw.) wird sogleich die Stabilität des homogen beladenen Zustandes bzw. des Ballastzustandes mit zur Konstruktionsgrundlage im Sinne einer nicht gewünschten Verbreiterung. Auch bei Fracht- und Zwischendecker-schiffen mit ihren Deckhäusern, Bootseinrichtungen usw. wird, wie bei den Hapag-Neubauten Sauerland und Friesland des Bremer Vulcan, die Stabilitätsfrage des Ankunftszustandes bereits maßgebend für eine Verbreiterung, die sonst erspart worden wäre. Das kreuzerartige Hinterschiff, welches Breite ersetzt, bedeutet in solchen Fällen eine namhafte Verbilligung der Baukosten auch ohne die Bauersparnis, die in der vereinfachten Form an sich liegt.

Die Stabilitätsfrage erhält eine überragende wirtschaftliche Konstruktionsbedeutung bei aufbautenreichen, gemischten Fracht- und Passagierschiffe längerer Dampfstrecke, bzw. höherer Geschwindigkeit, mit dementsprechenden Verbrauchsentnahmen an Brennstoff und Wasser während der Reise. Z. B. haben die Laplatadampfer aller an dieser Fahrt beteiligter Nationen das Maß ihrer Breite ausschließlich aus Stabilitätsgründen ihres Ankunftszustandes erhalten und hätten aus allen anderen Gründen ihres Betriebes schmaler und daher billiger in Bau und Antrieb gebaut werden können.

Dies hat mich schon vor dem Kriege zu dem Vorschlag gebracht, solchen Schiffskörpern örtlich beschränkte Anschwellungen zu geben, welche die Stabilität des Abgangszustandes nahezu unbeeinflusst lassen und sie während des Austauschens auf der Reise um etwa so viel erhöhen, als durch die Verbrauchsentnahmen aus dem Unterschiff verloren wird. (Abb. 15.) Diese Konstruktionsfrage wurde unter weitestgehender Unterstützung zweier unserer größten deutschen Werften eingehend durchgeprüft und der Niederschlag davon unter dem Titel „Formstabile“ Schiffskörper in der Z. d. V. d. I. kürzlich veröffentlicht. Es handelt sich hier um eine Maßnahme von gewiß einschneidender wirtschaftlicher Bedeutung. Denn die damit erzielte Ersparnis an Baukosten beträgt z. B. bei einem Schiff der hier angezogenen Abmessungen heute $2\frac{1}{2}$ —3 Millionen Mark, da das gleich stabile, normal geformte Schiff rd. 1,70 m bis 1,90 m breiter sein müßte und dafür rd. 600 bis 700 PSi mehr Kraftbedarf bei 17 Knoten hätte. Die örtlichen Anschwellungen bedingen nun an Baukosten etwa den neunten Teil einer entsprechenden Verbreiterung und keinen Kraftbedarf von praktischem Belang. Den hohen

Kosten einer Verbreiterung steht aber kein irgendwie entsprechender Ausgleich an vermehrten Passagierzahlen oder Fracht gegenüber.

In Anbetracht der ausführlich veröffentlichten Nachweise, die jedem zugänglich sind — und zumal ich hörte, daß Dr. Wrobbel von der Nordd. Werft theoretische Seiten der Frage in seinem diesjährigen Vortrag behandeln

„Formstabiler“ Schiffsquerschnitt

Beispiel: L=180,0 m, B=23,0 m, Anschwellung=0,95 m Breite, Ladetiefgang=8,7 m, Ankerstiefgang=6,9 m mit 3000 T Ballast
 6,2 m mit 800 T

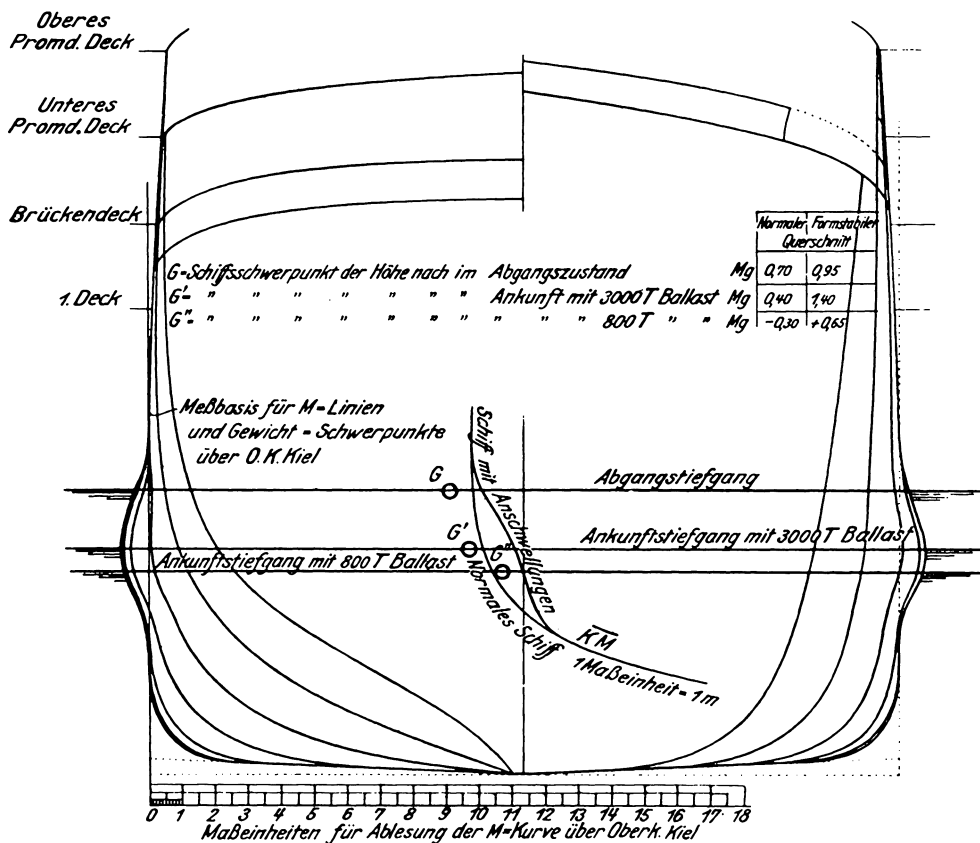


Abb. 15.

würde —, kann ich Wiederholungen ersparen und möchte nur an einem bestimmten, ausführlich durchgerechneten Fall das Grundsätzliche kennzeichnen. (Abb. 15.) Die hier für die aufrechte Lage eintretenden Wirkungen erstrecken sich reichlich über den Betriebsbereich der Tiefgänge und Neigungen, und versagen weder bei nachlaufender See, noch auch im Leckfalle, wo nur für den Fall von Verletzungen des Mittelschiffes das Verhalten solcher Schiffe

nachzuprüfen ist. Die Ausnutzbarkeit dieser Bauweise liegt nicht nur in der Breitenbeschränkung, sondern auch umgekehrt in der Tunlichkeit vermehrter Decksaufbauten. In diesem Sinne kommen die „formstabilen“ Anschwellungen auch nachträglich als Maßnahmen während des Baues in Frage, wenn wesentliche Zufügungen zur Verbesserung der Einrichtungen nötig erscheinen und fester Ballast aus Gründen des Tiefgangs unerwünscht ist. Außerdem kostet Festballast bei gleicher Stabilitätswirkung 3—4 mal soviel, wie solche Anbauten. Eine oft wichtige Auswirkung zeigt sich in den Ankerstiefgängen (s. Abb. 3), wo der formstabile Querschnitt in diesem Falle 2200 t Ballast erspart und eine — z. B. auf dem Laplata hochwichtige — Tiefgangsverminderung um 0,70 m erbringt.

Die Verwertung eines Längenteiles solcher Anschwellungen als Schlingerdämpfungstanks, mit Schlitzöffnungen nach außen und ohne innere Überlaufkanäle, stellt eine neue, bei U-Booten schon bewährte Auswirkung der bekannten Frahm'schen Erfindungen dar, so daß aus solcher Kombination mit Sicherheit und unter den denkbar geringfügigsten Aufwendungen, ein in allen Betriebszuständen gleich stabiles, gegen Rollschwingungen geschütztes und in seinem ganzen Betriebe unvergleichlich leichter zu handhabendes Schiff hervorgeht.

Unter den eingangs gekennzeichneten Richtungen notwendigen weiteren Fortschritts gehört die auf Stahlersparnis abzielende Ziffer 3, zu den wirtschaftlich wichtigsten, weil nicht nur das einzelne Objekt davon betroffen wird, sondern auch die Anzahl der mit den äußerst beschränkten Stahlmengen einer langen Periode zu erbauenden Schiffe überhaupt!

Hier hat sich in den letzten Jahren als Nothelfer der Eisenbetonschiffbau angeboten, dessen heutige Entwicklung schon mit einiger Wahrscheinlichkeit übersehen läßt, wo ihm die technischen Grenzen und diejenigen wirtschaftlicher Konkurrenzfähigkeit etwa gezogen sein werden.

Verfolgt man die bisherigen Ergebnisse dieser Technik, so kann man heute zu der Schlußfolgerung kommen, daß seegehende Frachtschiffe bis zu einer Tragfähigkeit von 2—3000 t technisch und wirtschaftlich wettbewerbsfähig sind, und daß sie in diesem Rahmen auch eine gewisse Entlastung des Stahlmarktes herbeiführen können. Es kommen hier besonders Schiffe der

großen Küstenfahrt und auch des Mittelmeerdienstes in Frage, und zwar vor allem dort, wo nicht zu scharfe Beschränkungen des Tiefganges vorhanden sind. Die letztere Bedingung gilt am ausgesprochensten für die Binnenschiffahrt. — Es darf als ausgemacht gelten, daß trotz, oder vielfach auch gerade auf Grund der außenpolitischen Veränderungen die Schiffahrt auf den deutschen Strömen in der kommenden Zeit eine erhöhte Bedeutung gewinnen wird. Vor dem Kriege ist die deutsche Binnenschiffahrt durch die Tarifpolitik der Eisenbahn und aus mancherlei anderen Gründen, deren Erwähnung hier nicht hergehört, niedergehalten gewesen. Im Kriege zwang die Not mehr und mehr zur Entlastung der Eisenbahn durch planmäßige Heranziehung des deutschen Strom- und Kanalnetzes, woran erfolgreich nach großzügigen Gesichtspunkten in erster Linie von der Schiffsabteilung beim Chef des Feldeisenbahnwesens gearbeitet worden ist. Es ist zu erwarten, daß die im Kriege erzielten Erfahrungen, die auf Zusammenschluß und planmäßigere Organisation der Zusammenarbeit in hohem Maße hinweisen, sich zum wirtschaftlichen Nutzen der deutschen Binnenschiffahrt auswirken werden. —

Der Eisenbetonschiffbau hat in der Binnenschiffahrt z. Zt. aus Fahrtiefegründen zwar noch etwas geringere Aussichten, als in der Seeschiffahrt, verdient aber, als eine den Stahlmarkt entlastende Möglichkeit, einstweilen doch eine rege Aufmerksamkeit.

In der Flußschiffahrt spielt die Ausnutzung des Ladetiefganges eine Hauptrolle, denn es gibt heute keinen deutschen Strom, welcher nicht unter Niederwasser im Sommer in dem Maße zu leiden hätte, daß die Ausnutzung der im übrigen als wirtschaftlichst erkannten Schiffsgrößen zeitweise beeinträchtigt würde. Häufig genug sind es bei Niederwasser die letzten 2 bis 3 Dezimeter oberhalb des Leertiefganges, welche noch gerade gefahren werden können und den Betrieb wirtschaftlich ermöglichen.

Hier ist die Konkurrenzfähigkeit des Eisenbetonschiffes nur schwach, soweit es nicht möglich ist, durch Vergrößerung der Länge und Breite im Leertiefgang zu konkurrieren, ohne daß der Schiffspreis pro Tonne Tragfähigkeit sich nennenswert erhöht. Die Hauptbedeutung hat hier die, allerdings durch Schleusen und Brücken beschränkte, Vergrößerung der Breite, weil sie beim Eisenbetonbau billiger ist, als beim Eisenschiff, und weil der Kraftbedarf breiterer Schiffsformen ebenfalls, auf das Displacement bezogen, nicht stärker wächst, als der anderer Formen. Die Binnenschiffahrt ist heute hinsichtlich der planmäßigen Ausnutzung der modernen Schleppversuchstechnik,

die gerade bei beschränkter Wassertiefe eine so außerordentliche wirtschaftliche Bedeutung hat, noch hinter der Seeschifffahrt zurück. Das Schraubensproblem ist auch in der Binnenschifffahrt Gegenstand hervorragend systematischer Versuchsreihen gewesen, und es hat sich besonders die Berliner Versuchsanstalt darin durch Dr. Gebers und Dr. Schaffran einen guten Namen gemacht. Der Eisenbetonschiffbau, dem einfache, muldenförmig abschließende, breite Formen sehr gut in seine Herstellungstechnik passen, hat hier die Möglichkeit, einen Vorsprung zu gewinnen.

In allen Fällen, wo es sich um See- oder Flußschiffe mit Kühlanlagen handelt, steht der Eisenbetonschiffbau auf einer erheblich veränderten Stufe der Konkurrenzfähigkeit, denn das kühlisolierte Eisenbetonschiff ist in seinem Gewicht weniger vom isolierten Eisenschiff unterschieden, da es schon wesentliche Grundwerte von selbst mitbringt, und außerdem kann man mit der großräumigen Kühlladung, besonders Fleisch, die Schiffe ohnehin nicht auf ihren Ladetiefgang wegladen. So scheidet dann der Vorwurf des Tiefganges in höherem Grade aus, als sonst.

Alles in allem kann hinsichtlich der möglichen Wirtschaftlichkeit des Eisenbetonschiffbaues für See- und Flußzwecke als ein Grundsatz gelten, daß die Schiffe pro Tonne Tragfähigkeit um so viel billiger angeboten werden müssen, daß die Verzinsung der ersparten Bausumme gleich oder größer ist, als die jährliche Ausgabe für die Vermehrung der Antriebskraft pro Tonne Nutzladung und die Mehrabgaben für die größere Vermessung. Die Jahreskosten für vermehrte Antriebskraft setzen sich zusammen aus den einzelnen Beträgen der Baukosten, Amortisation, Verzinsung und Instandhaltung der größeren Maschinen und Kesselanlagen, sowie den jährlichen Betriebsmehrkosten. Bei der vergleichenden Bestimmung der Tragfähigkeit des Eisenbetonschiffes ist das Mehrgewicht an Brennstoff für eine Einfachreise zu berücksichtigen.

Diese Betrachtung ist sinngemäß auch für geschleppte Schiffe anzustellen.

Für die Schleppkraftersparnis auf Grund glatterer Oberfläche, und ferner für Versicherung und Abschreibung wegen etwa geringerer Verletzbarkeit oder höherer Lebensdauer kann dem Eisenbetonschiff heute noch nichts gutgeschrieben werden, da keine Erfahrungen vorliegen.

Für die Entscheidung des Reeders und den zu bewilligenden Baupreis kann es aber in jedem Einzelfalle von Einfluß werden,

- 1) wenn eine wesentlich verringerte Bauzeit angeboten wird, welche das investierte Kapital früher zum Verdienen bringt,
- 2) wenn die größere Nutzbarkeit für Maßgut per Tonne Gewichtstragfähigkeit infolge des namhaft vergrößerten Laderaumes im Betriebe des Bestellers praktisch von Bedeutung ist.

Außer den vorbenannten Frachtdampfern, Seeleichtern und Binnenschiffen in bestimmten Grenzen kämen für diesen Baustoff z. Zt. noch Fischdampfer, Schwimmdocks, Verschluß- und Anlegepontons, Schuten und Bojen in Frage. — Es wird darauf ankommen, ob diese Technik sich nach Baustoff und Konstruktion so entwickeln kann, daß Gewicht und Preis noch wettbewerbsfähiger und damit die jetzigen Grenzen überschreitbar werden. Unrichtig ist es heute unter allen Umständen, auf Grund von Mißerfolgen, die vom Ausland berichtet werden, eigene zuversichtliche Arbeit einstellen zu wollen. Es haben sich bisher im In- und Auslande nur zu viele Gründer und Unsachverständige gerade mit dieser neuen Technik befaßt. Die deutsche Gründlichkeit, verbunden mit deutsch vertiefter wissenschaftlicher Forschungsarbeit, hat auf allen technischen Gebieten nocht stets Überlegenes zustande gebracht.

Wenn man über die Wettbewerbsfähigkeit des Eisenbetons zur Herstellung von Schiffen heute noch nicht das letzte Wort sprechen kann, so scheint mir, daß solchen Baustoffen in ihren leichtesten Abarten und Zusammensetzungen eine unmittelbare und große Bedeutung zur Ersetzung von bisher eisernen Schiffseinbauten und Deckshäusern zukommt, und zwar in erster Linie bei solchen Konstruktionsteilen, welche an Hauptbeanspruchungen des Schiffskörpers nicht in nennenswertem Maße teilnehmen. — Hier ist das Wort „Ersetzung“ nicht im kriegsgemäßen Sinne als Umgehung einer vorübergehenden Notlage zu verstehen, sondern als eine dauernde und lebensfähige Verbesserung in technischer und wirtschaftlicher Richtung! Und wenn damit die Möglichkeit der jetzt so wichtigen Eisenersparnis gegeben wird, so ist dies ein zufälliges Zusammentreffen. Ich habe vielmehr bereits vor dem Kriege in gemeinsamer Arbeit mit dem Hamburger Bauingenieur und Betonsachverständigen H. Pohlmann, welcher damals für die Hamburg-Amerika-Linie auf Grund seiner Erfahrungen in

Landbauten die Isolierung von Kühlräumen in Stein, bzw. in Mörtel aus gebrannten Kieselalgen (Sterchamol) mit eingebauten Hohlkörpern (Thermoszellen) beim Kühlleichter „Ems“ durchführte, diejenigen Vorschläge entworfen, welche hier heute zur Erörterung gestellt werden. Im Kriege wurden die erneuerungsbedürftigen Kühlräume der Seedampfer „König Friedrich August“, „Svakopmund“ und „Patricia“ nach diesen Grundsätzen ausgeführt und zeigten ein gutes Verhalten und normale Wirkung bei den Kühlproben.

Schiffskühlraum in Leichtbeton.

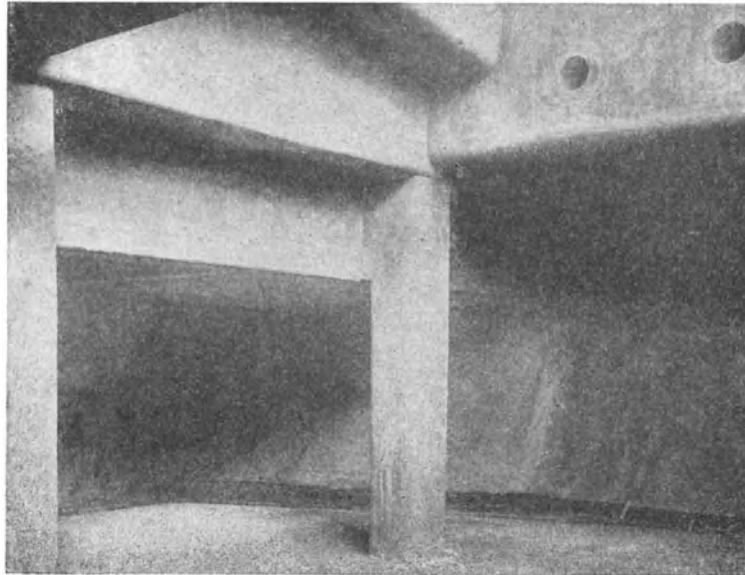


Abb. 16.

In erster Linie kommen zur Ersetzung von eisernen Einbauten im Schiff durch solche aus armiertem Leichtbeton oder Sterchamol mit Eisenarmierung folgende Baugruppen in Frage:

1. Bunkerwände, Böden und Decks in Heizräumen und Kühlräumen, sowie Kessel- und Maschinenschächte, letztere besonders neben bewohnten Räumen, wo Isolierung nötig ist. (Abb. 17, 18, 19.)
2. Schotten von Schiffskühlräumen, einstweilen soweit es sich nicht um wasserdichte Unterraumschotten des Schiffes handelt.
3. Teilschotten, sowie Rauch- und Feuerschotten über dem Schottendeck und in von Bord zu Bord reichenden Aufbauten, wobei die Festigkeit dieser Schotten gegen Schlag und Druck derjenigen solider hölzerner Teilschotten entsprechen muß. (Abb. 20 a—d.)

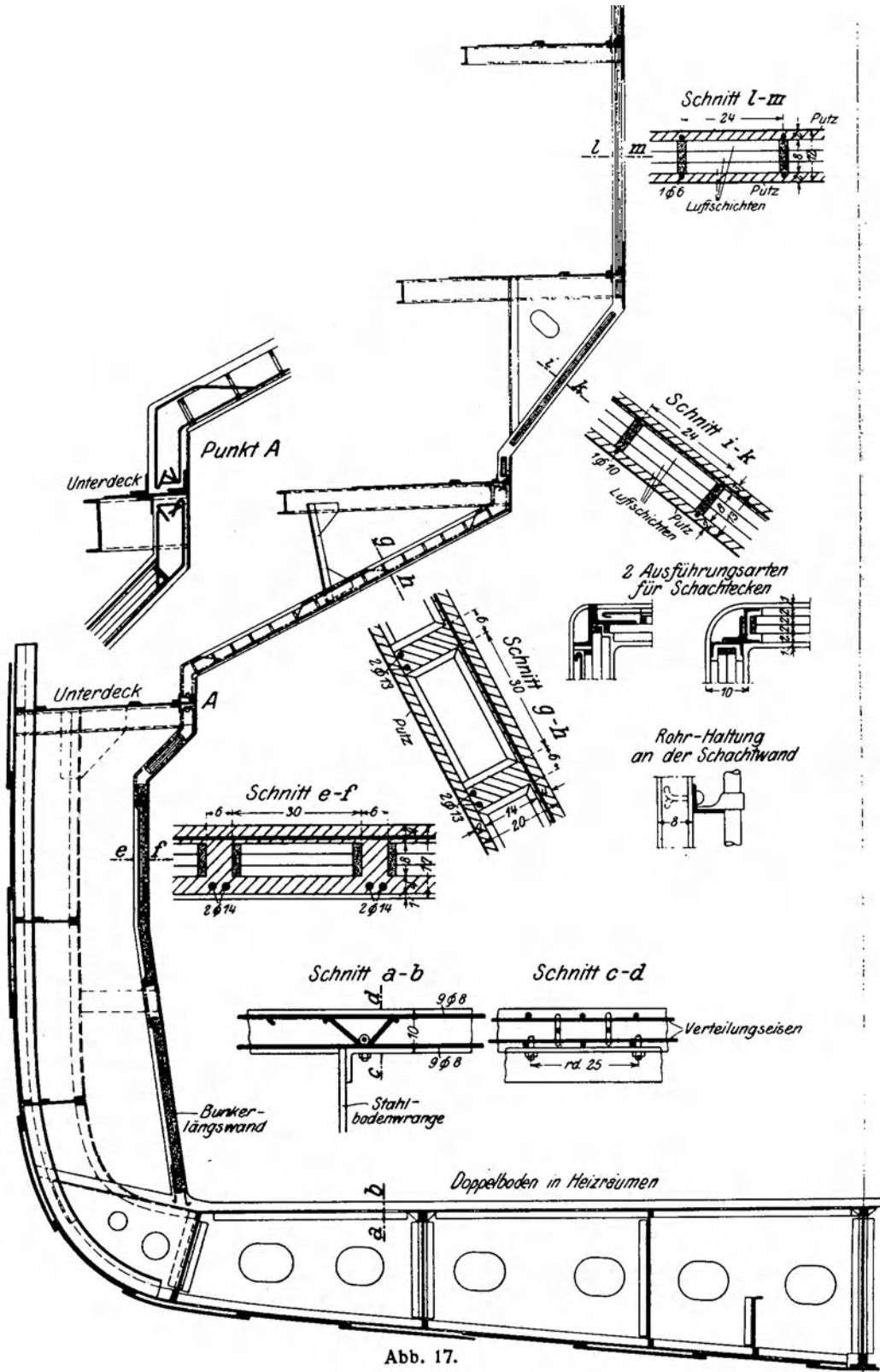


Abb. 17.

4. Freistehende obere Deckhäuser und deren eiserne Teilwände, welche zum Teil sehr geeignete Objekte für eine derartige Reform darstellen. Hier kommen z. B. bei reinem Frachtdampferbau Angestelltenhäuser in Frage, welche um Maschinen- und Kesselschächte herum gebaut sind, und sowohl von diesen Seiten her, als auch von oben und außen der Strahlung der Sonne mit großen Oberflächen ausgesetzt sind. (Abb. 20 c.) Diese Häuser sind besser, als Eisen- oder Holzhäuser, gegen die Unterschiede der Temperatur geschützt, sind ungezieferfreier als Holz, sowie feuersicher und werden ohne Gewichtsvermehrung doppelwandig, wie Isothermalbauten, hergestellt. Sie sind ihrem Baustoff nach nicht zu verwechseln mit Betonhäusern, denen nicht mit Unrecht zu geringe Luftdurchlässigkeit nachgesagt wird.
5. Sanitäre und Wirtschaftsräumlichkeiten, in denen ständiger Wechsel von Temperatur- und Feuchtigkeitsgraden, daher Niederschläge und Verdunstung an Eisenwänden in Frage kommen. (Abb. 20 a—c.)
6. Wasserdichte Hauptschotten, welche Kesselräume oder Bunker abschließen, oder wenn feuersicher abgeschlossene Laderäume verlangt werden (unter dem Vorbehalt der der Klassifikation vorzuführenden naturgroßen Nachweise). (Abb. 21.)

In den Fällen 4 und 5 liegt ein schon lange direkt empfundenes Bedürfnis nach Ersetzung des Eisenmaterials durch ein unter solchen Umständen dauerhafteres und besser isolierendes Material vor. — Kühlräume mit Holzschalungen und Blätterholzkohle verrotten schließlich, und müssen u. a. nach einem Wassereinbruch in den Raum meist neu hergestellt werden. Entstehung von Feuer in Kühlräumen in Verbindung mit Licht- und Kraftkabeln der Beleuchtung und Ventilation ist von sehr vielen Schiffen mit solchen Anlagen immer wieder gemeldet worden.

Es ist eine Erfahrung der Reedereien und Klassifikationsgesellschaften, daß bei jedem Schiff die ersten größeren Eisenarbeiten, die es in seinem Betriebsleben nötig hat, in Reparaturen der Tankdecke unter den Kesseln, der Kesselraumschotten, der Bunkerwände neben den Kesseln und der Kesselschächte in den Decks, soweit sie Kohlenbunker sind, bestehen.

Man kann hier ohne weiteres von „vorzeitigen Korrosionen“ sprechen, welche selbst bei sorgfältiger Konservierung stets die bei neuen Schiffen zuerst nötigen Arbeiten an den Schiffskörpern erfordern und gelegentlich

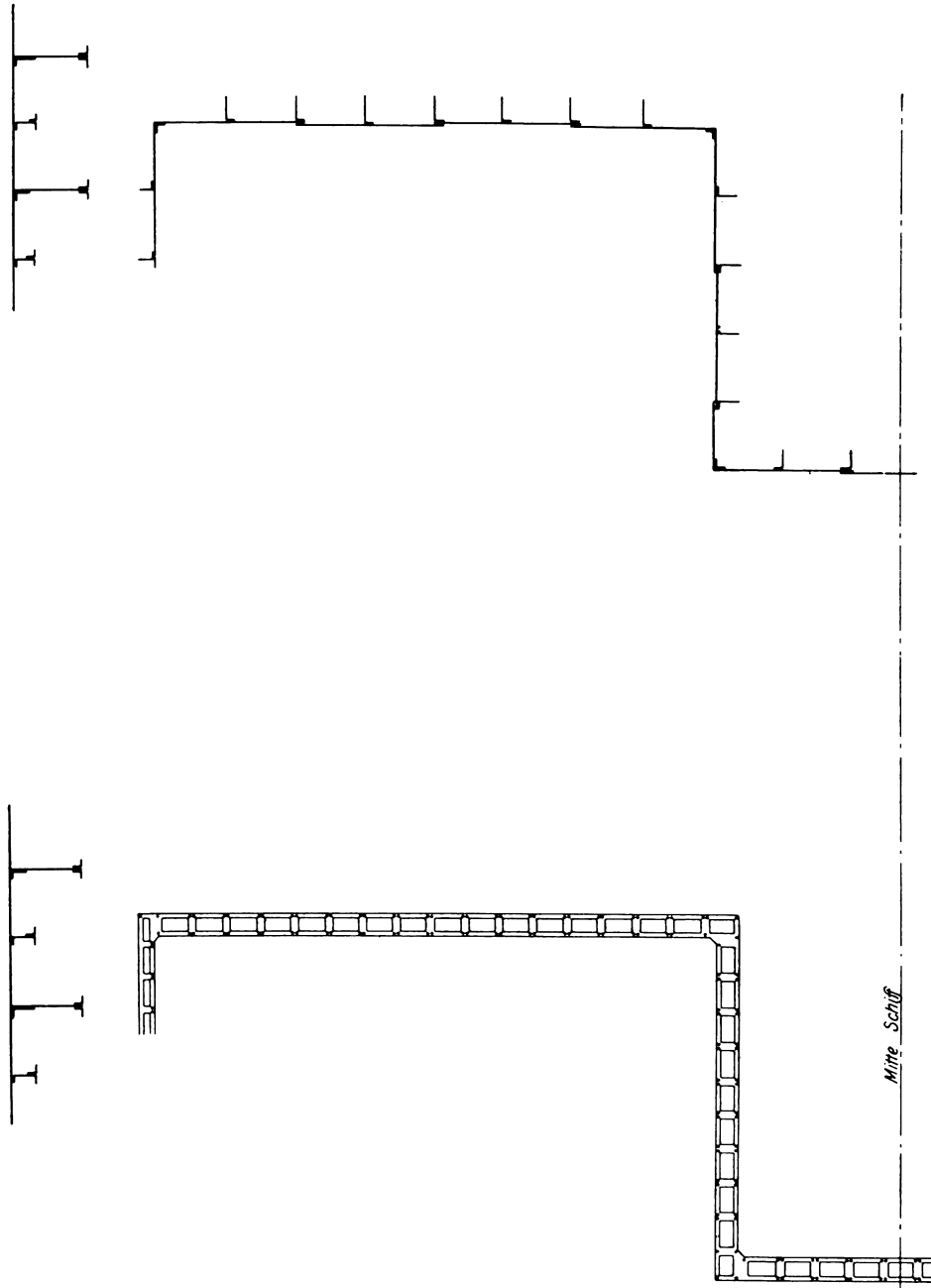
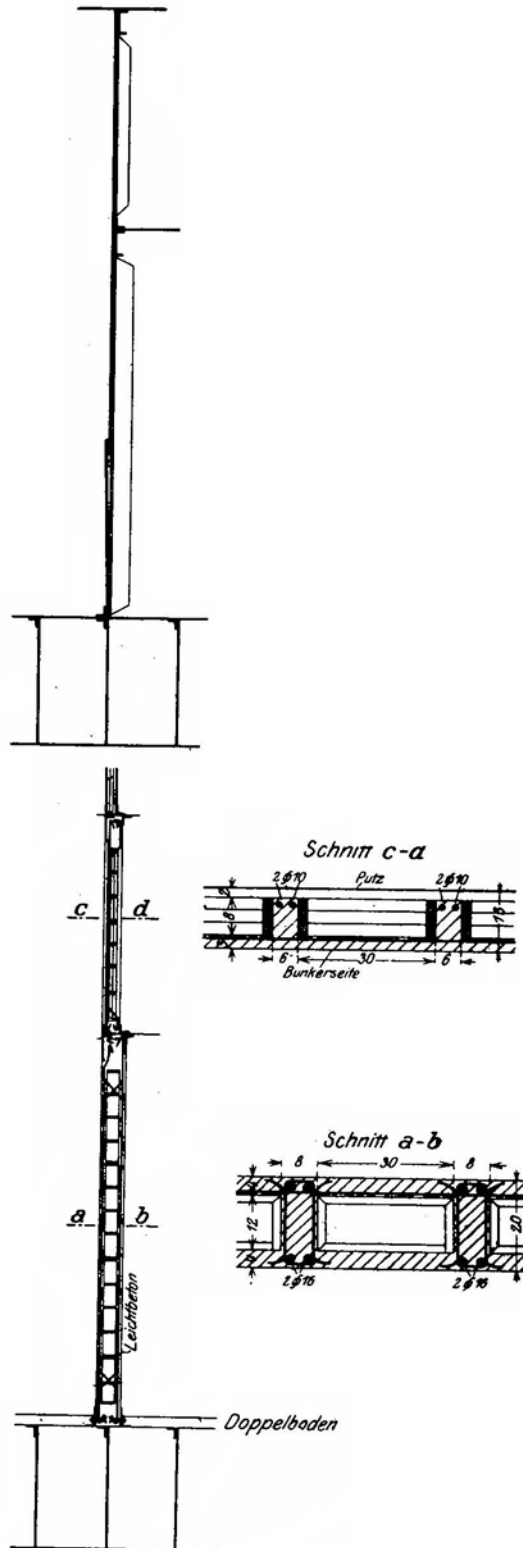
Schweres Raumbunkerschott (Querschnitt).

Abb. 18.

Schweres Raumbunkerschott (Profil).



Isoliertes Rauch- und Feuerschott in der Einrichtung.

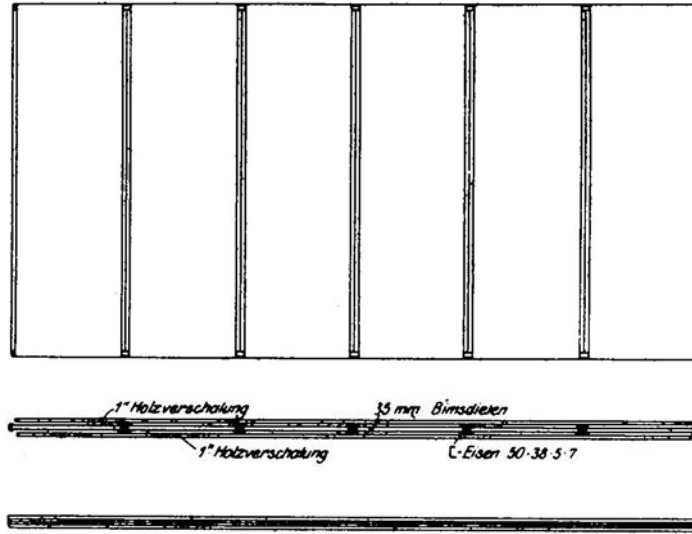


Abb. 20a.

Typ der Wandausbildung für alle drei Fälle.



Abb. 20b.

Teilschott.

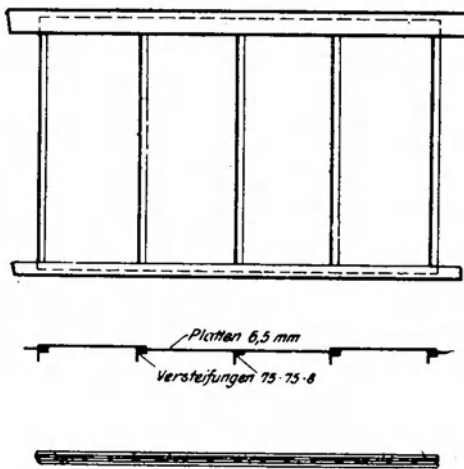


Abb. 20c.

Isoliertes Teilschott.

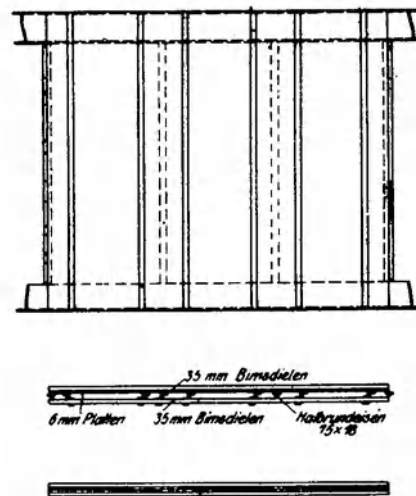


Abb. 20d.

selbst Hafenziegezeiten bedingen, die nach den Bedürfnissen der übrigen Instandhaltung nicht in dem Maße notwendig gewesen wären.

Um für diese Wahrnehmungen bestimmtere Unterlagen zu gewinnen, wurden in unserer Abteilung „Klassifikation und Reparatur“ 21 Frachtdampfer von zusammen 117 000 Brutto-Registertonnen aus den Baujahren 1896—1907 daraufhin untersucht, welche Reparaturen und Erneuerungen nur an Bunkerwänden und Heizraumtanddecken gelegentlich zweier aufeinanderfolgender Reklassifikationen im Bereich der Jahre 1908—1913 vorgenommen worden sind:

Die Kohlenbunker erforderten einen Kostenaufwand von 305 000,— Mark einschließlich der unmittelbar zugehörigen Nebenarbeiten. Die Doppelbodendecken in Heizräumen erforderten 247 000,— Mk. einschließlich der zugehörigen Nebenarbeiten. Diese beiden Gruppen allein erforderten also im angegebenen Zeitraum zwischen 1908—1913 zusammen 552 000,— Mk. oder nach heutigen Material- und Lohnkosten über 4 Millionen Mark.

Die anderen Baugruppen im Schiff, welche erfahrungsgemäß auf Grund ständiger Beeinflussung durch heiße Feuchtigkeit und Temperaturwechsel ebenfalls unter das Kapitel der „vorzeitigen Korrosionen“ fallen, konnten nicht exakt gefaßt werden, schließen aber ganz bedeutende Kostenbeträge ein. Doch die eine Stichprobe genügt wohl schon zur Bejahung der Bedürfnisfrage für gegenwirkende Maßnahmen.

Der hierdurch bedingte Einfluß auf Gewicht und Baupreis so behandelter Einbauten ist hier am Beispiel des Dampfers „Cleveland“ zusammengestellt. Die daraus zusammen mit den Fragen der Instandhaltung sich ergebenden vergleichswisen Kosten bieten für die bestimmten Schlußfolgerungen des Reeders die nötigen Handhaben.

In der hier vorgelegten Zusammenstellung sind die Gewichte und Preise der neuen Ausführungsart gegenüber den Angaben des Sondersachverständigen um 10—25 % erhöht eingesetzt. Es ist zur Beurteilung der Zahlen von Wert, zu wissen, daß die aus Kieselalgen gebrannten Steine ein spezifisches Gewicht von rund 1,1 haben. Der ihnen Festigkeit und Wasserdichtigkeit verleihende, Betonaufstrich haftet auf diesem stark porösen Material sehr innig. Das Ergebnis des Vergleiches kann dahin gekennzeichnet werden, daß die Gewichte etwa die gleichen bleiben. Die Herstellungskosten für die gleichen Bauteile betragen in der neuen Ausführung etwa die Hälfte, und die Eisensparnis bei Ersetzung im vorgeschlagenen Umfange erreicht bei einem Schiff vom Typ des „Cleveland“

1000 To., d. h. 10,5 % vom Gesamtbestellgewicht der Platten, Profile und Nieten, nach Abzug der Betonarmierung. Bei noch stärker ausgebauten Schiffen, wie z. B. großen Laplata-Dampfern, werden etwa 12 %, bei reinen Frachtdampfern, untersucht an 6 Typen verschiedener Reedereien, 5 bis 6½ % Eisen erspart.

Wasserdichtes Schott (Querschnitt).

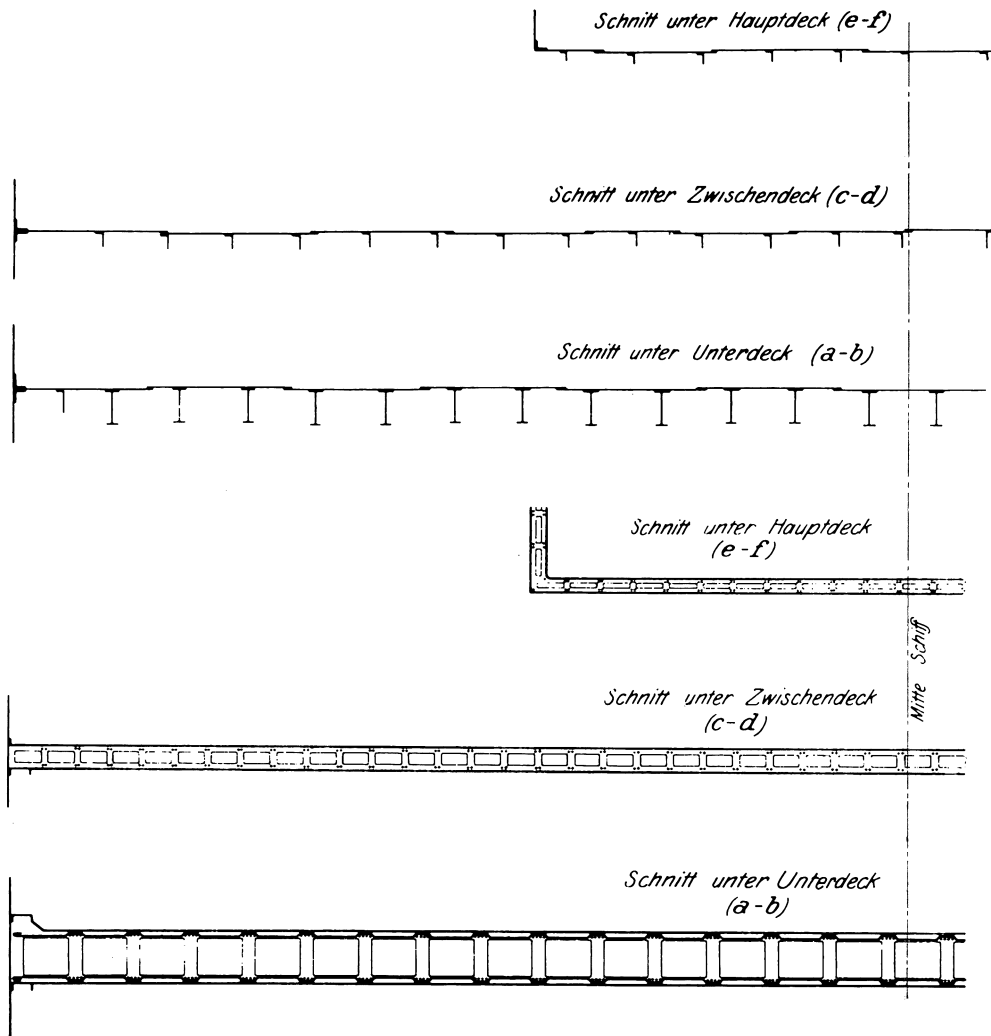


Abb. 21.

Es ist zu den Gewichten und Preisen noch zu bemerken, daß die neue Bauweise hinsichtlich der Innehaltung der Baugewichte nicht so verläßlich ist, wie beim Stahl, und daß es auch wohl möglich ist, daß die vergleichweisen Baukosten, wenn sie auch zum Teil aus verbindlichen Angeboten stammen,

doch nicht in derartig groben Beträgen differieren. Es würde aber auch wohl schon von hinreichend großer Bedeutung sein, wenn die so hergestellten Einbauten nur 30 bis 40 % billiger wären als die eisernen!

Im übrigen arbeitet diese Konstruktionsweise mit Beibehaltung

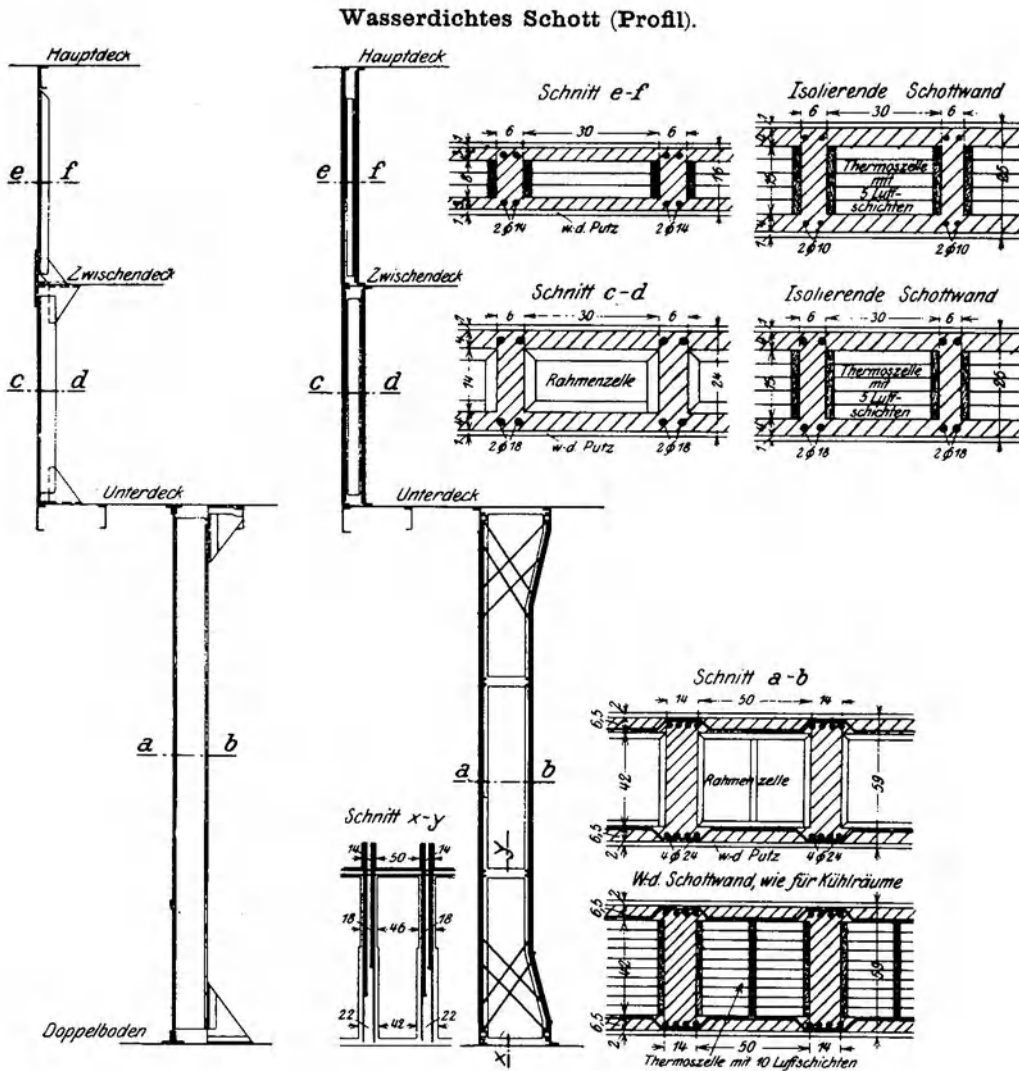


Abb. 22.

der eisernen Sülle und Schachtabstützungen, sowie der Konstruktionsgerippe von Häusern und ist vom Germanischen Lloyd ihren Grundlagen nachgeprüft worden. Dortseitig wurde nur ein Vorbehalt gegenüber wasserdichten Raumschotten und deren sicherer und dichter Verbindung mit der Außenhaut gemacht, wofür ein Nachweis am naturgroßen Objekt empfohlen

**Ersetzung eiserner Einbauten durch solche
Beispiel: Doppelschrauben-Fracht- und Passagierdampfer „Cleveland“**

Lfd. Nr.	Bauteil-Gruppen	Wie an Bord					
		1	2	3	4	5	6
		Fläche qm	Gewicht kg/qm		Baukosten M./qm		Wärme- durch- gangs- ziffer
				insge- samt T		M. insges. abgerundet	
I. Einbauten ohne Isolierung gegen Wärme, Kälte, Rauch							
1	Bunkerlängswände im Unterraum	220	92	20,2	190,0	41 700	Im Durch- schnitt 5,0
2	Bunkerlängswände bis Unterdeck	165	83	13,7	171,0	28 200	
3	Bunkerquerwände im Unterraum	130	92	12,0	190,0	24 700	
4	Bunkerquerwände bis Unterdeck	60	83	5,0	171,0	10 260	
5	Bunkerquerwände bis Zwischendeck	35	80	2,8	165,0	5 770	
6	Kesselschachtwände bis Zwischendeck	80	88	7,0	180,2	14 420	
7	Kesselschachtwände in den oberen Decks	490	78	38,2	160,6	78 700	
8	Maschinenschacht-Wände	630	78	49,1	160,6	101 140	
9	Nicht wasserdichte Schotte üb. Schottendeck	500	79	39,5	163,7	81 370	
10	Teilwände in Wirtschafts- u. sanitären Räumen	1900	89	163,1	176,7	335 000	
11	Rd. $\frac{2}{3}$ der Deckshäuser u. deren eiserne Teilwände	2700	90	243,0	185,0	449 500	
	I. Teil-Summen			593,6		1220 760	
II. Einbauten mit besonderer Isolierung gegen Wärme, Kälte, Rauch							
12	Kühlraumschotte, wasserdichte	100	+ 210 150 360	36,0	+ 431 160 591	59 100	0,26
13	Kühlraumschotte, nicht wasserdichte	530	+ 50 150 200	106,6	+ 105 160 265	140 700	0,24
14	Feuer- und Rauchschotte	1000	90	90,0	103	103 000	0,76
15	Kessel- und Masch.-Schächte in Wohndecks	150	+ 78 125 203	30,5	+ 161 90 251	37 600	0,95
16	Doppelbodendecke in Kühlräumen	264	+ 120 150 270	71,2	+ 247 160 407	107 400	0,26
	II. Teil-Summen			334,3		447 800	
III. Einbauten ohne Isolierung gegen Wärme, Kälte, Rauch							
17	Wasserdichte Hauptschotten von Unterdeck bis Zwischendeck	470	132	62,0	270	127 720	5,0
18	Wasserdichte Hauptschotten von Zwischen- deck bis Hauptdeck	580	99	57,4	204	118 240	
19	Doppelbodendecke in Heizräumen	200	120	24,0	247	49 440	
	III. Teil-Summen			143,4		295 400	
	Gesamt-Summen			1071,3		1964 060	

Vergleichs-Ergebnisse. Gewichte praktisch die gleichen. Kostenersparnis rd. 50% für die

aus billigeren und zweckmäßigeren Baustoffen.
16 960 Br. Reg. Tons (9520 T Gesamtgewicht des Stahlmaterials).

vorhanden	Wie nach Ersetzung durch leichtbetonartige Baustoffe mit Luftzellen							
	7	8	9	10	11	12	13	14
	Bemerkungen	Fläche qm	Gewicht kg/qm	insge- samt T	Baukosten M./qm	M. insges. abgerundet	Wärme- durch- gangs- ziffer	Bemerkungen
		220	132	29,0	108	23760	Im Durch- schnitt 0,83	Spez. Gewicht der ver- wendeten Baustoffe je nach Festigkeitsbedarf schwan- kend zwischen 1,10 (poröser Diatomeen-Stein) und 1,7 (Sterchamol bzw. Leichtbeton einschließlich w. d. Putz und Distanzstücke d. Luftzellen). Wasserdichter Putz durch weg angenommen. Eisenarmierung je nach Festigkeitsbedarf schwan- kend zwischen 3 und 16 kg/qm entsprechend im Durchschnitt pr. qm 7 kg = 7 Gewichts- prozenten der Gesamtkon- struktion ausschließl. eiser- ner Stützen in Lukenecken. Eiserne Fußwinkel, Decks- winkel und Stützen bleiben
Bei den Kosten von eiser- nen Einbauten ist mit einem Verkaufswert von ca. 2060 M. die Tonne Ma- terial einschließlich Ver- nichtung und aller Zuschläge gerechnet. Alle Eisensäule der Decköffnungen und eiserne Abstützung der Decks in den Sällecken sind beibehalten, also hier in keinem Falle gerechnet. Von Deckshäusern nur die geeigneten ohne Längsbe- anspruchung.	165	107	17,7	96	15840			
	130	137	17,8	163	21190			
	60	98	5,9	96	5760			
	35	80	2,8	74	2590			
	80	73	5,8	86	6880			
	490	58	28,4	78	38200			
	630	58	36,5	78	49200			
	500	80	40,0	74	37000			
	1900	80	152,0	74	140500			
	2700	80	216,0	74	200000			
			551,9		540920		Den Preisen sind die Ma- terialkosten vom Sept. 1919 zugrunde gelegt.	

und Feuer ohne Konstruktionsbedeutung für den Schiffskörper.

	100	405	40,5	445	44500	0,212	Spez. Gewichte, Armierung und wasserdichter Putz wie oben.
Mit Blätterholzkohle, Iso- lierpappe und Holzschalung wie bisher üblich, isoliert.	530	160	84,8	165	87450	0,28	
Wie oben, mit Bimsdielen usw. wie bisher ausgeführt.	1000	80	80,0	74	74000	0,80	
Mit einfachen Schichten und Lufträumen wie bisher.	150	150	22,5	86	12900	0,79	
In bisher üblicher Weise isoliert.	264	243	64,1	195	51480	0,26	
			291,9		270330		

und Feuer, mit Konstruktionsbedeutung für den Schiffskörper.

(Wasserdichte Unter- Raumschotten werden bis zum Ergebnis naturgroßer Versuche zurückgestellt.)	470	158	74,2	182	85540	0,792	In den Sparbaukonstruk- tionen befinden sich insge- samt rd. 70 T Rundeseisen für Armierung, welche von 1071 T Eisenersparnis abzuzieh. sind.
Ersetzung nur wegen vor- zeitiger Abrostung in diesen Räumen.	580	126	73,1	135	78300	0,67	
	200	126	25,2	110	22000	1,15	
			172,5		185840		
			1016,3		997090		

betr. Bauteile. Eisenersparnis rd. 1000 T = 10 1/2% vom Gesamtbestellgewicht des Schiffes

wird. Das gleiche gilt für die zugsichere und dichte Verbindung der Heizraumtandekke mit der Stahlbeplattung davor und dahinter. Die Unter- raumschotten wurden in der Vergleichsrechnung noch außer Betracht gelassen. Anerkannt wurden, außer den hier geltend gemachten Gesichtspunkten, die erheblich verbesserte Isolierung des Schiffes gegen die Wärmestrahlung der Antriebsanlage, welche man nach den Wärmedurchgangsziffern als rund sechsmal besser bezeichnen kann, und als mindestens gleichwertig mit den neben bewohnten Räumen bisher angewandten Schachtisolierungen; ferner der feuersichere Abschluß so umschlossener Räume gegen die Nachbarschaft und schließlich der bedeutungsvolle Ausfall an unwillkommenen Reklassifikations- und Instandhaltungsarbeiten der Schiffskörper.

Die hier vorgeschlagenen Maßnahmen kann jede Werft für sich baulich durchführen, nachdem sie sich in diese Technik, unter vielleicht sogar nur fallweiser Heranziehung des geringen, hierfür nötigen Fachpersonals, hineingefunden hat.

Der Bedarf an Arbeitskräften ist im übrigen, auf den Quadratmeter Schott- oder Schachtfläche berechnet, erheblich geringer, was auch zur Erklärung für den Grad der Verbilligung beiträgt.

In dem weiten Gebiete wirtschaftlicher Konstruktionsfragen im Schiffbau ist das hier Vorgebrachte natürlich nur ein kleiner Teil. Die Möglichkeiten, welche sich der planmäßigen Fortschrittsarbeit, allein im Gebiete der Einzelheiten der Eisenkonstruktion, und beim Aufbau der Schiffskörper darbieten, sind noch weite und verheißungsvolle. Sie liegen jetzt, wie ich noch einmal betonen möchte, für uns mehr in der Richtung der qualitativen Weiterentwicklung, als in der des Typens, Normens oder des Reihenbauens. Dabei soll den Bestrebungen nach einer gewissen Vereinheitlichung, sowie nach Reihenbau innerhalb von Typen ähnlicher Fahrtbereiche und Ladungsarten, durchaus nicht die wirtschaftliche Bedeutung abgesprochen werden. — In dieser Hinsicht muß man sogar von den Antriebsanlagen der Schiffe sehr viel erhoffen. Denn bezüglich Dieser kommen bei den verschiedenen Reedereien und Fahrtbereichen keine so grundverschiedenen Betriebsbedingungen in Frage, wie bei den Schiffen selbst. Man geht allerdings wohl nicht fehl in der Annahme, daß sowohl

die Räderturbine, als auch der Dieselmotor, noch anders als heute aussehen werden, wenn der zweckmäßige Zeitpunkt der Typung hier als gekommen erachtet werden wird.

In dem Wettkampfe zwischen der Heißdampfäderturbine mit ölgefeuerten Wasserrohr- oder Zylinderkessel einerseits und dem Dieselmotor andererseits, wird die jeweilige Entscheidung der Reedereien außer von den Kosten- und Gewichtsfragen, auch ganz wesentlich noch von der vergleichsweise anerkannten Betriebssicherheit, von Personalfragen und von den akustischen und Vibrations-Wirkungen der Antriebsanlagen innerhalb des Schiffskörpers abhängen, und danach einstweilen wohl noch verschieden für Passagierdampfer und für Frachtdampfer ausfallen.

Erörterung.

Herr Dipl.-Ing. Fr. W. Achenbach, Berlin:

Meine Herren, der Vortrag geht im wesentlichen auf drei konstruktive, aber vollkommen heterogene Fragen ein, auf die Schiffsform hinsichtlich Völligkeit und Stabilität, auf den Eisenbetonschiffbau und auf den Einbau von Eisenbetonschotten und eben solchen Aufbauten in Eisenschiffen.

Die Folge der Zusammenziehung des reichen Materials in ein kurzes Referat bedingt eine erhebliche Unklarheit in wesentlichen Punkten. Es wäre erwünscht gewesen, wenn der Herr Vortragende das beabsichtigte große Schleppprogramm der Hamburger Versuchsanstalt der allgemeinen Erörterung nicht vorenthalten hätte, anstatt in einigen Sätzen darüber hinwegzugehen. Durch Auswertung des bereits Untersuchten, ferner durch Bearbeitung der reichen Literatur, kann viel Geld für Versuche gespart, könnten die neuen Aufgaben um vieles klarer und bestimmter gestellt werden.

Eine der Aufgaben, die Herr Dr. Foerster sich gestellt hat, und die wohl jedem Konstrukteur schon Schwierigkeiten bereitet hat, ist die, zu einer größten Geschwindigkeit den größten zulässigen, noch wirtschaftlichen Völligkeitsgrad des Schiffskörpers zu finden. Früher suchte man diese Aufgabe zu lösen, indem die Forscher Grenzwinkel für den Wasserein- und -austritt der mittleren Wasserlinie oder eines vereinfachten Schiffskörpers festsetzten. Hierher gehören die Methoden von Kirk, Norman, Middendorf, Richter und anderer. Neuere Forscher setzten auf Grund von Schleppversuchen und Probefahrten die wirtschaftliche Geschwindigkeit in direkte Beziehung zum Völligkeitskoeffizienten δ oder Zylinderkoeffizienten φ , so daß der Konstrukteur aus einem Diagramm für eine gegebene Völligkeit und Schiffslänge die dazugehörige Geschwindigkeit entnehmen kann.

Es ist nun bisher meist üblich gewesen, das Hinterschiff völliger zu machen als das Vorschiff. Dies drückte sich besonders darin aus, daß der Displacementsschwerpunkt gewöhnlich hinter der Schiffsmitte lag. Die Rücksicht auf die Wirkung von Schiffschraube und -ruder bedingt nun bei Schiffen größter Völligkeit, daß der Völligkeitsgrad

des Hinterschiffes kleiner sei als der des Vorschiffes. Es wäre durch Versuche festzustellen, in welchem Verhältnis die beiden Teil-Völligkeitsgrade δ_v und δ_h stehen müssen. Hierbei kann ein paralleles Mittelschiff als auf den Formwiderstand von geringem Einfluß außer Betracht gelassen werden.

In der Tat können Sie, wenn Sie die Figuren 1 a—1 e des Foersterschen Vortrages ansehen, feststellen, daß das Vorschiff völliger ist als das Hinterschiff. Es wäre daher für die richtige Beurteilung dieser Versuche wichtig gewesen, wenn der Herr Vortragende die Völligkeitsgrade für Vor- und Hinterschiff mit angegeben hätte. Ohne diese Angaben bleiben seine Versuche Halbheiten mit unzutreffendem Schluß.

Zu den von dem Herrn Vortragenden kritisierten Versuchen von Mc. Entee, die ich in meinem vorjährigen Vortrag anführte, bemerke ich, daß dieselben für Schraubenschiffe angestellt sind, die gleiche Länge und gleiche Völligkeitsgrade hatten, jedoch in bezug auf die Spantform unterschiedlich waren. Mc. Entee war sich über die Tragweite seiner Untersuchungen nicht im mindesten im Zweifel, da er die Propellereigenschaften der untersuchten Schiffe ausdrücklich erwähnt.

Ich kann dem Vortragenden nicht zustimmen, wenn er dem schiffbautreibenden Ausland Unkenntnis der Bedingungen und Verhältnisse des Fahrbetriebes nachsagt. Es ist doch wohl selbstverständlich, daß keine Reederei, wenn sie noch so großzügige Versuche anstellen läßt, die letzten kommerziellen Konsequenzen derselben an die große Glocke hängen wird. Wir müssen mit dem Auslande wieder zusammenarbeiten, und deshalb müßte der Chef des Schiffahrtswesens unserer größten Reederei jedes Wort auf die Wagschale legen, das er an die ausländische Schiffahrt richtet.

Nun zu den Fragen des formstabilen Schiffes. Es ist bekannt, daß der Herr Vortragende die Anregung zu dieser Idee aus der Fehlkonstruktion des Dampfers „Kap Finisterre“ erhalten hat. Auch bei den Raddampfern „Prinzessin Heinrich“ und „Königin Luise“ sind die Wulste an der Bordwand nur als konstruktiver Notbehelf für unzulängliche Stabilität anzusehen. Wären diese Schiffe von Hause aus richtig dimensioniert gewesen, so wäre es keinem Menschen eingefallen, die Wulste anzubringen, ebenso wenig wie man sich dazu entschlossen hätte, der „Kap Finisterre“ 1200 Tonnen Eisenballast zu verabfolgen. Bei dieser Sachlage ist es notwendig, sorgfältig zu prüfen, ob man nicht vom Regen in die Traufe kommt, wenn man aus der Not eine Tugend macht und die Wulstschiffe in bewußter Absicht baut. Diese Prüfung ist angebracht, weil die Beweisführung des Herrn Vortragenden an Unklarheiten leidet. Auch fehlt jede Erklärung für die physikalischen Vorgänge. Der Herr Vortragende hat sich bei seinem Vortrag auf die Ausführungen in der Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure*) berufen. Es ist aber dort nicht dargelegt, wie die Wirkung der formstabilen Anschwellung eigentlich vor sich geht. Ich sehe mich daher veranlaßt, folgendes vorzubringen: Abb. 1 sei ein Querschnitt des normalen Schiffes: AB sei die Tiefladelinie. Es werden nun „formstabile“ Anschwellungen angebracht: sie erzeugen einen Auftrieb $+AD$. Dieser soll gleich sein einem zugefügten Gewicht $\mathfrak{A} + \mathfrak{B}$:

$$AD = \mathfrak{A} + \mathfrak{B}.$$

Ich teile diesen Auftriebszuwachs AD in zwei Gewichte auf, einen festen, mit dem Schiff verbundenen, Aufbau \mathfrak{A} , und einen Teil, den man aus dem Schiff wieder herausnehmen kann. \mathfrak{B} -Ballast, Beladung oder wie Sie es nennen wollen. Der Schwerpunkt von \mathfrak{B} sei L, der Schwerpunkt von \mathfrak{A} sei N. Der Schwerpunkt des Systems ($\mathfrak{A} + \mathfrak{B}$) sei S. Nun ist die Bedingung für die Gleichheit der Stabilität des ersten Schiffes mit dem zweiten, daß S auf einer Horizontalen mit dem Schwerpunkt von AD , dem

*) Nr. 294, Nr. 31, Band 61.

Auftrieb der Wulste, liegt. Was geschieht nun, wenn wir \mathfrak{B} aus dem Schiff entfernen? Sobald wir einen kleinen Teil von \mathfrak{B} aus dem Schiff entfernen, ist, weil \mathfrak{B} unter dem Systemsehwerpunkt liegt, eine Verminderung der Stabilität damit verknüpft, denn das Wasserlinien-Trägheitsmoment verändert sich ja nicht, oder nur außerordentlich wenig. Welches ist nun die Bedingung dafür, daß die Stabilität gleichbleibt, obwohl ich \mathfrak{B} ganz aus dem Schiff entferne? Das Trägheitsmoment der Tiefadellinie sei J_1 , das der geleichterten Schwimmlinie J_2 : alsdann ist die Bedingung, daß dieses um \mathfrak{B} erleichterte Schiff ebenso stabil sei, wie das Schiff auf der Schwimmlinie $A B$:

$$J_2 - J_1 = \mathfrak{B} \cdot \overline{O L},$$

wobei mit O der Schwerpunkt der austauchenden Schicht $A B A_1 B_1$ bezeichnet ist. Hieraus schon kann man die „formstabilen“ Anschwellungen berechnen. Sie können weiter noch diese beiden Teile \mathfrak{A} und \mathfrak{B} in Beziehung zueinander setzen und kommen schließlich zu einer Form — ich will Ihnen die Ableitung ersparen —

$$J_2 - J_1 = \mathcal{A} D \cdot \overline{O L} \cdot \left(1 - \frac{\overline{L S}}{\overline{L N}}\right)$$

Für den Fall, daß für Aufbauten usw. kein Teil des Auftriebszuwachs verwendet wird, also $\mathfrak{A} = 0$ zu setzen ist, wird auch $\overline{L S} = 0$ und $\overline{O L}$ verwandelt sich in $\overline{O S}$. Sie sehen, auch für das „formstabile“ Schiff ist es keineswegs gleichgültig, wie man das Schiff entlädt, sondern es muß nach ganz bestimmten Gesichtspunkten entladen werden, damit es nicht ebenso unzureichend stabil wie das normale Vergleichsschiff wird. Und die Bedingung hierfür ist eben die, daß die Entladung nicht unterhalb des Punktes L entnommen werden darf oder für den Fall, daß die ganze Zuladung durch die Größe $\mathcal{A} D$ dargestellt sei — unter Ausschluß etwaiger Aufbautenvergrößerung —, muß diese so dem Schiff entnommen werden, daß der Schwerpunkt der Entladung über dieser Horizontalen durch S bleibt. Liegt der Schwerpunkt der Entnahme tiefer, so vermindert sich die Stabilität.

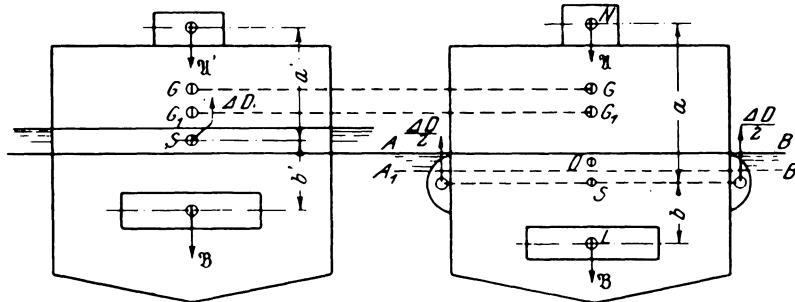


Abb. 1.

Abb. 2.

Um nun vollkommen klar in dieser Sache zu sehen, wollen wir noch definieren: ein „formstabiles“ Schiff ist ein solches, dessen Stabilitätsunterschied allein durch die Form des Schiffes ausgeglichen wird. Es darf sonach, um das Urteil nicht zu trüben, die Stabilisierung des „formstabilen“ Schiffes bei Vergleichsrechnungen nicht erreicht werden durch gleichzeitige Lageänderung der Systemsehwerpunkte und durch Ballast. Ferner müßte bei allen Vergleichsschiffen der Anfangszustand und die Anfangsstabilität gleich sein. Die Bedingungen für einen Vergleich auf gleicher Grundlage zwischen dem normalen Schiff I und dem Wulstschiff II (s. Abb. 1 und 2) sind die folgenden:

- 1) $(D + \mathcal{A} D)_I = (D + \mathcal{A} D)_{II}$
- 2) $(G G)_I = (G G)_{II}$
- 3) $\mathcal{A} D = \mathcal{A}' + \mathcal{B}' = \mathcal{A} + \mathcal{B}$
- 4) $a' \cdot \mathcal{A}' = b' \cdot \mathcal{B}'$; $a \cdot \mathcal{A} = b \cdot \mathcal{B}$.

Nun hat der Herr Vortragende eine ganze Reihe von Nebensächlichkeiten mit der Hauptfrage verquickt, so daß eine Beurteilung über die Wirkung der „formstabilen“ An-

schwellungen allein gar nicht mehr möglich ist. In seinen Berechnungen in der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure haben ihn z. B. Tiefgangsfragen veranlaßt, mit einem Ballast zu rechnen. Ferner hat er dem „formstabilen“ Schiff schon von Hause aus eine größere Stabilität zugebilligt. Auch haben die Vergleichsschiffe bei gleicher Breite ungleiche Deplacements, wodurch die Stabilität ebenfalls beeinflußt wird.

Hierzu kommt nun noch, daß er sich bei seiner Beweisführung auf die Wrobblerschen \overline{MG}_φ -Werte stützt, die auf irrtümlichen Voraussetzungen aufgebaut sind und daher falsche Ergebnisse liefern.

Ich verweise auf die Abhandlung des Herrn Vortragenden in der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure. Er hat dort auf Seite 721 die MG_φ -Werte für verschiedenartige Zustände aufgetragen und hierbei den betrieblich wichtigen Bereich besonders hervorgehoben. In dem Wrobblerschen Vortrag sind diese Kurven reichlich zu finden — ich will nur das Charakteristische der Kurven hier wiedergeben — wenn Sie in Abb. 4 eine Stabilitätskurve haben, so rechnet Herr Dr.-Ing. Wrobbel, indem er den Hebelsarm der statischen Stabilität durch den Sinus des endlichen Neigungswinkels φ dividiert.

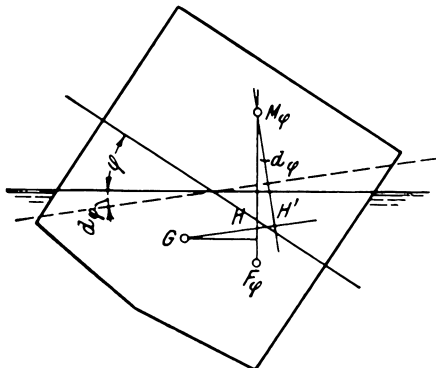


Abb. 3.

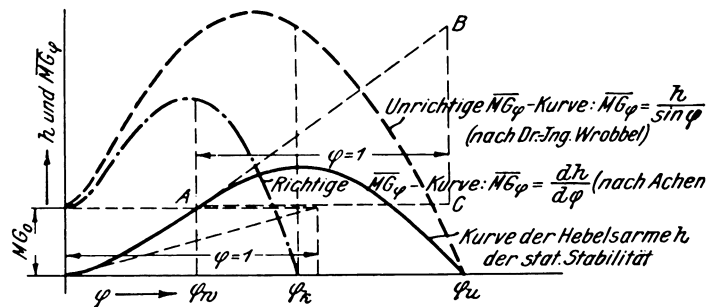


Abb. 4.

Er erhält dann Kurven, die nach Abb. 4 ungefähr so verlaufen: sie beginnen bei $\varphi = 0$ mit der metazentrischen Höhe \overline{MG}_φ , steigen dann an und erreichen ungefähr bei φ_k , also in der Nähe des Kulminationspunktes der Hebelsarmkurve, ihren Größtwert und werden zu Null, wo die Hebelsarmkurve die Abszissenachse schneidet. Nun sind aber in Wirklichkeit die \overline{MG}_φ -Werte des Herrn Dr.-Ing. Wrobbel überhaupt kein Maßstab für die Stabilität. Die richtigen \overline{MG}_φ -Kurven verlaufen so: sie beginnen mit \overline{MG}_0 bei $\varphi = 0$, steigen an und erreichen bei φ_w , der Abszisse des Wendepunktes der Hebelsarmkurve ihren Größtwert, um schließlich unterhalb des Kulminationspunktes dieser Kurve die Abszissenachse zu schneiden.

Nach Abb. 3 ist:

$$\overline{GH} = h \quad \overline{HH'} = dh = \overline{HM}_\varphi \cdot d\varphi$$

daher

$$\overline{HM}_\varphi = \frac{dh}{d\varphi};$$

nun ist in Abb. 4 die Strecke $BC = HM_\varphi$ und $\overline{AC} = 1$; da nun

$\frac{dh}{d\varphi} = \text{tg } BAC$, so ist auch AB eine Tangente an die Hebelsarmkurve im Punkt A

Mit Hilfe dieser Tangente kann für einen beliebigen Punkt der Hebelsarmkurve die Strecke

$\overline{HM}_\varphi = \frac{dh}{d\varphi}$ durch Konstruktion gefunden werden. Trägt man diese Werte \overline{HM}_φ *) zu den dazu gehörigen Neigungen φ auf, so erhält man die richtige \overline{MG}_φ -Kurve. Es folgt hieraus, daß die Größe \overline{HM}_φ und nicht das Wrobbelsche \overline{MG}_φ das Kriterium ist, das für endliche Neigungswinkel die Stelle der metazentrischen Höhe der aufrechten Lage übernommen hat.

Ich habe in meiner Erörterung im Jahrbuch 1915 auf Seite 398 den Beweis gebracht, daß das Schiff kentert, wenn es den Kulminationspunkt der Stabilitätskurve überschritten hat. Also hier bei dem Winkel φ_K ist der Stabilitätszuwachs Null, und es erreicht daher auch die \overline{MG}_φ -Kurve hier den Wert Null und nicht einen angenäherten Größtwert. Die richtige \overline{MG}_φ -Kurve ist die erste Abgeleitete (Differentialkurve) der Stabilitätskurve und stellt das schärfste Kriterium für den Stabilitätsverlauf dar. Ich glaube, den Hinweis auf die Bedeutung der Differentialkurve für mich in Anspruch nehmen zu dürfen.

Meine Herren, damit fällt aber die Beweisführung des Herrn Dr. Foerster zusammen. Ich will nicht sagen, daß die formstabilen Schiffe nicht gebaut werden können, sondern ich will nur sagen, daß die Beweisführung des Herrn Foerster große Mängel aufweist.

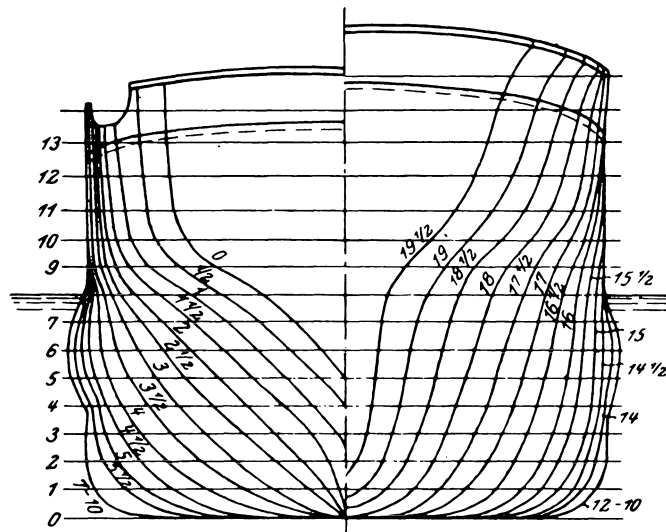


Abb. 5.

Meine Herren, man kann die Leckstabilität nicht so auffassen, daß man sagt, das lecke Schiff braucht eine hinreichend große metazentrische Höhe nicht zu überschreiten. Man muß vielmehr so konstruieren, daß im Leckfall ein Maximum an Stabilität zur Verfügung steht, in gleicher Weise wie zum Ersatz des beim Leck wegfallenden Displacements ein möglichst großes Reservedisplacement zur Verfügung stehen muß, da der Umfang der Havarien nicht im voraus bestimmbar ist. Alle anderen Erwägungen müssen zur Seite gesetzt werden. Diese große Stabilitätsreserve ist erforderlich, um im Zustande des Einstromens des Wassers erhebliche Schlagseite zu vermeiden. Ebenso wie die Displacements-

*) Für welche die Bezeichnung \overline{MG}_φ -Werte beibehalten werden soll.

reserve ein Versinken des Schiffes hintan halten soll, so soll die Stabilitätsreserve ein Kentern verhindern. Je größer die beiden Reserven sind, desto größer die Sicherheit des lecken Schiffes. Hierzu ist eine besondere Ausbildung des toten Werkes notwendig, da die Stabilitätsreserve ebenso wie die Auftriebsreserve nur aus dem Überwasserschiff entnommen werden kann. In gleicher Weise wie zur Erzielung hinreichender Anfangsstabilität im geleichteten Zustand Ausbeulungen der Bordseiten unter Wasser vorgesehen werden können, ebenso kann das Überwasserschiff ausgebildet werden, und zwar ist es zweckmäßig, hierzu das Vor- und Hinterschiff in der ausgedehntesten Weise heranzuziehen.

Ich habe bereits im Jahre 1915 einen ähnlichen Vorschlag gemacht (Abb. 5) gelegentlich meines Vortrags über Havarien und darf wohl behaupten, daß meine heutige Modifikation in Verbindung mit den formstabilen Anschwellungen in weit vollendetem Maße all die wirtschaftlichen Vorteile bester Raumausnutzung bieten als der nackte „formstabile“ Schiffskörper des Herrn Vortragenden und außerdem große Leckstabilität mit größtem Reservedisplacement verbindet. Bei geschickter Ausgestaltung der wulstigen Vorschiffspannten meines Vorschlages ist eine Geschwindigkeitsbehinderung nicht zu befürchten, wogegen ein dämpfender Einfluß auf die Stampfbewegungen zu erwarten ist.

Ich möchte zu der Handskizze Abb. 5 bemerken, daß die Ausbildung der Spannten über Wasser ansetzen muß. Es genügt also nicht, daß man ein Kreuzerschiffheck konstruiert, bei dem die größte Breite der Spannten in der Schwimmebene liegt. Die Reserve muß erst dann einsetzen, wenn sie wirklich gebraucht wird, nicht vorher. In gleicher Weise müssen die Wulste über der Wasserlinie ausgebildet werden. Der Volligkeitsgrad des Überwasserschiffes muß erheblich größer gestaltet werden.

Nun zum Eisenbetonschiffbau mit einigen Worten!

Die Ansicht des Herrn Vortragenden, daß sich der Eisenbetonschiffbau auf Schiffe von 2—3000 t beschränken soll, halte ich nicht für richtig. Er hat das, soviel ich weiß, einer amerikanischen Zeitschrift entnommen. Welche Schiffsgrößen man im Eisenbeton ausführen wird, das hängt lediglich von dem Wagemut der Unternehmer ab. Je größer das Schiff ist, desto mehr treten alle Schwierigkeiten des Materials zurück.

Was den Ersatz von Decks, Schotten und Aufbauten in Eisenschiffen durch Eisenbetonwände betrifft, so hatte ich die Ehre, im Jahre 1915 Ihnen Vorschläge hierüber zu machen. Auch sonst finde ich manchen Gedanken meiner Vorträge über Schiffshavarien und Eisenbetonschiffbau im Referat des Herrn Dr. Foerster wieder. Ich habe mich gefreut, hierin Illustrationen zu meinen früheren Vorträgen zu finden.

Herr Professor L i e n a u - Danzig:

Meine Herren! Ich habe leider den Vortrag des Herrn Dr. Foerster infolge einer Eisenbahnverspätung nur zum Teil hören können und kann mich daher nur auf den gedruckten Text beziehen. Ich möchte aber Herrn Dr. Foerster für die Fülle von Anregungen, die er uns wieder gebracht hat, unser aller Dank aussprechen. (Bravo.)

Aus den Einzelheiten des Vortrages möchte ich nur einige Punkte, welche von konstruktiver Bedeutung sind, hervorheben. Die von Herrn Dr. Foerster vorgeschlagene Bauart, für Schiffe von vereinfachten Formen das Mittelschiff in Querspanntenbauart, die Enden in Längsspanntenbauart auszuführen, scheint mir für die Übergangsstellen nicht ganz ohne Bedenken. Eine von mir früher einmal vorgeschlagene Bauart mit Längsspannten im Deck und im Doppelboden und Querspannten an den Seiten, die auch in England bereits praktisch ausgeführt worden ist, dürfte, für das Mittelschiff angewendet, in Verbindung mit reinen Längsspannten an den Enden zweckmäßiger sein. Die glatten Übergänge im Deck und Doppelboden würden auf diese Weise die schwachen Übergangsstellen der Seiten-

wände gut entlasten. Für den Doppelboden schlug Herr Dr. Foerster diese Bauart ja bereits vor.

Die ästhetischen Bedenken des Herrn Dr. Foerster gegen die Sprunglosigkeit der Schiffe kann ich nicht teilen. So gut wie eine Güterzuglokomotive ästhetisch schön sein kann, wird es auch ein sprungloses Schiff sein können. Es kommt nur auf die Lösung an. Bei sprunglosen Turmdeckschiffen ist der ästhetische Eindruck keineswegs beeinträchtigt. Vielleicht habe ich später einmal Gelegenheit, auf diese Frage etwas näher einzugehen.

Die Frage der Kombination von Eisenbau und Eisenbetonbau scheint mir noch sehr eingehender Durcharbeitung zu bedürfen. Die Verschiedenheit des Elastizitätsmoduls beider Materialien, welche Herr Dr. Foerster selbst vor kurzem durch einen Durchbiegungsversuch an fertigen Schiffen hat feststellen können, gibt doch Anlaß zu erheblichen Bedenken. Die genannten Versuche zeigten, daß das Eisenschiff bedeutend elastischer ist, als das Eisenbetonschiff. So lange der Eisenbetonbau sich auf Einbauten geringen Umfanges beschränkt, wird die Verschiedenheit der Elastizität fühlbare Nachteile nicht hervorrufen; dagegen scheint mir die Kombination für Bauteile von konstruktiver Bedeutung praktisch noch nicht so einwandfrei bewährt, daß man sie ohne Bedenken einführen könnte. Besonders hege ich Befürchtungen gegen den Einbau ganzer Querschotten aus Eisenbeton in Stahlschiffe. Es ist eine bekannte Erscheinung, daß schon beim reinen Eisenschiff die Verbindungsstellen des dünnwandigen, kastenförmigen Schiffsträgers mit den Querschotten stets Anlaß für ein erhöhtes Arbeiten der Vernietungen bieten. Die Querschotte sind starre Punkte, an welchen sich die Längsbeanspruchungen und die Torsionsbeanspruchungen besonders stark fühlbar machen und ein Kauen der Niete hervorrufen. Diese Gefahr wird bei der noch erheblich größeren Starrheit der Eisenbetonquerschotte noch größer werden. Eine gute Überführung der Spannungen an diesen Stellen wird daher besonders wichtig werden, so daß auf diesen Punkt die Aufmerksamkeit gelenkt werden muß.

Erfreut hat es mich, daß Herr Dr. Foerster einen heute so aktuellen Punkt betont hat, wenn er sagt: „Es hat wohl noch nie seit Bestehen deutscher Seeschifffahrt einen Zeitpunkt gegeben, wo es nötiger war, alle entsprechend geschulten geistigen Kräfte für die technische Ausführung anzuspannen.“ Auch Herr Kollege Laas hat schon gesagt, daß in der kommenden Zeit nur Qualitätsarbeit dazu führen kann, dem Schiffbau wieder seine alte Stellung zu erringen. Solche geistig geschulten Kräfte auszubilden, haben ja die Hochschulen die hohe Aufgabe. Zu ihrer Durchführung scheint es mir wichtig, auf die Notwendigkeit hinzuweisen, in der Ausbildung unserer Ingenieure der systematischen Forschung einen erheblich größeren Raum an unsern Hochschulen zu gewähren als bisher. Vorbereitungen dazu sind ja bereits im Gange. Die Forschungsinstitute, wie sie Amerika in den letzten Jahren geschaffen hat, stehen heute den deutschen an Wissenschaftlichkeit nicht nach, an Umfang sind sie ganz erheblich größer. Wenn wir Qualitätsarbeit leisten wollen, brauchen wir Forschungsinstitute, seien es nun selbständige, oder an Hochschulen angelehnte. Die Geldmittel für diese Institute werden wie in Amerika auch bei uns, wenigstens teilweise, durch die Industrie aufgebracht werden müssen, und sich immer rentieren. Ebenso wie zu hoffen ist, daß die deutsche Industrie unsere Danziger Hochschule, von der ich herkomme, nicht im Stiche lassen wird, darf erwartet werden, daß insbesondere die Forschungsinstitute seitens der Industrie die notwendige Beachtung finden werden. Dann wird die deutsche Industrie einmal die Ingenieure bekommen, die sie braucht, und das sind systematisch ausgebildete Forscher, Konstrukteure, Betriebs- und Verwaltungsingenieure.

Besonderen Dank möchte ich Herrn Dr. Foerster aussprechen, daß er auch in dieser Richtung durch seinen anregenden und durch reiches Material der Praxis gestützten Vortrag dazu beigetragen hat, die geistigen Kräfte zu wecken. (Lebhafter Beifall.)

Herr Dr.-Ing. W r o b b e l - Hamburg:

Meine sehr geehrten Herren! Wenn ich Gelegenheit nehme, zu dem Vortrage des Herrn Dr. Foerster das Wort zu ergreifen, so sind es die Äußerungen des Herrn Dipl.-Ing. Achenbach gewesen, die mich hierzu veranlaßt haben. Es ist zweifellos etwas außergewöhnlich, daß ein Diskussionsredner nicht zu dem eigentlichen Vortrag spricht, sondern sich gezwungen sieht, zu den Äußerungen eines anderen Diskussionsredners Stellung zu nehmen. Die Veranlassung ist eben die gewesen, daß mein Name in der Diskussionsrede des Herrn Achenbach gefallen ist, und zwar in Verbindung mit den sogenannten $(MG)_\varphi$ -Kurven, von denen Herr Achenbach behauptet, daß sie auf groben, sehr groben Irrtümern beruhen.

Ich finde, daß die Ausführungen des Herrn Achenbach nicht in der Lage gewesen sind, diesen Beweis anzutreten. Vielleicht nimmt er Gelegenheit, in der Diskussion zu meinem Vortrage morgen eingehender mir diesen Beweis zu liefern. Bis jetzt jedenfalls möchte ich nur feststellen, daß an Hand seiner Ausführungen die Behauptung, die $(MG)_\varphi$ -Kurven müßten an der von ihm bezeichneten Stelle in null hineinlaufen — nicht zu Recht besteht, denn an Hand des einfachen Verhältnisses $\sin \varphi = \frac{GH}{MG}$, d. h. gleich Hebelsarm durch das jeweilige MG , ergibt sich, daß beispielsweise bei 30 Grad die Ordinate der $(MG)_\varphi$ -Kurve doppelt so groß sein muß als die der Hebelsarmkurve. Das ist eine ganz einfache Rechnung, die sich im Handumdrehen machen läßt, die so einfach wie das Einmaleins ist, und die ich gern bereit bin, Herrn Achenbach im Anschluß an diesen Vortrag zu erklären. (Heiterkeit.)

Im übrigen hat Herr Achenbach behauptet, daß die Ausführungen des Herrn Dr. Foerster über die „Formstabilen“ Schiffskörper bzw. die diesbezügliche Veröffentlichung in der Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure so unklar gewesen wären, daß man nicht imstande gewesen wäre, die einzelnen sich ergebenden MG -Werte nachzurechnen. Ich möchte Gelegenheit nehmen, zu bemerken, daß Herr Dr. Commentz vom Bremer Vulkan und ich seinerzeit Herrn Dr. Foerster in den Berechnungen unterstützt haben, und daß meiner Ansicht nach wohl kaum jemals in einer Zeitschrift, sei es im Auslande, sei es in Deutschland, eine Veröffentlichung in derartig eingehender Form gemacht worden ist, und zwar lediglich mit Rücksicht darauf, um kontrolliert zu werden. Gerade mit Rücksicht darauf habe ich persönlich diese ganzen Berechnungen in meinen Vortrag übernommen, um sie hier noch einmal zur Diskussion zu stellen. Ich glaube, die Endwerte können jederzeit an Hand des veröffentlichten Materials nachgerechnet werden. Und wenn Herr Achenbach sich die Mühe genommen hätte, beispielsweise lediglich einmal eine $(MG)_\varphi$ -Kurve durchzurechnen, dann wäre er ohne weiteres zu der Überzeugung gekommen, daß der Irrtum nicht auf Seiten des Verfassers liegt, sondern auf seiner eigenen Seite.

Was Herr Achenbach über die Leckstabilität gesagt hat, ist mir leider ebenso unklar geblieben wie das, was er hier an der oberen Seite der Tafel ausgeführt hat. (Heiterkeit.) Vielleicht nimmt er morgen noch einmal Gelegenheit, wo ich mich eingehend mit der Leckstabilität zu beschäftigen habe, im Anschluß an meinen Vortrag sich zu äußern. Heute war es mir leider nicht möglich, an Hand seiner kurzen Worte das nötige Verständnis entgegenzubringen, um ihm hierauf antworten zu können. Es freut mich jedenfalls umso mehr, daß heute bereits die Frage der $(MG)_\varphi$ -Kurve angeschnitten worden ist, da hauptsächlich dieses Anschneiden der $(MG)_\varphi$ -Kurve die Aufmerksamkeit der Mehrzahl der Fachgenossen auf die $(MG)_\varphi$ -Kurven gelenkt hat, und die Herren vielleicht Ge-

legenheit nehmen werden, sich bis morgen damit zu beschäftigen, so daß morgen eine eingehende Diskussion über meinen Vortrag stattfinden wird. (Lebhafter Beifall.)

Herr Dipl.-Ing. Z e y s s :

Meine Herren! Der Herr Vortragende hat u. a. Versuche erwähnt, die jetzt in der Hamburgischen Schiffbau-Versuchsanstalt zur Durchführung gelangen. Hierzu möchte ich einige Ergänzungen beisteuern, um das beabsichtigte Programm noch schärfer zu kennzeichnen. Die Versuche werden umfangreicher Art und sollen ein möglichst großes Gebiet umfassen. Der Übersichtlichkeit halber werden sie jedoch in mehreren Teilprogrammen zur Durchführung gebracht. Fast alle großen deutschen Werften und Reedereien sind daran beteiligt, und da die Versuche von Herrn Dr. Foerster in gewisser Hinsicht Vorläufen zu diesem größeren Programm sind, dürfte so von Interesse sein, einiges Nähere über das weitere Vorgehen zu berichten.

Angeregt wurden die Versuche bereits vor längerer Zeit im Kriege, doch konnte erst jetzt an die Ausführung gegangen werden. Die augenblickliche Zeit ist für solche Unternehmungen günstig, da das Bestreben allgemein ist, die Bauweise der Schiffe zu vereinfachen und zu verbilligen. Die sehr vielseitigen Wünsche der an dem gemeinsamen Versuchsprogramm Beteiligten waren nicht leicht zu vereinigen. Es werden hauptsächlich zunächst verschiedenste Spantformen bei gleichen Hauptabmessungen und gleicher Völligkeit untersucht. Je ein Schiff mit U-Spanten, V- oder abgeschrägten Spanten, ferner sogenannten S-Spanten, die sich bezüglich des Hinterschiffes an die Kreuzerheckform anschließen, ohne dabei ein ausgesprochenes Kreuzerheck zu sein, werden untereinander verglichen und als Vergleichsgrundlagen für Schiffe mit rein geradlinigen Formen benutzt. In letzter Art sind zwar schon eine große Reihe von Versuchen in England und Amerika vorgenommen worden, und auch wir in Hamburg haben eine größere Zahl ähnlicher Versuche durchgeführt. Die scharfe Kimm ist dabei durch eine — ebenfalls durchweg gleichbleibende Abrundung ersetzt, so daß die Gewähr einfacher, billiger und somit wirtschaftlicher Bauart gegeben ist. Denn das ist es, was jetzt angestrebt werden muß! Die Versuche in Hamburg sollen des weiteren durch die sogenannte „Maier-Form“ erweitert werden. Es handelt sich dabei um den Gedanken, daß die größtmögliche Einfachheit in der Verlagerungslinie der Spantflächenschwerpunkte Formen geringsten Widerstandes ergeben soll. Die von diesem Ingenieur entwickelte Schiffsform, für welche zwei Werften Interesse zeigen, soll bei jetziger Gelegenheit mit den übrigen Schiffsformen verglichen werden. Wir treten auch dieser Frage näher, um keine gebotene Möglichkeit zu versäumen. Alle Versuche werden ohne und mit Anhängen ausgeführt, sodann — und das ist ein Haupt Gesichtspunkt bei dem Programm — sämtlich mit Schrauben. Die Versuche des Herrn Vortragenden haben Ihnen ja mit unabweisbarer Klarheit gezeigt, von welcher Bedeutung es ist, daß man die Versuche nicht nur mit dem Modell ohne Schrauben, sondern auch mit Schrauben ausführt, weil sich hierbei das Bild der Wertigkeit sehr leicht umkehren kann.

Die Versuche Dr. Foersters haben einen Hauptwert auf die Frage ökonomisch erzielbarer großer Völligkeit der Schiffe gelegt. Bei der Kürze der Zeit war es in Hamburg leider nicht erreichbar gewesen, die Foersterschen Versuche noch weiter auszubauen und sie schon früher der Einsicht zugänglich zu machen. Ich möchte daher anregen, die Ergebnisse noch weiter auszuwerten und sie vor allen Dingen in bezug auf die Sog- und Nachstromverhältnisse in der endgültigen Niederschrift durch einen kleinen Beitrag zu ergänzen.

Zu den Ausführungen von Herrn Achenbach möchte ich noch einige Bemerkungen machen. Wie ich Herrn Achenbach bezüglich der Lage des Verdrängungsschwerpunktes

verstanden habe, sollte derselbe hinter Mitte Schiff liegen. Das würde bedeuten, daß das Vorschiff relativ schlanker und das Hinterschiff relativ völliger sein müßte. Das ist bei Schiffen vorliegender Art nicht zu empfehlen, im Gegenteil! (Herr Achenbach: Habe ich gar nicht gesagt. Es wird meistens so gehandhabt, daß der Schwerpunkt hinter der Mitte liegt.) Meine Erfahrung geht dahin, daß die Werften den Verdrängungsschwerpunkt bei Fahrzeugen vorliegender Größe meistens vor die Mitte legen. Mir ist ferner bekannt, daß auf Grund von Versuchen die Lage des Verdrängungsschwerpunktes nach vorn zu günstiger ist, natürlich nur innerhalb enger Grenzen. Nach allen bekanntgewordenen Versuchen ist es erwünscht, den Schwerpunkt nicht in die Schiffsmittle oder hinter dieselbe zu verlegen, sondern möglichst vor Mitte Schiff, und zwar bei Frachtschiffen vorliegenden Typs und Geschwindigkeitsbereichs um etwa $1\frac{1}{2}$ —2 v. H. der Länge zwischen den Loten. Es wäre natürlich etwas anderes, wenn die Formen von Linienschiffen, Kreuzerhecks oder Torpedobootsformen zum Vergleich herangezogen werden. Bei diesen liegen die Verhältnisse wegen des gänzlich verschiedenen Wasserablaufs nach hinten zu ganz anders. Bei hohen Geschwindigkeiten treten ebenfalls andere Gesichtspunkte auf. Die Frage der günstigsten Schwerpunktlage haben wir uns in Hamburg auch mit auf die Tagesordnung des ersten Versuchsprogramms geschrieben. Auch diese Versuche dürfen nicht ohne Schrauben durchgeführt werden.

Bei den Ausführungen des Herrn Achenbach fiel mir noch der zusätzliche Vorschlag auf, den er bezüglich der formstabilen Schiffskörper machte. Er möchte über Wasser einen weiteren Wulst anbringen. Sowohl vom konstruktionstechnischen als auch vom Standpunkte des praktischen Schiffbaues aus könnte ich einen derartigen Vorschlag nicht empfehlen, denn ein mit einem solchen Wulst ausgerüstetes Schiff wird bei vorderlicher See unbedingt viel an Fahrt verlieren und im übrigen schiffbaulich ungünstig zu bewerten sein.

Die Versuche von Herrn Dr. Foerster haben uns angeregt, den Gedanken der kreuzerheckartigen Schiffe weiter zu verfolgen und uns einen Weg gewiesen, die Rentabilität beim Bau der Handelsschiffe zu heben. Deshalb haben wir sie mit großer Freude begrüßt. Sie bilden gleichzeitig den Auftakt zu einem umfassenden Versuchsprogramm, und wir wollen hoffen, daß uns schon die nächstjährige Tagung der Schiffbautechnischen Gesellschaft Gelegenheit geben wird, eingehender über Ergebnisse zu berichten, und daß diese Arbeiten — ähnlich wie der Vortrag von Dr. Foerster — beitragen werden, die wirtschaftliche Konstruktion im deutschen Schiffbau weiterhin auszugestalten. (Beifall.)

Herr Marine-Baurat Schlichting - Berlin:

Meine Herren, den sehr interessanten Ausführungen des Herrn Vortragenden habe ich mit großer Freude entnommen, daß sich die Industrie zusammengeschlossen hat, um ihre Kräfte zur Lösung allgemeiner wissenschaftlicher und technischer Fragen zu vereinigen. Im Sinne der Anregungen, die ich mir auf unserer letzten Versammlung zu geben erlaubte. Es freut mich ferner, daß der Herr Vortragende auch diejenigen Kreise, die außerhalb des eigentlichen Handelsschiffbaues stehen, zur Mitarbeit begrüßt, soweit sie dem Handelsschiffbau Erfahrungen entgegenzubringen haben. Ich muß allerdings leider feststellen, daß meine dienstlichen Erfahrungen praktisch von dieser Bereitschaft, außerhalb des Handelsschiffbaues stehende Kreise an der Mitarbeit zu beteiligen, wenig haben merken lassen. Ich habe den verschiedenen Werften und Reedereien die Hilfe der Versuchsanstalt der Admiralität zur Lösung ihrer Aufgaben angeboten, weil die Versuchsanstalt über ein sehr erhebliches Erfahrungsmaterial verfügt. Es ist uns darauf vom Kriegsausschuß der deutschen Reedereien mitgeteilt worden, es bedürfe der Mitarbeit der Versuchsanstalt der Admiralität nicht, weil eben die Hamburgische Schiffbauversuchsanstalt vollständig in der

Lage sei, allen Anforderungen zu genügen. (Hört, hört!) Der Kriegsausschuß der deutschen Reedereien hat es sogar ausdrücklich abgelehnt, unser Anerbieten, unsere Kräfte zur Verfügung zu stellen, an die ihm zugehörigen Reedereien weiterzugeben. Meine Herren, ich bin nicht der Ansicht, daß dieses Verfahren im Interesse des deutschen Schiffbaues liegt. Man soll allen Kräften die Möglichkeit bieten, sich umzustellen auf die Aufgaben, die heutzutage im Brennpunkt des Interesses liegen. (Sehr richtig!) Und daß erhebliche Vorteile, z. B. auch aus der Versuchsanstalt, gezogen werden können, so weit man die Ergebnisse einer Versuchsanstalt zunächst als maßgeblich betrachtet, das, glaube ich, würde die Versuchsanstalt leicht nachweisen können. Ich möchte z. B. den Reedereien vorschlagen, die Hamburgische und die Versuchsanstalt der Admiralität zu einer Konkurrenz aufzufordern, wenn es sich um die Lösung irgendeiner praktischen Handelsschiffbauaufgabe handelt. Ich kann wenigstens feststellen, daß es uns bei der ersten Werft, die wirklich uns entgegenkommenderweise ihre Pläne zur Prüfung übersandte, gelang, mit dem ersten Modell, das wir im Vergleich zu den eingesandten Plänen herstellten, eine Verringerung des EPS-Bedarfs von über 15 % zu erzielen. Meine Herren, das ist, wenn man die EPS-Werte, über deren Bedeutung ich mich noch auslassen werde, zunächst als Maßstab gelten läßt, eine für die Ökonomie des Schiffes geradezu außerordentliche Verbesserung. Es läßt sich leicht nachrechnen, daß durch diese Verbesserung für eine Serie von 9 Dampfern, um die es sich hier handelte, in 100 Betriebstagen 300 000 Mark allein an Kohlen erspart werden. Leider ist es, wie uns mitgeteilt worden ist, nicht möglich gewesen, diese Verbesserung auszunutzen, weil die Schiffe bereits zu weit in der Konstruktion vorgeschritten waren. Es hätten Änderungen der Plattenbestellungen stattfinden müssen, die die Erledigung der Bestellung zu sehr verzögert hätten. Jedenfalls zeigt dieses Beispiel, daß die Hamburgische Anstalt allein noch nicht in der Lage ist, die volle Gewähr dafür zu übernehmen, daß alle Reedereien dasjenige Maß von Ökonomie in der Ausbildung ihrer Schiffsförmern gewinnen, das meiner Ansicht nach geradezu eine Voraussetzung für die Wettbewerbsfähigkeit auf dem Weltmarkt ist, in anbetracht der äußerst scharfen Konkurrenz, die sich in absehbarer Zeit geltend machen wird.

Ich möchte weiter darauf hinweisen, daß auch die Formen, die der Herr Vortragende hier vorgeführt hat, nach meiner Ansicht nicht erkennen lassen, daß sich sein bisheriges Programm auf einer ganz einwandfreien Grundlage bewegt. Dazu sind meines Erachtens die Krümmungsradien, die der Herr Vortragende dem Schiff mit senkrechten Spanten am Boden gegeben hat, viel zu gering. Sie geben jedenfalls im Modell eine außerordentliche Widerstandsvermehrung, wenn man sie mit Formen vergleicht, die einen größeren Krümmungsradius haben. Bei dem Kreuzerheckmodell, wo der Krümmungsradius in der Kimm liegt, ist der Einfluß des Krümmungsradius dagegen verhältnismäßig gering, und zwar um so geringer, je mehr man ihn in einen richtigen Strak hineinlegt. Er kann sogar fast ganz verschwinden, d. h. man kann das Schiff in der Kimm unter Umständen scharfkantig ausbilden, ohne eine nennenswerte Widerstandsvermehrung zu erzielen. Die Widerstandsergebnisse dieser beiden Typen können infolgedessen nicht als typische gelten, sondern es sind Zufallsergebnisse, die sich wesentlich ändern würden, wenn dieselbe Frage mit angemesseneren Krümmungsradien untersucht würde. Das Programm muß also nach meiner Ansicht — und ich möchte das besonders auch in bezug auf die Ausführungen, die der letzte Herr Diskussionsredner hier gemacht hat, sagen — zunächst darauf ausgehen, in den Details Formen zu wählen, die einen einwandfreien Vergleich gestatten. Ich möchte anregen, daß die Hamburgische Versuchsanstalt sich in der Beziehung das zunutze macht, was die Versuchsanstalt der Admiralität bereits festgestellt hat. Sie wird dadurch viel Geld sparen und vor allen Dingen, was noch wichtiger ist, vielleicht auch viel Zeit.

Meine Herren, noch auf andere Punkte möchte ich mir erlauben, in diesem Zusammenhang aufmerksam zu machen. Es ist nicht allein das reine Versuchsmaterial, das die Admiralitätsanstalt zu bieten hätte, sondern es sind auch die Erfahrungen wissenschaftlicher und allgemeiner Art, die aus dem Versuchsmaterial herausgezogen sind und die eine Anstalt, die erst im Beginn ihrer Versuchstätigkeit steht, nicht so ohne weiteres zur Verfügung hat, vor allem z. B. Anschauungen über die Anwendbarkeit der ganzen Modellversuchstechnik. Je mehr man sich mit dieser Frage verantwortlich beschäftigt, desto mehr wird man den Versuchsergebnissen skeptisch gegenüberstehen und ihren Verwertungsbereich begrenzen, wie ich eben an einem Beispiel gezeigt habe. Ich möchte im besonderen auch feststellen, daß man bei Handelsschiffen sehr vorsichtig in der Verwertung der aus den Schleppversuchen erhaltenen Froudeschen Rechnungsergebnissen sein muß. Im allgemeinen findet man, daß der prozentuale Widerstandsunterschied, den zwei Modelle gleicher Hauptabmessungen aufweisen, zunimmt, wenn die Widerstände auf das Schiff umgerechnet werden und zwar vielleicht um 20—40%. Um diesen Betrag steigert sich also der Vorteil, den eine Schiffsform gegenüber der andern aufweist, wenn die Modellwiderstände in EPS-Werten für das Schiff nach Froude ausgerechnet werden. Daß diese EPS-Werte auch als relatives Maß nicht ohne weiteres zuverlässig sind, möchte ich an einem Beispiel kurz erläutern.

Es seien dem Vergleich zwei Modelle mit gleicher Oberfläche zugrunde gelegt, von denen das eine verhältnismäßig scharf ausgeprägte und das andere eine weniger scharf ausgeprägte Kimm hat. Die Modelle werden nach Froude einen gleichen Oberflächenwiderstand haben. Infolgedessen wird der Widerstandsunterschied nach Froude lediglich auf den wellenbildenden Unterschied zurückzuführen sein. Rechnet man auf das große Schiff um, so muß der Prozentsatz, um den sich diese beiden Schiffsformen im Widerstand unterscheiden, größer werden, weil der Oberflächenwiderstand für das Schiff verhältnismäßig kleiner als für das Modell ist. Das ist das Ergebnis nach Froude. Wenn jedoch, wie ich das bereits in diesem Frühjahr ausgeführt habe, berücksichtigt wird, daß die Zähigkeit nicht nur tangential auf den Oberflächenwiderstand, sondern auch normal auf den Formwiderstand einwirkt, indem sie Wirbel und Ablösungserscheinungen hervorruft, dann darf der Widerstandsunterschied der betrachteten beiden Schiffsformen von gleicher Oberfläche nicht allein auf den Wellenwiderstand zurückgeführt werden, sondern er muß in diesem Falle wesentlich auch dem Unterschiede im Wirbelwiderstand zugeschrieben werden, der durch die verschiedenartige Kimm erzeugt wird. Dieser Anteil des Zähigkeitswiderstandes wird nun ähnlich wie der Froudesche Oberflächenwiderstand bei zunehmenden Schiffsabmessungen abnehmen und dadurch bewirken, daß auch der Widerstandsunterschied der verglichenen Schiffsformen, soweit er auf solche Wirbel zurückzuführen ist, mit zunehmender Schiffsgröße abnimmt.

Ich will kurz erwähnen, daß der Widerstandsunterschied dieser beiden Formen, wenn man den Einfluß auf Wirbelwiderstand zurückführt, beim Schiff kleiner ausfallen kann als beim Modell, d. h. gerade umgekehrt wie bei Froude. Das ist ein Punkt, der in Betracht gezogen werden muß.

Ein anderer Punkt ist der Einfluß der Schraube. Ich kann mich in dieser Beziehung den Ausführungen, die der Herr Vortragende gemacht hat, nicht anschließen. Er hat als Beispiel für den Einfluß der Schraube die Versuchsergebnisse angeführt, die zwei Modelle von „Vaterland“ ergeben haben, und hat gefunden, daß dasjenige Modell, das beim Versuch ohne Schraube ursprünglich das günstigere war, nachher mit Schrauben das schlechtere geworden ist. Er leitet diese Feststellung lediglich ab aus der Widerstandsmehrung, die sich beim Versuch mit Schrauben ergeben hat, ohne dabei der Dreharbeit der Schraube ausschlaggebende Bedeutung beizumessen. Nur nebenbei wird erwähnt, daß die

Änderung des Schraubenwirkungsgrades allerdings vielleicht eine Verschiebung des Ergebnisses herbeiführen könnte. Tatsächlich ist es hydrodynamisch nicht zulässig, die Widerstandsvermehrung, die der Versuch mit der Schraube ergibt, als leitenden Faktor für die Bewertung der Schiffsförmigkeiten anzusehen. Denn für die Güte der Schiffsförmigkeit ist schließlich nur die Drehleistung der Schraube maßgebend. Diese steht aber mit der von letzterer erzeugten Widerstandsvermehrung nur in einem sehr mittelbaren Zusammenhang, da die Drehleistung = $(\text{Schiffswiderstand} + \text{Widerstandsvermehrung}) \times (\text{Schiffsgeschwindigkeit} - \text{Vorstrom})$ ist.

Schraubenwirkungsgrad

Eine verhältnismäßig große Widerstandsvermehrung ist daher noch kein genügendes Zeichen für einen großen Leistungsaufwand der Schraube, sie kann ihren Ausgleich nicht nur in einer Verbesserung des Schraubenwirkungsgrades, sondern auch in einem starken Vorstrom finden, und das Anwachsen beider Größen ist auch tatsächlich ursächlich oft miteinander verknüpft, so wird ein Völligermachen der Schiffsförmigkeiten oft nicht nur einen stärkeren Schraubensog, sondern auch einen stärkeren Vorstrom hervorrufen, insofern der Wasserstrom sich hinter der völligeren Schiffsförmigkeit sich schneller schließt. Praktisch ist im übrigen die Berücksichtigung des Vorstroms kaum zuverlässig durchführbar. Das Froudesche Verfahren, ihn aus dem Vergleich derjenigen Umdrehungszahlen zu ermitteln, bei denen die Schraube freifahrend und hinter dem Schiff den gleichen Schub erzeugt, erscheint deswegen nicht einwandfrei, weil die zwischen Schiff und Schraube von letzterer erzeugte Druckverminderung auf das Verhältnis von Umdrehungszahl und Schraubenschub einen Einfluß hat, der denjenigen der durch das Schiff erzeugten Strömung überlagert. Die Tatsache, daß die durch die Schraube hervorgerufene Widerstandsvermehrung nur eine Folge dieser Druckverminderung ist und als innere Kraft des Systems Schraube — Schiff nur angibt, bei welchem Unterdruck das Gleichgewicht zwischen Schiffswiderstand und Schraubenschub hergestellt wird, beweist vielleicht am deutlichsten, daß diese Widerstandsvermehrung kein Maß für die äußere Arbeit ist, welche der Schraube als Drehleistung zugeführt werden muß. Es ist daher höchst bedenklich, von zwei Modellen dasjenige als das ungünstigere anzusehen, das zwar die größere Widerstandsvermehrung durch die Schraube erfährt, aber beim Versuch ohne Schrauben das günstigere war.

Ich will, um nicht zu ausführlich zu werden, auf die sonstigen Momente, welche für die wirtschaftliche Gestaltung der Schiffsförmigkeiten beachtet werden müssen, nicht weiter eingehen, möchte aber betonen, daß es mir tatsächlich wesentlich erscheint, daß allen Kräften und allen Anstalten, die auf diesem Gebiete gearbeitet haben, die Mitarbeit möglich gemacht wird, und daß hier nicht einseitig und nach meinem Gefühl etwas engherzig der Standpunkt eingenommen wird, wir wollen als Handelsschiffbauer gewissermaßen unter uns bleiben. Ich würde mich sehr freuen, wenn der Herr Vortragende in diesem Sinne im Kreise der Instanzen und der Reedereien wirken würde, die ihm nahestehen. (Beifall.)

Herr Direktor Zetzmann-Kiel:

Meine Herren, ich möchte nur auf zwei Punkte eingehen; erstens auf die Stellungnahme des Diskussionsredners Herrn Achenbach zu dem Kapitel formstabile Schiffskörper. Wenn Herr Achenbach Bedenken über die praktische Ausführung der Wulste geäußert hätte, wenn er davon gesprochen hätte, daß es doch für den Schiffsbauer wahrscheinlich eine unerfreuliche Tatsache ist, daß er im Mittelschiff, wo er nun endlich am geraden und bequemen Schiff angekommen ist, wieder mit Feuerplatten und gebogenen Spanten arbeiten muß — das hätte ich alles verstanden. Aber vollständig unverständlich ist es mir, daß Herr Achenbach eine Rechnung anstellt — ich kann es ja jetzt eingestehen, nachdem ein so hervorragender Rechner wie Herr Dr. Wrobbel gesagt hat, daß er sie nicht versteht — ich habe sie auch nicht verstanden (Heiterkeit) — eine Rechnung an-

stellt, mit der er doch, wenn er überhaupt etwas beweisen wollte, beweisen mußte, daß das Schiff durch die Wulste nicht stabil, sondern unstabil wird. Er mußte dann zu dem Vorwurf, daß die Wulste eine ganz klägliche Behelfskonstruktion seien, den weiteren Vorwurf bringen, daß die gewünschte Wirkung ausgeblieben sei. Das glaubt ihm aber kein Mensch, denn es ist doch ganz klar, daß für die besonderen Verhältnisse, für die der Herr Vortragende diese Konstruktion empfiehlt, die Lösung an sich ganz ideal ist. (Sehr richtig!) Wer jemals sich den Kopf hat zerbrechen müssen über Stabilitätsverhältnisse eines Schiffes, das nach dem Laplata fährt, der muß anerkennen, daß, abgesehen von der praktischen Seite dieser Sache, die Wulstekonstruktion eine ganz ideale, einwandfreie und nicht zu übertreffende Lösung ist. (Bravo!)

Nun möchte ich noch zu den Ausführungen des Herrn Schlichting einige Worte sagen. Herr Schlichting hat eigentlich nur über das geringe Entgegenkommen geklagt, das er bei dem Kriegsausschuß der deutschen Reedereien gefunden hat. Er hat aber auch geringes Entgegenkommen bei Werften gefunden; wenigstens unsere Germania-Werft ist in dieser Beziehung schuldig, und ich möchte deswegen hier einige Worte sagen.

Herr Schlichting hat auch unserer Werft einen Brief geschrieben, daß er in der Lage wäre, uns Schiffslinien zu entwerfen, mit denen wir glatt 15% der EPS sparen könnten. (Herr Marine-Baurat Schlichting: Das habe ich nicht getan!) — Nun, aber Sie haben uns geschrieben, daß es Ihnen in einem anderen Falle gelungen wäre, und Sie schlugen uns vor, Sie doch auch zur Mitarbeit heranzuziehen. Wir haben Ihnen mit wenigen Zeilen geantwortet, daß wir an den systematischen Schleppversuchen beteiligt sind, die die Hamburger Anstalt macht. Sehen Sie, meine Herren, wir werden, wenn die Versuche der Hamburger Anstalt vorliegen, eine Doktorarbeit bekommen, die eigentlich wieder eine Riesenarbeit für uns bedeutet, wenn wir sie studieren und soweit in uns aufnehmen wollen, daß wir als Verantwortliche ein Urteil fällen können. Würden wir nun parallel auch Herrn Schlichting bitten, dasselbe zu machen, so hätten wir eine zweite Doktorarbeit durchzuarbeiten. Es ist nur zu oft die Tatsache zu verzeichnen, daß Parallelarbeit und damit Doppelarbeit geleistet wird. Ich möchte mir hier die Anfrage erlauben, insbesondere an den Herrn Vortragenden, ob es nicht möglich ist, die Arbeiten des Herrn Schlichting und die der Hamburger Anstalt zu vereinigen: dann würde uns bei den Werften die Arbeit sehr erleichtert. Wir bekommen ein viel reiferes Material in die Hand gedrückt, und es werden auch hier der Schiffbautechnischen Gesellschaft lange Auseinandersetzungen erspart. Es macht doch einen viel besseren Eindruck, wenn gesagt werden kann: das ist das Ergebnis der gemeinschaftlichen Arbeit, und wenn Diskussionen, die hier zum Teil einen unfreundlichen Charakter annehmen, am Konstruktionstisch einer der Versuchsanstalten abgemacht werden. (Beifall.)

Herr Dipl.-Ing. S ü c h t i n g, Hamburg:

Meine Herren! Den Ausführungen meines Vorredners kann ich mich durchaus anschließen. Was uns Herr Dr. Foerster in seinem Vortrag an neuen Vorschlägen gebracht hat, ist auch vom Standpunkt des Konstrukteurs außerordentlich beachtenswert. Sparsamkeit im Materialverbrauch und Wirtschaftlichkeit der Konstruktion sind die Grundgedanken der Ausführungen. Diese soll jeder Konstrukteur heute noch mehr als ehemals beherzigen, dann werden wir auch wieder vorankommen.

Zu den einzelnen Punkten erwähne ich folgendes.

Die sehr flache Hinterschiffsform des Kreuzerhecks scheint mir für die Beanspruchung im Seegang nicht günstig zu sein. Ich möchte vorschlagen, die Spanten schräger zu stellen und auf diese Weise eine Annäherung an die Ausführung der Hecks

herbeizuführen, wie sie bisher auf den seegehenden Kriegs- und Handelsschiffen dieser Form üblich waren. Ich befürchte nämlich, daß bei Beibehaltung der flachen Form das Hinterschiff dauernd leck sein wird, wenn nicht erhebliche Verstärkungen eingebaut werden, wobei ich an die Verstärkung im Vorschiff erinnere, die von den Klassifikationsgesellschaften bei vollen Schiffen vorgeschrieben sind.

Eine außerordentliche glückliche Lösung der sehr schwierigen Frage der Stabilität gemischter Dampfer sind die formstabilen Anbauten. Sie sind durchaus keine Notkonstruktion. Wie Herr Dr. Foerster eingehend in der Zeitschrift des V. D. I. nachgewiesen hat, ist es auf diese Weise möglich, die Schiffe mit erheblich geringerer Grundbreite herzustellen, wodurch eine außerordentliche Materialersparnis erzielt wird. Gleiche Stabilitätsverhältnisse, wie Herr Achenbach sie fordert, lassen sich nur unter bedeutendem Materialaufwand durch Vergrößerung der Breite erreichen, wobei auch dann noch nicht in allen Fällen die günstigen Ergebnisse, wie bei den formstabilen Anbauten, erzielt werden.

Auch der Vorschlag des Vortragenden, den Eisenbeton in seiner besonderen Form als Leichtbeton für die Einbauten der Schiffe zu verwenden, ist sehr zu begrüßen. Ich halte es für sehr aussichtsreich, die leichten Wände der Toiletten und Bäder und die Schornsteinwände, besonders dort, wo sie isoliert sind, nach dieser Richtung hin auszubilden. Auch die Doppelbodendecke durch eine Eisenbetonkonstruktion zu ersetzen, möchte ich nicht empfehlen, da ich den Doppelboden für einen wesentlichen Konstruktionsteil des Schiffes halte und mir daher die in den Tabellen errechnete Materialersparnis zweifelhaft erscheint. Ein Schutz der Tankdecke gegen vorzeitiges Abrosten läßt sich auch durch richtige Wahl des Abstandes der Kessel von der Decke durch Ausbildung der Zellen unter den Kesseln als Luftzellen und vor allen Dingen durch sorgfältiges Konservieren erreichen. Nach den Aussagen einer Reederei sind bei ihren Schiffen in den letzten 25 Jahren keine Reparaturen an den Tankdecken vorgenommen worden, was hauptsächlich auf die gute Konservierung und ständige Beobachtung der gefährdeten Stellen zurückzuführen sein dürfte.

Nicht unerwähnt möchte ich lassen, daß nach englischen Nachrichten Eisenbetonschiffe bei Kohlenladungen Anfrassungen gezeigt haben. Der Beton scheint also gegen Kohle nicht beständig zu sein. Auch hier wird man aber durch Konservieren Abhilfe schaffen können.

Jedenfalls dürfte auch bei der Wahl des Eisenbetons die Frage der Konservierung ihre Bedeutung nicht verlieren.

Herr Rechnungsrat Stieghorst-Berlin:

Meine Herren! Wegen der vorgeschrittenen Zeit werde ich meine Worte einschränken.

Ich möchte gleich mit den Leitsätzen beginnen, die Herr Dr. Foerster uns hier vorgetragen hat. Der erste Leitsatz ist ein altbekannter Satz, den können wir wohl übergehen.

Der zweite Satz heißt:

Den Schiffskörper so zu entwerfen, daß die Bearbeitung des Baustoffes in den Werkstätten und der Zusammenbau auf der Helling sich noch einfacher, billiger und schneller gestalten, ohne daß solche Formen mehr Antriebskraft erfordern.

Meine Herren, hinter diesem Satz sehe ich, zunächst zwar noch ganz in der Ferne, noch mehr Arbeitsmaschinen im Anzuge stehen, als wir jetzt schon haben. Wenn ich an die Zeit vor 20—30 Jahren zurückdenke, so hatten wir damals sehr viel weniger Arbeitsmaschinen als heute. Unsere Schiffe wurden aber — so scheint es mir — damals nicht

teurer als heute. Damals hatten wir 20 % Betriebskosten, heute haben wir 100 % Betriebskosten und wohl noch mehr. Der Arbeitslohn ist aber im Verhältnis zu den Materialkosten noch ungefähr derselbe geblieben, wie in der Zeit vor 20—30 Jahren. Betrachte ich diese Verhältnisse, so scheint es mir sogar, als ob die Schiffe mit Hilfe der Arbeitsmaschinen teurer geworden sind. Ich würde sehr dankbar sein, wenn einer der Herren, die dazu Gelegenheit haben, sich einmal die Mühe machte, in dieses Geheimnis hineinzuleuchten und darüber Aufklärung zu schaffen.

Mit den Arbeitsmaschinen haben wir uns aber auch ein klein wenig in Widersprüche gesetzt. Es sind etwa 10—15 Jahre her, da ertönte mit einem Male der Ruf nach Joggelmaschinen. Nicht überall fanden diese Maschinen Freunde, aber sie bürgerten sich doch allmählich ein, so daß schließlich auch die Werften, die sie gar nicht mochten, zu ihrer Anschaffung so quasi gezwungen wurden. Der Nachteil der Joggelmaschinen ist der, daß sie die Materialeigenschaften ungünstig beeinflussen. In dem in Abb. 1 schraffierten Teil der Platte ist die Zähigkeit des Walzmaterials durch das Joggeln vernichtet worden und die Materialeigenschaften sind hier auf die des Gußeisens herabgemindert worden. Aus Gußeisen hergestellte Platten würden wir aber für die Außenhaut eines Schiffes nicht verwenden mögen. Wenn wir andererseits eine Platte im Feuer bearbeiten, so halten wir streng darauf, daß diese Platte nach der Feuerbearbeitung ausgeglüht wird. Ebenso müßten wir mit gejoggelten Platten verfahren; aber bei ihnen halten wir es anscheinend nicht für nötig, und das ist ein Widerspruch.

Man kann dieses Verfahren aber auch noch von einer anderen Seite betrachten: Mit den gejoggelten Platten bauen wir verschlechtertes Material in das Schiff ein. Ein entsprechend geringwertigeres Material kann man aber auch billiger kaufen. Ist es da nicht zweckmäßiger, das billigere Material zu kaufen und dafür die Joggelmaschine zu sparen und etwas an Arbeitslohn für die Herstellung der Unterlagstreifen zuzugeben?

Der dritte Satz heißt:

In Konstruktion und Bau mit allen Mitteln auf noch größere Eisenersparnis hinarbeiten, um mit der gegebenen und zweifellos auf viele Jahre hinaus beschränkten Eisenmenge mehr Schiffe bauen zu können.

Dem Grundsatz ist vollständig zuzustimmen. Ich bin der Meinung, die Ingenieure können gar nicht genug angehalten werden, um alles herauszukratzen, was sich noch herauskratzen läßt. Damit kann man nach meiner Ansicht noch wesentliche Ersparnisse erzielen. Ich möchte hierzu ein Beispiel anführen. Als die Marine begann, die kleinen Kreuzer nach dem Längspantssystem zu bauen, herrschte zunächst ein ziemlich großer Widerstand gegen diese Bauart. Eine Werft, die ein solches Schiff gebaut hatte, führte als ihre dabei gewonnene Erfahrung an, daß der Arbeitslohn für den Doppelboden, auf das eingebaute Gewicht bezogen, etwa 64 % höher als sonst gewesen wäre und daß der Doppelboden dadurch 1800 Mark mehr Arbeitslohn erfordert hätte. Als man im Reichsmarineamt nun aber noch die Kosten des früher und jetzt in den Doppelboden verbauten Materials in Betracht zog, ergab es sich, daß man nicht an Kosten hinzugesetzt, sondern 1800 Mark gespart hatte.

Ich möchte jetzt zu der Grundlage Stellung nehmen, von der Herr Dr. Foerster bei der Festsetzung der Länge ausgegangen ist.

Das gewöhnliche Heck ist im Verhältnis zur Höhe des Schiffes allmählich sehr klein geworden, etwa wie in Abb. 2 dargestellt. Die übliche Größe des Hecks paßte für Schiffe von etwa 60 m Länge. Seine Länge und Höhe sind aber auch für größere Schiffe beibehalten worden und dadurch ist ein Mißverhältnis zwischen dem Heck und dem eigentlichen Schiffskörper entstanden. Der natürliche Verlauf des Hecks ist eigentlich der in

Abb. 3 dargestellte. Im Punkt P ist dann das Deplacement zu Ende und die Wasserlinie würde ungefähr so laufen, wie in Abb. 4 dargestellt, während sie bei der üblichen Anordnung des Hinterstevens ziemlich gewaltsam noch ein Stück weiter nach hinten verlängert wird, wie in Abb. 4 gestrichelt dargestellt. Um die Modelle T und K₁ hinsichtlich der Völligkeit ihres Deplacements miteinander zu vergleichen, müßte man nach meiner Ansicht bei dem Dampfer T mit der durch den Punkt P begrenzten Länge rechnen, während bei dem Dampfer K₁ mit der Länge der Wasserlinie zu rechnen ist. Dann werden die Unterschiede von $\delta = 0,78$ und $0,84$ wohl verschwinden.

Herr Dr. Foerster kommt dann auf ein Kreuzerheck zu sprechen. Ich glaube, der Ausdruck Kreuzerheck ist nichts anderes als ein Schlagwort. Bei Segelschiffen brauchen wir das hintere Totholz, um stetige Schiffe mit geringer Abtrift zu bekommen. Bei Dampfschiffen schneiden wir das Totholz zweckmäßig fort, um eine geringere benetzte Ober-



Abb. 1.

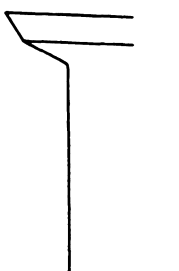


Abb. 2.

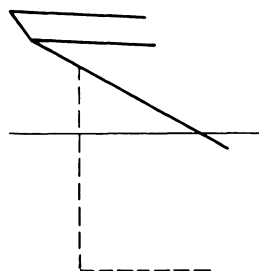


Abb. 3.

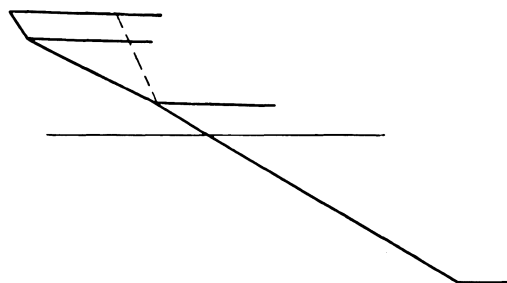


Abb. 5.

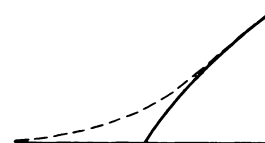


Abb. 4.

fläche zu bekommen und die Drehfähigkeit des Schiffes zu erhöhen. Wir kommen dadurch auf ganz natürlichem Wege zu einer Heckform, die, wie in Abb. 5 dargestellt, verläuft, und mit dem Unterwasserteil des Modells K₁ große Ähnlichkeit hat. Weiter brauchen wir die Knicklinie des Hecks nur so hoch über Wasser anzuordnen, daß sie etwas über der Heckwelle zu liegen kommt, etwa wie in Abb. 5 gestrichelt angedeutet. Auch den oberen Teil des Hecks können wir, wie in Abb. 5 gestrichelt angedeutet, begrenzen und kommen damit zu der Heckform unseres Schulschiffes „Charlotte“. Hieraus ergibt sich, daß man einen Teil der Schiffslänge und des Lateralplanes mit seinen Kosten bei Dampfern auf ganz natürlichem Wege sparen kann, ohne von der Richtung Kreuzerheck Gebrauch zu machen.

Was nun Herr Dr. Foerster hier als Kreuzerheck bezeichnet, ist nach meiner Ansicht kein Kreuzerheck. Auf eine ähnliche, jedoch längst nicht so völlige Heckform sind wir in der Marine gekommen, weil die Panzerplatten nicht kugelig gebogen werden konnten. Ohne Zwang wird man das unter Wasser gezogene Heck, namentlich mit der von Dr. Foerster angegebenen völligen Wasserlinie, nicht nehmen, weil es einen großen Widerstand

erzeugt. Wenn wir aber eine gute Kreuzerheckform haben wollen, so brauchen wir nicht nach dem Auslande zu blicken; wir brauchen nur unseren Ostsee-Fischerbooten oder unseren friesischen Bullen das hintere Totholz fortzuschneiden und wir haben ein Kreuzerheck, wie wir es in seiner schönsten Form bei unseren etwa bis 1908 gebauten kleinen Kreuzern finden.

Was nun weiter einige Einzelheiten anbelangt, so möchte ich nicht empfehlen, das Ruder an dem in den Zeichnungen dargestellten Pfosten aufzuhängen. Diesen Pfosten bekommt man niemals ordentlich fest. Ferner habe ich unmittelbar hinter den Übergang der Kiellinie in die ansteigende Hecklinie eine Flosse gesehen, die wohl einen Dockkiel darstellen soll. Ich möchte Herrn Dr. Foerster warnen, so etwas zu machen; er würde seines Lebens deswegen nie froh werden. (Heiterkeit.)

Herr Dr.-Ing. E. Foerster, Hamburg (Schlußwort):

Meine Herren, es tut mir leid, daß die wertvollen Ausführungen des Herrn Stieghorst auf Grund der vorgeschrittenen Stunde unterbrochen worden sind. Ich möchte Sie deshalb auch meinerseits mit langen Ausführungen verschonen. Auf die Art der Besprechung des Herrn Achenbach gehe ich ohnehin nicht ein.

Der Formvorschlag mit den über Wasser ausladenden Spanten ist alt. Er stammt von Herrn Oberingenieur Nordhausen von Blohm & Voß und wurde s. Zt. mit der Woermann-Linie genauer durchgearbeitet. Er kam nicht zur Ausführung, u. A. weil man annahm, daß solche Schiffe im Seegang heftige Rollbewegungen zeigen würden.

Zu den Bemerkungen des Herrn Professor Lienau möchte ich nur sagen, daß die Übergänge zwischen Längsspanten- und Querspanten-System allerdings sorgfältig durchkonstruiert werden müssen, und daß ich auch seinen eigenen Vorschlägen einer andersartigen Kombination zwischen Längs- und Querspanten zustimmend gegenüberstehe. Hinsichtlich der Querschotten aus Eisenbeton und ihrer guten Verbindung mit dem Schiffskörper bin ich nicht seiner Ansicht. Aber ich kann ebensowenig wie er Beweise beibringen. Ich glaube, daß die Maßnahme der Kombination gut durchführbar ist und kommen wird.

Zu den Ausführungen des Herrn Baurat Schlichting darf ich bemerken, daß es wohlthuend war, mit welcher Sachlichkeit Herr Schlichting auf das, was ich, mittelbar auch gegen seine eigenen Bestrebungen der Zentralisation, im Vortrag gesagt habe, entgegnet hat. Als die Vorschläge der Admiralität (bzw. der Versuchsanstalt Lichtenrade) dem Kriegsausschuß nahegebracht wurden, bin ich zwar an der Verfassung der ablehnenden Antwort nicht beteiligt gewesen, habe aber meine Zustimmung dazu erklärt. Es wurde seitens der Marine eine große Summe verlangt, für welche seitens der Admiralität Versuche mit Handelsschiffsformen in Lichtenrade gemacht werden sollten. Meine Herren, eine geringere als die dort verlangte Summe hatten wir, nicht ohne Schwierigkeiten, gerade von seiten der gesamten Reederei- und Werfttechnik für solche Versuche der Hamburgischen Schiffbau-Versuchsanstalt freibekommen. Wir können nicht daran denken, noch einmal dieselbe Summe in ein neues Schlepp-Programm, und zumal in eine Anstalt hineinzustecken, die in ihren technischen Grundlagen so ganz verschieden von den bestehenden Anstalten ist, und welche hinsichtlich der Schraubenversuche nicht auf uns bekannte Erfolge zurückblicken kann. Deshalb mußten wir uns Zurückhaltung auferlegen.

Hinsichtlich der Verbesserung eines Schiffes um 15 %, welche Herr Baurat Schlichting berichtet hat, müßte seine Frachtdampferform mit der eines wirklich modernen Schiffes verglichen werden! Dann werden die 15 % vermutlich ganz dahinschmelzen! Aber

Zusammenarbeit in irgend einer Form möchte ich dennoch befürworten. Ich glaube auch, daß in Herrn Schlichtings Versuchs-Erfahrungen ein hohes Maß von theoretischen und versuchstechnischen Kenntnissen verkörpert ist, so daß die Zusammenarbeit uns nur fördern kann.

Hinsichtlich seiner Bemerkungen über die „Vaterland“-Versuche folge ich ihm nur insoweit, als, wenn man sehr verschiedene Formen vergleicht, die verschiedenen Nachstromverhältnisse auch durch veränderten Wirkungsgrad andere Schlußfolgerungen erbringen können als die, welche η noch nicht berücksichtigen. Bei den „Vaterland“-Versuchen war das nicht der Fall, sondern die Vergleichswerte, welche sich bei den Versuchen mit Schrauben ergaben (Wellenpferde), zeigten die gleiche Kennzeichnung wie die Schubpferde. Im übrigen darf ich in Anspruch nehmen, daß wohl selten Schleppversuche mit Handelsschiffen so einwandfrei mit der Fahrpraxis übereingestimmt haben wie diese. Die voraussichtlichen Umdrehungen z. B., welche zwei Jahre vor der Probefahrt schriftlich protokolliert worden waren, haben bei den Meilenfahrten bis auf Prozent-Bruchteile gestimmt.

Dann möchte ich zu den Versuchen, die ich heute hier besprochen habe, nochmals bemerken, daß sie keineswegs die unmittelbare Empfehlung geben sollen, Schiffe genau so zu bauen. Vielmehr stellen sie gleichsam äußere Kurvenpunkte auf diesem Versuchsgebiete dar. Ich bin mir sehr wohl bewußt, daß scharfe Übergänge der Formen vielfach schon als weniger ökonomisch erkannt sind. Das war mir auch durch die umfangreichen Versuche der Vulkan-Werke bekannt, die auf sehr viel runder geformten Kimmen beruhten. Trotz dieser Kenntnis aber wollte ich gerade das Extreme einmal versuchstechnisch durchprüfen, um dessen Auswirkungen in Hinsicht der Bau- und Antriebskosten festzustellen. Die Reederei-Abrechnung, die mit den Schleppergebnissen vorgenommen ist, zeigt, daß trotzdem noch greifbare Vorteile dabei herauskommen. Um wieviel mehr also, wenn wir die Ergebnisse, die mit weicheren Rundungen erzielt werden können, hineinnehmen — sofern nicht durch die größere Biegungsarbeit (die gerade verringert werden sollte) das Kostenergebnis im Vergleich leidet.

Das größere Schlepp-Programm, welches die Gesellschafter der Hamburgischen Schiffbau-Versuchsanstalt gegenwärtig im Begriff sind durchzuführen, beruht nicht auf diesen Versuchen, welche lediglich als Material für die Untersuchung von Kreuzerformen benutzt werden sollen. Vielmehr wird im wesentlichen auf den besten bekannten Erfahrungen aufgebaut. Ergebnisse aus dem Marine-Schlepptank, welche vielleicht hinzutreten, können die Basis in wünschenswerter Weise erweitern.

Die Angriffe auf Froude kann ich deswegen nicht für belangreich halten, weil die ganze Versuchstechnik auf Vergleichen beruht. Im Vergleiche der verschiedenen Anstalten, die nach der Froudeschen Methode arbeiten, bilden sich angenähert gleichartige Erfahrungskonstanten heraus. Deswegen war auch Zurückhaltung unsererseits geboten, als es sich darum handelte, ob wir die Versuchsanstalt Lichtenrade, die nach einem ganz anderen Prinzip arbeitet, zu Parallelversuchen heranziehen sollten. Es ist eben eine Anstalt, die andere absolute Werte erzielt, und die deshalb in ihrem ganzen Betriebsleben auch andere Erfahrungskonstanten haben wird. Das erschwert ein Zusammenarbeiten. Die Schraubenversuche, die sich nach dem Wellenkamp-System ausführen lassen, sind zweifellos unvollkommen und führen in ihren Ergebnissen auf ganz andere Erfahrungskonstanten, da u. A. die Mechanik und damit die Leerlaufarbeit andere absolute Zahlen hereinbringt, als bei einer Einrichtung nach Froude.

Herrn Stieghorst möchte ich entgegen, daß er die konstruktionstechnischen Einzelheiten dieser Versuchsmodelle doch nicht allzu scharf unter die Lupe nehmen darf! Die Anhänge, die an den Modellen gemacht worden sind, besonders die Ruderaufhängung, sollten lediglich da sein, um bei der Schlußfolgerung auf die PS_i einwandfreie Vergleichswerte

gegenüber dem gebauten Schiff T zu haben. Wenn statt der Ruderhacke ein Steckruder gewählt wäre, (wie es wohl beim Bau geschehen dürfte), dann hätte man keineswegs andere Wert im Vergleich erzielt.

Nicht folgen kann ich Herrn Stieghorst in seiner Auffassung über das wirkliche hintere Schiffsende. Die von ihm an der Tafel eingezeichnete Wasserlinie sieht beim Frachtdampfer nicht so aus, wie er sie zeichnete, sondern so: (zeichnet an der Tafel).

Die Auffassung von Stieghorst, daß es sich hier eigentlich um keine „Kreuzerformen“ handle, kann ich nicht unterschreiben. Vielleicht ist es kein „Kreuzerheck“ im genauesten Sinne der Kriegsschiffe. Aber ich behaupte, daß das Wort „Kreuzerheck“ ein Sammelbegriff für diejenigen Hinterschiffe ist, deren Spanten mehr oder weniger horizontal liegen oder eine starke S-Form haben, und auch hinten über Wasser anders als normale Handelsschiffe gefornrt sind, und zwar kriegsschiffsähnlich. Diese Unterschiede sind in dem Schlagwort „Kreuzerheck“ gefaßt. Die Wortfrage ist übrigens belanglos, da sie keine Mißverständnisse bedingt.

Den Dock-Kiel, welcher Herrn Stieghorst so unglücklich machte, will auch ich dem Schiff gern schenken. Ich halte ihn nicht für unbedingt nötig. Er ist aber ein Betriebsvorteil für das Eindocken. Er wurde diesen Versuchsmodellen gegeben, um etwaigen Einwänden gegen die Schleppwerte solcher, „im Dockbetrieb durch zu großen Überhang unzulässiger“ Modelle zu begegnen. Im Unterschied zu den Kriegsschiffen mag noch bemerkenswert sein, daß die lokalen Drücke, die auf diesen Dock-Kiel kommen, beim Handelsschiff nicht in dem Maße vorkommen, wie bei Kriegsschiffen, welche Herr Stieghorst bei seinen Bedenken wohl im Auge hat.

Ich hoffe, daß ich mich mit Herrn Stieghorst weiter über die verschiedenen Punkte unterhalten kann, und ich möchte wünschen, daß seine für den Kriegsschiffbau so unschätzbaren Leistungen auch dem künftigen Handelsschiffbau von fruchtbarer Bedeutung werden möchten. (Lebhafter Beifall.)

Der Vorsitzende: Herr Geheimer Regierungsrat Professor Dr.-Ing. Busley:

Der Vortragende gibt zunächst wichtige Ausblicke für eine wirtschaftlichere Ausgestaltung der Schiffskörper durch Einführung einer sehr hoch gesteigerten Völligkeit, die nur in den Hinterschiffsformen wegen der Propellerwirkung ihre Grenzen findet. Er entwickelt dann eine Stahl ersparende Bauweise, die augenblicklich wohl im Mittelpunkt des Interesses der Schiffbauer, insbesondere der deutschen Schiffbauer, stehen dürfte, weil letzteren der Bezug unbeschränkter Stahlmengen auf Jahre hinaus kaum möglich sein wird. Ich spreche Herrn Dr. Foerster für seine Hinweise unseren verbindlichsten Dank aus.

IX. Der Maschinenraumabzug in der britischen Schiffsvermessung.

Vorgetragen von Dipl.-Ing. Albrecht, Hamburg.

Einleitung.

Die Vermessung der Seeschiffe gehört ihrer Methode wie ihrer Auswirkung nach zu den eigenartigsten Fragen der Technik und Wirtschaft von Schiffbau und Schifffahrt. Die ganze kaufmännische Auswertung eines Schiffes, die Tarifpolitik der Häfen und die gesamte Schifffahrtsstatistik sind untrennbar mit der Schiffsgröße und deren Feststellung verbunden. Würde durch die Schiffsvermessung eine einwandfreie Schiffsgröße festgestellt werden, so wäre sie eine objektiv gute Grundlage für alle diese Beziehungen. Leider aber gestattet die britische Schiffsvermessungsordnung, die fast restlos internationale Bedeutung erlangt hat, nicht nur eine unterschiedliche Behandlung angenähert gleichartiger Schiffe, sondern auch bei nur ganz geringfügigen Änderungen eine Größenveränderung ein und desselben Schiffes bis zu 50 % und mehr. Weder ist die Auslegung des Gesetzes restlos eindeutig festgelegt oder überhaupt festlegbar, noch bleiben konstruktive Einzelheiten des Schiffes ohne Einfluß auf das Ergebnis der Vermessungen. Alle diese Verhältnisse sind zu bekannt, als daß sie weiterer Ausführung bedürfen. Es folgt daraus, daß die Vermessung über die erwähnten Gebiete, für die sie die Grundlage bieten soll, hinaus auf wichtige konstruktive Einzelheiten, auf die Frage der Bildung der Schiffstypen, auf Entwurf, Raumverteilung, Verwendung des Schiffes in den verschiedenen Fahrten, wirtschaftlichen Ertrag und nicht zuletzt auf die Sicherheit und Seetüchtigkeit des Schiffes einen durchaus unberechtigten Einfluß ausübt.

Die heute bestehende Schiffsvermessungsordnung ist in bestem Glauben mit der aufrichtigen Absicht eingeführt, jeden derartigen Einfluß auszuschalten. Es ist dem unausgesetzten Kampf der Schifffahrtsinteressenten um die Erlangung immer weiterer Vorteile gegenüber den schwebeweglichen Hafentarifen vorbehalten geblieben, das gegenwärtige schiefe und falsche Bild geschaffen zu haben. Dieser Kampf ist in England ausge-

fochten worden. Im täglichen Wettbewerb haben ihm die übrigen Staaten nachfolgen müssen. Es muß daher als ein verheißungsvolles Zeichen angesehen werden, daß gerade in England sich die Stimmung einsichtiger Schiffahrtspolitiker und Ingenieure immer mehr und mehr gegen den bestehenden Zustand zu wenden beginnt. Es erwächst daraus die Hoffnung, daß es doch noch einmal zu einer grundlegenden Neugestaltung der Schiffsvermessung kommen wird. Es ist auch nicht ausgeschlossen, daß der praktische Sinn der nach der Führung in der Schifffahrt strebenden Amerikaner den nie gewagten Schritt zur Abänderung tun wird.

Das Problem der Schiffsvermessung ist in den 65 Jahren der Gültigkeit der bestehenden Ordnung vielfach und ganz besonders gründlich in den verschiedenen vom Board of Trade zu diesem Zweck einberufenen Tonnage Committee's erörtert worden und hat auch sonst viele Bearbeiter gefunden. Auch fehlt es nicht an Vorschlägen für eine Neugestaltung. Wenn hier noch einmal versucht wird, das Problem zu behandeln, so soll hierbei das Ziel der Neugestaltung der gesamten Schiffsvermessung zurücktreten. Diese Untersuchung ist vielmehr von der Beobachtung veranlaßt, daß zwar das Problem in seiner Gesamtheit eine häufige Behandlung gefunden hat, daß es aber an einer gesonderten Behandlung der Einzelheiten mehr oder weniger fehlt. Nur eine solche kann aber schließlich zu einem klaren Überblick über das ganze Problem und somit zu neuen Vorschlägen oder zur Empfehlung bestimmter bereits gemachter Vorschläge führen.

Die Schiffsvermessung kennt bekanntlich einen Brutto- und einen Nettowert für die Schiffsgröße. Im allgemeinen geht das Streben dahin, jeden dieser Werte möglichst niedrig zu halten. Das Gegenteil tritt beim Bruttowert nur unter bestimmten Verhältnissen, z. B. bei Vercharterung, unter Umständen bei Schwergutfahrt, hier wegen der Beeinflussung des Freibords, zur Erzielung größerer Tragfähigkeit ein, wobei ein großes Netto, also eine Erhöhung der Belastung des Schiffes durch Hafenabgaben, auf Grund rein kaufmännischer Erwägungen in Kauf genommen wird. Abgesehen von einer Reihe von weniger einflußreichen Faktoren, ist es für die Brutto- und für die Nettovermessung je ein Hauptfaktor, der das Endergebnis ausschlaggebend beeinflusst: das sind für erstere die sog. offenen Räume, für letztere der Abzug für die Treibkraft.

Welchen weitreichenden Einfluß der Maschinenraumabzug auf das Nettoergebnis hat, zeigen die folgenden Beispiele:

I. Bei gleichbleibendem Bruttoreumgehalt wird der Nettoreumgehalt:

bei einem großen Segelschiff	von	4026 B. R. T.	=	3755 N. R. T.
" "	Tankdampfer	" 4096	" =	2544 "
" "	Frachtdampfer	" 4196	" =	2674 "
" "	Fracht- u. Pass.-Dampfer	" 4059	" =	2596 "

II. Der Bruttoreumgehalt wird bei gleichbleibendem Nettoreumgehalt:

bei einem großen Segelschiff	=	4026 B. R. T.	bei	3755 N. R. T.
" "	Tankdampfer	= 6268	" "	3637 "
" "	Frachtdampfer	= 6161	" "	3837 "
" "	Fracht- u. Pass.-Dampfer	= 6375	" "	3752 "

oder in einer anderen Größenanlage:

bei einem Frachtdampfer	=	9 683 B. R. T.	bei	6 179 N. R. T.
" "	Fracht-u. Pass.-Dampf.	= 10 484	" "	6 290 "
" "	"	= 9 791	" "	6 172 "
" "	Schnelldampfer	= 19 361	" "	6 353 "
" "	Motortankschiff	= 9 932	" "	5 915 "

Diesen Abzug für die Treibkraft in seinen Beziehungen zum heutigen Stande des Schiffbaus und der Schifffahrt näher zu untersuchen, ist Aufgabe dieser Abhandlung.

Die Grundlage aller folgenden Ableitungen, Statistiken usw. bilden die bei der hamburgischen Schiffsvermessungsbehörde vorgenommenen Seeschiffsvermessungen von 1905 bis 1915. Es handelt sich hierbei um über 500 Schraubendampfer, von denen hinreichende Unterlagen vorlagen, deren Benutzung die Deputation für Handel, Schifffahrt und Gewerbe in Hamburg gestattete. Um ein klares Bild zu gewinnen, sind alle Schiffe unter 1000 cbm Bruttoreumgehalt ausgeschieden worden, ebenso alle Raddampfer und Spezialschiffe. Es sind also ausschließlich Schraubenfracht- und Schraubenpassagierdampfer und Motorschiffe üblicher Handelsverkehrsgröße in den Kreis der Betrachtung gezogen worden. Aus demselben Grunde ist auch ein Berühren anderer Fragen der Schiffsvermessung nach Möglichkeit vermieden worden, auch wenn ein Eingehen darauf nahelag.

I. Historisch-statistischer Teil.

a) Geschichtliche Entwicklung.

Die Geschichte des Abzuges für Treibkraft ist einfach. Die Einführung der Dampfkraft zur Fortbewegung der Schiffe brachte dem industriereichen England die Möglichkeit, seine Überlegenheit in der Schifffahrt

gewaltig zu stärken. Sobald daher einwandfrei feststand, daß dem Dampfschiff die Zukunft gehöre, setzten die Bestrebungen ein, dieser Schiffsart mit Hilfe der Vermessung von vornherein einen Vorsprung zu sichern. In der Vermessungsordnung vom Jahre 1835, dem sog. „New Measurement“, der ersten Vermessungsordnung nach dem reinen Innenraumgehalt der Schiffe, ist bereits die Bestimmung enthalten, daß für die Treibkraft ein entsprechender Abzug vom Bruttoreumgehalt zu machen sei. Dieser Abzug ist von Anfang an nicht auf der tatsächlichen Vermessung der Maschinen-, Kessel- und Kohlenbunkerräume aufgebaut worden, sondern es wurde der ganze Raum des Schiffes zwischen den begrenzenden Maschinenraumendschotten, Länge \times Breite \times Tiefe, abgezogen. Hierbei wurde der nicht von den Treibkrafräumen unmittelbar beanspruchte Platz neben diesen Räumen als nicht für andere Zwecke geeignet und im allgemeinen für Maschinenzwecke verwendet mit abgezogen.

Diese Bestimmung des Abzuges mußte deshalb unzulänglich sein, weil die Länge zwischen den Endschotten nicht eindeutig gegenüber dem tatsächlichen Raumbedarf für die Maschinenanlage war. Das Streben nach Begünstigung der Dampfschiffe ist charakteristisch für die Zeit ihrer Einführung in die Schifffahrt. Wenn heute von einer Benachteiligung der Segelschiffe gegenüber den Dampfschiffen gesprochen wird, so ist das nicht richtig. Geschichtlich richtig ist, daß eine Bevorzugung der Dampfschiffe stattgefunden hat. Das macht zwar praktisch keinen Unterschied, ist aber grundsätzlich von wesentlicher Bedeutung.

Der außerordentlich verderbliche Einfluß der Schiffsvermessungsordnung von 1835 auf die technischen Eigenschaften der neuerbauten Schiffe führte bereits nach etwa 20 Jahren zu deren Beseitigung. Im Jahre 1854 wurde der bekannte Moorsomsche Vorschlag zum Gesetz erhoben, der, abgesehen von solchen Änderungen, die sich aus der Auslegung ergeben, noch heute trotz aller technischen Fortschritte und trotz seiner klar erkannten Mängel unverändert in Kraft ist. Das Verfahren stammt jedoch ursprünglich nicht von Moorsom. Die Messung des inneren Raumgehaltes ist bereits im Jahre 1775 von Chapman empfohlen und ihre Durchführung angegeben. Im Jahre 1816 vollendete Parker ein System für die Vermessung von Schiffen, fand aber damit keine Beachtung. Schließlich nahm Parsons die Sache auf, hatte aber ebensowenig Erfolg. Von ihm erhielt Moorsom das ganze Material, und ihm gelang es, damit durchzudringen. Die Moorsomsche Vermessung fand bei ihrer Einführung große Anerkennung. Scott Russel

nennt 1860 das Gesetz „unfraglich eine der größten Wohltaten, die jemals von der Gesetzgebung dem Schiffbau zuteil geworden sind“. Diese Auffassung wird verständlich, wenn man an die konstruktiven Folgen des alten Gesetzes denkt. Das Gesetz beabsichtigte ernsthaft die objektiv richtige Feststellung des nur für Erwerbzwecke vorhandenen und verwendbaren Raumes. Ohne Zweifel hat es dies Ziel auch in den ersten Jahren erreicht, solange seine Grundsätze noch nicht durchlöchert waren und soweit bei den behandelten Schiffen die tatsächlichen Verhältnisse an Bord dem als Grundlage angenommenen Mittel nahekamen. Für die jetzt bestehenden außerordentlichen Ungereimtheiten, die von außen in die allgemeine Vermessung hineingebracht worden sind, trägt Moorsom keine Schuld.

Den heutigen technisch vorgeschrittenen Verhältnissen mit großer Differenzierung der Schiffe nach Größe und Art entspricht das Gesetz jedoch nicht mehr. Das von Moorsom eingeführte System der Abzüge für die Treibkrafträume besteht noch heute so gut wie unverändert fort, abgesehen von der Beschränkung des Abzuges nach oben vom Jahre 1906. Es ist bemerkenswert, daß Moorsom selbst die Schäden dieses Systems und seine ungewollten, schwerwiegenden Folgen bereits im Jahre 1860 in einem Vortrag „On the new tonnage-law, as established in the merchant shipping act of 1854“ vor der Institution of Naval Architects anerkannt hat. Moorsom nennt diesen Teil den „single defect“ des Gesetzes.

Das Moorsomsche Verfahren für den Maschinenraumabzug ist bekannt. In der Fassung des heutigen deutschen Gesetzes, das dem englischen gleicht, lautet die Vorschrift:

Bei Schiffen, welche durch Dampf oder durch eine andere künstlich erzeugte Kraft bewegt werden, erfolgt ein fernerer Abzug vom Bruttoreumgehalt für die von der Treibkraft eingenommenen Räume. Die Größe dieses Abzuges ist in nachstehender Weise zu ermitteln:

- a) Bei Raddampfern werden, wenn derjenige Teil des Maschinenraumes, welcher ausschließlich von der Maschine und den Dampfkesseln eingenommen wird oder für die wirksame Tätigkeit und ordnungsmäßige Bedienung derselben erforderlich ist, mehr als 20 % und weniger als 30 % des Bruttoreumgehalts beträgt, 37 % des letzteren in Abzug gebracht.

Bei Schraubendampfern werden, wenn dieser Raum mehr als 13 % und weniger als 20 % des Bruttoreumgehaltes beträgt, 32 % des letzteren in Abzug gebracht.

- b) Wenn der unter a bezeichnete Teil des Maschinenraumes eines Schiffes den unter a festgesetzten Größenverhältnissen nicht entspricht, kann der Abzug auch in der Weise bewirkt werden, daß der körperliche Inhalt dieses Raumes ermittelt und bei Raddampfern unter Zuschlag von 50 % desselben, bei Schraubendampfern unter Zuschlag von 75 % von dem Bruttoreumgehalt in Abzug gebracht wird.

Für die Wahl des einen oder des anderen Verfahrens im Falle b gelten folgende Grundsätze:

Beträgt die Größe des Maschinenraumes bei Raddampfern nicht mehr als 20 %, bei Schraubendampfern nicht mehr als 13 % des Bruttoreumgehalts, so haben die Vermessungsbehörden den Abzug nach der unter b angegebenen Regel zu bewirken, sofern sie nicht von dem Schiffsvermessungsamt ausdrücklich angewiesen werden, in der unter a beschriebenen Weise zu verfahren und demgemäß für die von der Treibkraft eingenommenen Räume im ganzen 37 bzw. 32 % des Bruttoreumgehalts in Abzug zu bringen.

Beträgt der Maschinenraum bei Raddampfern 30 % oder mehr, bei Schraubendampfern 20 % oder mehr des Bruttoreumgehalts, so steht es dem Reeder frei, zu wählen, nach welcher der beiden Regeln der Abzug bewirkt werden soll. Macht derselbe hiervon keinen Gebrauch, so haben die Vermessungsbehörden nach der am Schluß des vorigen Absatzes gegebenen Vorschrift zu verfahren.

Es besteht die allgemeine Auffassung, daß der Unterschied zwischen dem tatsächlich ermittelten Maschinenraum und dem tatsächlichen Abzug in seinem ganzen Umfang als Vergünstigung für die Kohlenbunker, also als Zuschlag für Brennstoff, anzusehen ist. Diese Auffassung ist nur teilweise zutreffend. Im New Measurement wurden, wie bereits erwähnt, die Räume zu beiden Seiten der Treibkraft Räume, im Raum sowohl wie im Deck, nicht ausdrücklich als Kohlenbunker mit abgezogen, sondern nur als für andere Zwecke, d. h. Ladungszwecke, nicht geeignet. Sie bilden also ein wichtiges Moment in der erzwungenen Bevorzugung der Dampfschiffe, um deren Einführung zu beschleunigen. Moorsom lehnt an sich einen Abzug für Brennstoff ab, da die Menge des Brennstoffs je nach der Länge der Reise wechselt. Er vergleicht, allerdings wenig glücklich, den Brennstoff mit den Vorräten usw. für zusätzliche Mannschaften, mit Reservegeschirr, Reservesegeln, Segeltuch an

Bord von Segelschiffen, die für den Unterhalt der Segel, als der Antriebsmaschine der Segelschiffe, erforderlich seien und für die auch kein Abzug gemacht werde. Dagegen erkennt er solche Bunkerräume, die neben den Maschinenräumen liegen, entsprechend dem alten Gesetz, in dem die hier liegenden Bunker nach der Art der Aufmessung tatsächlich mit abgezogen wurden, als durch den Zuschlag miterfaßt an, jedoch, wie aus der Entstehung und aus dem Zweck des Zuschlages hervorgeht, nur in diesem Sinne.

Das ist für die allgemeine Beurteilung des Abzuges für Treibkraft wichtig.

Moorsom sagt weiter: Es habe ursprünglich nicht die Absicht bestanden, für das neue Gesetz von der alten Methode der Bestimmung des Maschinenraumabzuges abzugehen, „aber um ein ungebührliches Anwachsen des Abzuges, das hier und da unter dem alten Gesetz durch eine übermäßige Ausdehnung der Länge oder des Abstandes zwischen den Endschotten erreicht wurde, zu verhindern, wurde es auf Verlangen der Reeder für wünschenswert gehalten, das alte Verfahren durch ein Prozent-system, bezogen auf den Bruttoreumgehalt, zu ersetzen; es sollte derselbe Abzug wie bisher gewährt, aber die Möglichkeit des bisher gelegentlich geübten Mißbrauchs ausgeschaltet werden. Daraus ist das gegenwärtige System nach Prozentsätzen entstanden.“

Daraus folgt, daß der Abzug für Treibkraft im neuen Gesetz genau dieselbe Bedeutung, nämlich in erster Linie die einer Vergünstigung für sonst schlecht verwertbare Räume im Bereich der Maschinenanlage, hatte wie im alten Gesetz, und daß der angenommene Wert von 32 % weiter nichts darstellt als das Erfahrungsmittel aus der Größe der in den Vermessungen ermittelten Abzüge für die Maschine nach dem alten Gesetz, die möglichst genau in das neue Gesetz übernommen werden sollten. Wie dieser Abzug überhaupt entstanden ist, geht aus einer Bemerkung Scott Russels in der Diskussion zu Moorsoms Vortrag hervor, in der er sagt, der Maschinenraumabzug sei nicht durch den Verfasser des Gesetzes hineingebracht, „but forced in by gentlemen who thought the law, without it, would injuriously affect their interests“.

Nach der geschichtlichen Entwicklung ist daher auch die vielfach geäußerte Auffassung nicht voll zu rechtfertigen, daß bei Schiffen, die einen Teil des flüssigen Brennstoffs im Doppelboden fahren oder bei denen Bunker in ausgeschlossenen Aufbauten liegen, durch den prozentualen Abzug für die Maschinen Räume abgezogen werden, die vorher nicht in den

Bruttoraumgehalt eingemessen waren. Solange Doppelböden als Ganzes von der Einvermessung ausgeschlossen werden, und solange es andere, von der Vermessung ausgeschlossene Räume gibt, deren Verwendung dem Reeder anheimgegeben ist, ist hierin keine Durchbrechung des Gesetzes zu erblicken. Daß die Räume neben der Maschine und neben den Schächten tatsächlich in der Hauptsache für die Unterbringung von Kohlenbunkern benutzt zu werden pflegen, liegt im Wesen der Raumausnutzung an Bord.

Moorsom zählt in seinem Vortrag die Nachteile auf, die sich als Folgen des prozentualen Abzuges eingestellt haben:

Durch geringe Änderungen läßt sich ein Anwachsen des Abzuges bei ein und demselben Schiff erreichen, der in Einzelfällen 43 % erreicht hat.

Das neue System gewährt den Küstendampfern mit starken Maschinen eine noch größere Bevorzugung, als es das alte Gesetz tat.

Bei Einführung des Gesetzes sollte eine eintretende Änderung der Tonnage Segelschiffe wie Dampfschiffe möglichst gleichmäßig treffen. Es ist tatsächlich unter dem neuen Gesetz eine Verringerung der Gesamttonnage gegenüber der nach dem alten Gesetz eingetreten. Hieran ist aber die Seglertonnage mit nur 7½ % beteiligt, die Dampfertonnage aber mit 14 %. Außerdem ist dieser Vorteil noch sehr ungleich zwischen Dampfer und Dampfer verteilt.

Diese Nachteile, die noch heute ebenso gelten, veranlaßten Moorsom, schon so wenige Jahre nach Inkrafttreten des Gesetzes, eine Abänderung der Bestimmungen über den Abzug für Treibkraft Räume zu empfehlen, und zwar glaubte er, den besten Ausweg in der Rückkehr zu der Methode der früheren Vermessung zu sehen unter Beseitigung des Mißbrauches der Längenmessung des Maschinenraumes, gegen den allein das neue System eingeführt worden sei. Eine solche Änderung stimme auch mit den Ansichten des Committee on Tonnage vom Jahre 1857 überein, das die Großtonnage nach dem neuen Gesetz gebilligt, den Maschinenraumabzug aber für willkürlich und ungerecht zwischen den Dampfern selbst gehalten habe und ihn deshalb auf exakte Messung des eingenommenen Raumes habe stellen wollen.

Zu einer Änderung ist es jedoch weder damals noch überhaupt gekommen. Nur durch die Merchant Shipping Act von 1906 ist eine Bindung des Maschinenraumabzuges an den Höchstbetrag von 55 % des um die Räume für Mannschaft, Navigierung usw. verminderten Bruttoraum-

gehalten eingeführt worden, um endlich den Zustand zu beseitigen, daß Schiffe mit sehr geringem oder gar keinem Nettoraumgehalt fuhren. Dadurch wurden bestimmte Häfen zwar vor dauernden schweren Schädigungen bewahrt. Es muß dies jedoch als eine sehr willkürliche Bestimmung angesehen werden. Ausgenommen von dieser Beschränkung sind auch jetzt noch alle reinen Schleppdampfer, bei denen infolge des Maschinenraumabzuges der Gesamtabzug durchweg größer ist als der ganze Brutto-
raumgehalt.

Einige Einzelstaaten haben sich dem Vorgehen Englands in der Bestimmung des Maschinenraumabzuges nach Prozenten nicht angeschlossen, sondern bestimmen den Maschinenraumabzug nach der wirklichen Vermessung der vorhandenen Räume einschließlich aller festen Bunker. Die Einrechnung der Bunker ist erfolgt, um den Laderaum oder den ertragsfähigen Raum des Schiffes möglichst einwandfrei festzustellen. Die Konkurrenz mit England hat aber alle großen schiffahrtstreibenden Länder gezwungen, die britische Vermessung restlos zu übernehmen. In Deutschland erfolgte dieser Schritt 1895.

Auch in die Vorschriften für die Vermessung der Schiffe für die Fahrt durch den Suezkanal ist der Abzug der Kohlenbunker übergegangen. Bei der Vermessung der Maschinenräume nach der Donauregel heißt es darin: „Der Raumgehalt der Kohlenbehälter wird nicht vermessen, sondern bei Schraubendampfschiffen auf 0,75, bei Räderdampfschiffen auf 0,50 der ermittelten Maschinen- und Kesselräume angenommen.“ Ebenso wie bei der wirklichen Vermessung werden die Kohlenbunker zu den abzugsfähigen Maschinenräumen gerechnet. Ebenso verfährt die Panamavermessung.

b) Augenblicklicher Zustand.

In allen diesen Fällen sind gedanklich aus den für andere Zwecke infolge des Einbaues der Maschine nicht geeigneten Räumen speziell als Kohlenbunker gekennzeichnete Räume geworden, die durchweg hier liegen. An dieser Kennzeichnung ist aber die Abzugsfähigkeit auch auf nicht unmittelbar neben den Maschinenräumen gelegene Räume, die Bunkerzwecken dienen, übergegangen. Form, Anordnung und Ausdehnung der modernen Maschinenanlagen hat sich in den vergangenen 70 Jahren völlig geändert, ebenso ist die früher verhältnismäßig große Gleichartigkeit der Schiffe selbst und der Maschinen verschwunden. Deshalb mußte der von der Lage der Räume auf den Inhalt der Räume über-

gesprungene Begriff auch weiteren Räumen die Eigenschaft der Abzugsfähigkeit zulegen.

Die Schiffsvermessungsbehörde jedes Landes ist von sich aus verpflichtet, im Interesse der Wettbewerbsfähigkeit ihrer nationalen Reederei, die Schiffe nach Brutto- und Nettoraumgehalt so gering zu vermessen, wie dies im Rahmen des Gesetzes möglich ist. Da die Hafengebühren fast ausschließlich nach dem Nettoraumgehalt erhoben werden, so ist vom Standpunkt der Reederei aus ein niedriges Netto ungleich wichtiger als ein niedriges Brutto. Hierbei ist zu bedenken, daß bei gleich großen Gesamtabzügen dem kleineren Brutto auch das kleinere Netto entspricht. Das geringste Netto wird also erreicht, indem man von einem möglichst kleinen Brutto möglichst große Abzüge macht.

Diese an sich selbstverständlichen Überlegungen sind zum Verständnis des folgenden zu beachten, da die Bruttovermessung in Wirklichkeit nicht alle Räume der Schifffahrt umfaßt, sondern, abgesehen von anderen Aufbauten, die hier nicht in Frage stehen, von den über dem Oberdeck liegenden Maschinenräumen, also durchweg von den Schächten, nur diejenigen Teile, die zur Erreichung eines möglichst günstigen Maschinenraumabzuges erforderlich sind. Nach dem Grundsatz, daß abzugsfähig nur solche Räume sind, die zuvor in den Bruttoraumgehalt eingemessen sind, können demgemäß auch von den Schächten bzw. Teilen von Schächten usw., die über dem Oberdeck liegen, als zum „aktuellen“ (wie es nach einem unglücklich aus dem Englischen übernommenen Ausdruck heißt) Maschinenraum gehörig diejenigen Teile abgezogen werden, die vorher in den Bruttoraumgehalt eingemessen waren. Demgegenüber wird der aktuelle Maschinenraum unter dem Oberdeck unter allen Umständen eingemessen und abgezogen, da der Raumgehalt unter Deck als Ganzes festgestellt wird.

Die Schiffsvermessungsbehörden verfahren nun in folgender Weise:

Erreicht der aktuelle Maschinenraum unter dem Oberdeck 13 oder mehr Prozent des Bruttoraumgehaltes, so würde eine Zumessung weiterer darüberliegender Schächte nur eine zwecklose Vergrößerung des Bruttoraumes und damit auch des Nettoraumes bedeuten, da nur der feste Satz von 32 % ihres Rauminhaltes wieder abgezogen wird, gleichviel, ob die Größe des Maschinenraumes eben über 13 oder eben unter 20 % liegt. Der Abzug ist also relativ am günstigsten an der unteren Grenze. Es werden deshalb auch keine Schächte mehr hinzugenommen, vorausgesetzt, daß es nicht möglich ist, mit Zurechnung der Schächte auf 20 % zu kommen.

Erreicht der aktuelle Maschinenraum unter dem Oberdeck noch keine 13 %, so werden von den darüberliegenden Schächten nur genau so viele begrenzte Teile hinzugenommen, daß die 13 % des durch die zugemessenen Teile zu vergrößernden Bruttoreumgehaltes erreicht werden. Es ist hierbei Voraussetzung, daß durch ein Zumessen aller Schächte die nächste Grenze, 20 % des Bruttoreumgehalts, nicht erreicht werden.

In beiden Fällen wird also der Abzug von 32 % zur Wirkung kommen.

Besteht aber die Möglichkeit, durch Hinzumessen aller Schächte auf 20 % oder darüber zu kommen, so werden alle Schächte über dem Oberdeck eingemessen, um einen möglichst großen Maschinenraumabzug zu erreichen, denn mit Erreichung der 20 % springt der Gesamtabzug von 32 % auf $20 \times 1\frac{3}{4} = 35\%$ und steigt von da ab unausgesetzt in diesem Verhältnis mit der Vergrößerung des Maschinenraumes. Beim Abzug kommt nicht mehr, wie vorher, nur ein fester Satz vom Bruttoreumgehalt zur Wirkung, sondern deren volle Größe nebst einem Zuschlag von 75 %. Das Erreichen der 20 % durch Zumessen der Schächte braucht nicht immer ein Vorteil für Schiffe zu sein, da der Nettoreumgehalt wegen des plötzlichen Zumessens der ganzen Schächte und infolge der vielseitigen Einflüsse aus der Vermessung trotzdem noch zunehmen kann. Auch kann, wenn auch selten, die Geringhaltung des Bruttoreumgehaltes unter Umständen für den Reeder das Wichtigere sein. Deshalb überläßt die Schiffsvermessungsordnung es dem Reeder in solchen Fällen zur Entscheidung, ob er sein Schiff nach der 32-%-Regel oder nach der sogenannten „Donauregel“ behandelt sehen will. Diese praktisch scheinbar bedeutungslosen Fälle können bei den Küsten- und Ostseedampfern der üblichen Größe von 65–75 m Länge für Entwurf und Betrieb von großem Einfluß werden, besonders wenn Aufbauten für einige Passagiere hohe Schächte bedingen oder wenn der Konstrukteur die Größe der Schächte sorgfältig auswählt. Auch können zufällige geringe Änderungen, z. B. Aufbau eines Funkenhauses, auf diesen Schiffen unliebsame Überraschungen ergeben oder zu schwerwiegenden Unterschieden bei im übrigen völlig gleichen Schiffen führen. Hierdurch wird die Wettbewerbsfähigkeit der Schiffe untereinander unter Umständen stark beeinträchtigt werden.

Als Beispiel diene ein niedriges Schiff mit langer Maschinenanlage und verhältnismäßig hohen Aufbauten, z. B. ausgeschlossenem Schutzdeck

und Brücke, also umfangreichen Schächten. Das Schiff habe einen Bruttoreumgehalt von 3000 cbm. Die Maschinenräume unter Deck sollen gerade 13 % erreichen, also nach der wirklichen Vermessung 390 cbm groß sein, während der Abzug dafür mit 32 % gleich 960 cbm wird. Der Abzug für Mannschafts- usw. räume betrage 240 cbm, so daß der Nettoraumgehalt = 3000 — (960 + 240) = 1800 cbm wird. Die hier nicht einvermessenen Kessel- und Maschinenschächte sollen so groß sein, daß die 20 % fast, aber nicht ganz erreicht werden, also etwa 250 cbm (Fall I).

Wenn der Bruttoreumgehalt dieses Schiffes durch Offenmachung irgendeines Raumes, z. B. des letzten Teiles des Schutzdecks, weiter verkleinert wird um 50 cbm, so wird durch die Zumessung der Schächte der Satz von 20 % erreicht, der Maschinenraumabzug steigt auf das 1³/₄fache des Gesamtbetrages, und die Rechnung ergibt folgendes Bild:

Früherer Bruttoreumgehalt, vermindert um den			
Inhalt des offen gemachten Raumes	=	2950 cbm	
Maschinenschächte	=	250 cbm	
Neuer Bruttoreumgehalt		3200 cbm	3200 cbm

Davon ab:

Unveränderte allgemeine Abzüge	=	240 cbm	
Maschinenraumabzug:			
Wirkliche Vermessung = 390 + 250 = 640 cbm			
Tatsächlicher Abzug, da $\frac{640}{3200} = 20\%$	=	$640 \times 1,75 = 1120$ cbm	
Summe der Abzüge = 1360 cbm		1360 cbm	
(Fall II) Neuer Nettoraumgehalt			<u>1840 cbm</u>

Würde die Erreichung der 20% nicht durch eine Verkleinerung des Bruttoreumgehaltes, sondern durch eine Vergrößerung der Schächte, durch Erhöhung oder Verbreiterung, erzwungen werden, so würde das Bild folgende Gestalt annehmen:

Ursprünglicher Bruttoreumgehalt		3000 cbm	
Ursprüngliche Schächte		250 cbm	
Vergrößerung der Schächte		15 cbm	
Neuer Bruttoreumgehalt		3265 cbm	3265 cbm

Davon ab:

Unveränderte allgemeine Abzüge	240 cbm	
Maschinenraumabzug:		
Wirkliche Vermessung = 390 + 250 + 15 =	655 cbm	
Tatsächlicher Abzug, da $\frac{655}{3265} = 20,06\%$, = 655 × 1,75 =	1146 cbm	
		<u>1386 cbm</u>
Summe der Abzüge =	1386 cbm	1386 cbm
(Fall III) Neuer Nettoraumgehalt		<u>1879 cbm</u>

In dem Beispiel war angenommen, daß das Schiff Schutzdeck und Brücke hat, die von der Vermessung ausgeschlossen sind. Für den Fall, daß diese Räume eingemessen werden und aus irgendeinem Grunde eine Verkleinerung der Schächte um 25 cbm, sonst aber keine Änderungen eintreten, ergeben sich für die einzelnen Zustände des Schiffes weiter folgende Nettoraumgehalte:

Der Inhalt der ausgeschlossenen Räume ohne Schächte und ohne den im Fall II zusätzlich ausgeschlossenen Teil unter dem Schutzdeck mit 50 cbm betrage 1520 cbm; der Rauminhalt der Schächte im Bereich des Schutzdecks betrage 100 cbm.

Dann ergibt sich (für Fall I)

Ursprünglicher Bruttoraumgehalt	3000 cbm	
Dazu: Schutzdeck u. sonst. ausgeschl. Räume . .	1520 cbm	
Schächte im Schutzdeck	100 cbm	
Schächte über Schutzdeck	125 cbm	
		<u>4745 cbm</u>
Neuer Bruttoraumgehalt	4745 cbm	4745 cbm

Davon ab:

Allgemeine Abzüge	240 cbm	
Maschinenraumabzug:		
Wirkliche Vermessung einschl. Schächte		
= 490 + 125 =	615 cbm.	
Tatsächl. Abz., da $\frac{615}{4745} = 12,96\%$, = 615 × 1,75 =	1076 cbm	
		<u>1316 cbm</u>
Summe der Abzüge	1316 cbm	1316 cbm
(Fall IV) Neuer Nettoraumgehalt		<u>3429 cbm</u>

Würden die Schächte um soviel vergrößert, daß die 13 % erreicht werden, so zeigt die Vermessung schließlich folgendes Ergebnis:

Ursprünglicher Bruttoreumgehalt	3000	cbm
Dazu: Schutzdeck u. sonst. ausgeschl. Räume		
einschl. Schächte im Schutzdeck	1520	cbm
Schächte im Schutzdeck	100	cbm
Schächte über Schutzdeck	125	cbm
Vergrößerung der Schächte	5	cbm
	<hr/>	
Neuer Bruttoreumgehalt	4750	cbm 4750 cbm

Davon ab:

Allgemeine Abzüge 250 cbm

Maschinenraumabzug:

Wirkl. Vermessung einschl. Schächte = 490 + 130 = 620 cbm

Tatsächlicher Abzug, da $\frac{620}{4750} = 13.05$,

32% von 4750 = 1520 cbm 1520 cbm

Summe der Abzüge = 1770 cbm 1770 cbm

(Fall V) Neuer Nettoreumgehalt 2980 cbm

Nach diesen 5 Fällen ergibt sich folgende Zusammenstellung für den Brutto- und Nettoreumgehalt:

	Brutto	Netto	Netto : Brutto
Fall I	3000 cbm	1800 cbm	0.60
Fall II	3200 cbm	1840 cbm	0.58
Fall III	3265 cbm	1879 cbm	0.57
Fall IV	4745 cbm	3429 cbm	0.72
Fall V	4750 cbm	2980 cbm	0.63

Es ist hierbei zu beachten, daß es sich in allen 5 Fällen um genau dasselbe Schiff handelt, das, abgesehen von der technisch wie kaufmännisch völlig belanglosen geringen Vergrößerung oder Verkleinerung der Schächte, in allen Fällen auch in seiner Erwerbsfähigkeit genau dasselbe geblieben ist. Die Erhöhung der Tragfähigkeit des Schiffes infolge freibordlich günstigerer Behandlung in den letzten zwei Fällen bietet natürlich die Möglichkeit einer anderen kaufmännischen Verwertung, aber nur für bestimmte Ladungsarten; der Raumgehalt für Ladung bleibt auch hier derselbe.

Es ist nach dem Vorstehenden unter den geltenden Vermessungsregeln also nur unter Berücksichtigung des Maschinenraumabzuges möglich, daß 5 Schwesterschiffe 5 verschiedene Bruttovermessungen mit Ab-

weichungen von 7 bis 58 % und ebenso 5 verschiedene Nettovermessungen mit Abweichungen von 2 bis 90 % haben. Die Zahl der Möglichkeiten überhaupt ist damit aber noch keineswegs abgeschlossen. Zwischen ihnen kann und muß der Reeder wählen, wenn er sein Schiff am günstigsten ausnutzen will. In den meisten Fällen wird der Reeder ebensowenig wie der Konstrukteur in der Lage sein, die Tragweite dieser Entscheidungen zu beurteilen. Vielfach werden glückliche Entscheidungen hier nur Zufalltreffer sein, und es werden dem einen, ohne es zu wissen, Vorteile in den Schoß fallen, die anderen versagt bleiben.

Vor der Statistik aber und vor dem Streben nach einer gerechten und gleichmäßigen Behandlung aller Schiffe unter diesem Gesetz, wie es bei dessen Einführung erhofft wurde, kann dies Ergebnis selbstverständlich nicht bestehen. Daß diese Schwäche sehr bald erkannt worden ist und sich nicht erst, wie so manches andere, im Laufe der Jahrzehnte in die Vermessung eingeschlichen hat, beweist Moorsom selbst, wenn er schon im Jahre 1860 darauf hinweist, daß es durch ganz geringe Änderungen möglich ist, mit Hilfe des Maschinenraumabzuges den Nettoraumgehalt um 43 % zu vergrößern oder zu verkleinern.

Das durchgeführte Beispiel sucht natürlich äußerste Möglichkeiten, es bewegt sich aber nicht in Unmöglichkeiten. Verhältnisse, wie die geschilderten, können jederzeit bewußt oder unbewußt auf Schiffen der Küstenfahrt mit verhältnismäßig großen Maschinen eintreten.

Als Beispiel hierfür diene folgender Fall aus der Praxis. Ein Ostseedampfer wurde dreimal aus verschiedenen Gründen vermessen. Bei der ersten Vermessung waren keine offenen Räume von der Vermessung ausgeschlossen, bei der zweiten wurde ein Teil der langen Poop mit 762 cbm und bei der dritten Vermessung ein weiterer Teil mit noch 165 cbm ausgeschlossen. Die drei Vermessungen des sonst unveränderten Schiffes hatten folgendes Ergebnis:

Vermessung	I	II	III
Bruttoraumgehalt	3583 cbm	3054 cbm	2732 cbm
% der Maschinenräume	13.6%	21.1%	17.9%
Maschinenräume	1146 cbm	1130 cbm	874 cbm
Sonstige Abzüge	246 cbm	240 cbm	238 cbm
Summe der Abzüge	1392 cbm	1370 cbm	1112 cbm
Nettoraumgehalt	2191 cbm	1684 cbm	1620 cbm

Aber auch bei großen Schutzdeckschiffen tritt häufig der Fall ein, daß bei Einvermessung des Schutzdecks die Größe der Maschinenräume rettungslos unter 13 % sinkt, dem Schiff der „günstige Maschinenraumabzug“ verloren geht und, absolut genommen, der Maschinenraumabzug für das wesentlich größere Schiff erheblich geringer wird als für das kleinere Schiff. Der Unterschied zwischen beiden zur Anrechnung kommenden Abzügen, der bei einem Schiff von 5000 B.-R.-T. 200 und mehr R.-T. betragen kann, ist als reiner Verlust für den Reeder anzusehen. Auch bei scharf kalkulierten Schiffen, bei denen die 13%-Grenze gerade erreicht wird, können geringe bauliche Veränderungen ein Sinken unter diese Grenze verursachen und somit zu dauernden großen Verlusten für den Reeder führen. Die modernen großen Frachtdampfer bieten hierfür ein Beispiel, da der

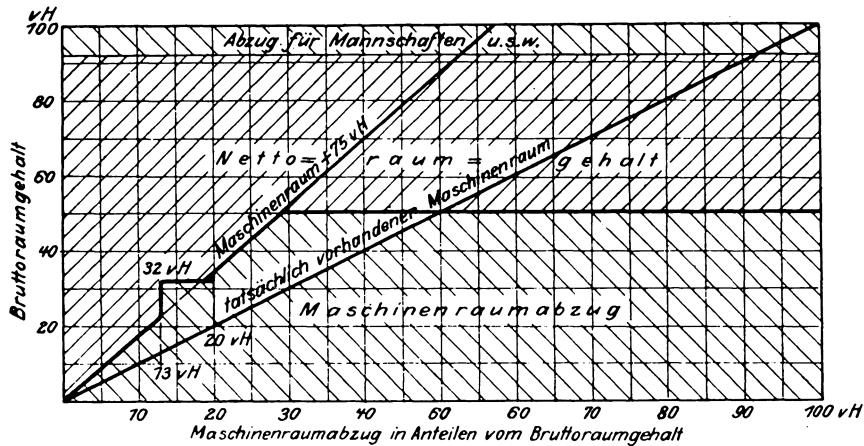


Abb. 1.

Raumbedarf ihrer hochwertigen Maschinen im Verhältnis zu den großen Schiffen gering ist und daher die Schächte zur Erreichung der 13 % in erheblichem Maße herangezogen werden müssen.

Zwischen den geschilderten äußersten Fällen nach beiden Seiten liegt die Masse der normalen Ergebnisse des Abzuges für die Treibkraft.

Abb. 1 zeigt in einer auch sonst schon gewählten Darstellung die Verteilung des Bruttoreumgehaltes bei steigenden Maschinenraumgrößen unter der Annahme, daß die sonstigen Abzüge für Mannschaft, Offiziere, Bootsmannsvorräte, Wasserballast im Mittel etwa 8 % des gesamten Bruttoreumgehaltes ausmachen. Die Ordinaten zeigen den bei jeder Maschinenraumgröße erzielbaren Nettoraumgehalt zwischen dieser und den 8 % sonstiger

Abzüge. Die Bestimmung, daß auf die Treibkraft nicht mehr als 55 % des um diese übrigen Abzüge verringerten Bruttoreumgehaltes als Abzug angerechnet werden darf, bewirkt, daß nur etwa 50 % des gesamten Bruttoreumgehaltes als Höchstmaß in Abzug kommen, also derselbe Satz, der in der Suez-, Panama-, schwedischen Vermessung z. B. vorgesehen ist. Infolgedessen ist jede Maschinenraumgröße über 28½ % des Bruttoreumgehaltes hinaus zwecklos zur Erreichung eines kleineren Nettoreumgehaltes. Von diesem Punkt an wird, wie gleichfalls aus dem Diagramm hervorgeht, der prozentuale Anteil des Netto- am Bruttoreumgehalte konstant. Die Beschränkung auf 55 % kann daher wohl geeignet sein, bei großen Maschinenanlagen unsozial zu wirken. Es besteht keine andere gesetzliche Handhabe, hier einen Mindestraum zu erzwingen; nur die an zulängliche Räume gewöhnte Erfahrung der Maschinenbauer vermeidet eine unzulängliche Raumgebung.

Diese Grenze ist von England zum Schutze einiger Häfen und Dockgesellschaften eingeführt worden, die in ihren Einnahmen durch die dauernde Verringerung des Nettoreumgehaltes allzu schwere Einbuße erlitten. Bei modernen Schiffen wird diese Grenze nur sehr selten erreicht. Die älteren Schnelldampfer lagen über dieser Grenze; die neuen Riesenschiffe liegen unmittelbar darunter, da die Aufbauten bei diesen Schiffen den Bruttoreumgehalt sehr hoch schieben. Von den untersuchten 556 Schiffen lag nur 1, ein kleines Schiff von 670 Br.-Reg.-To. über 28½ %. Dagegen fallen alle Fischdampfer unter diese Grenzbestimmung. Sie hat hier jedoch keine wesentliche Bedeutung, da die Fischdampfer, sofern sie ihren Bestimmungshafen zur Veräußerung ihres Fanges anlaufen, Hafenabgaben nicht nach dem Nettoreumgehalt, sondern nach dem Fangergebnis zu zahlen pflegen. Für die von der Beschränkung ausgeschlossenen Schleppdampfer hat sie keinen Wert, da sie von Hafenabgaben befreit sind.

Bei 13 % wird die gleichmäßige Linie des Zuschlages von 75 % zum tatsächlich vorhandenen Maschinenraum durch den Sprung auf den feststehenden Wert von 32 % unterbrochen. Die 32 % als Abzug bleiben bis zu 20 % Maschinenraum bestehen, obwohl der dann wieder einsetzende Zuschlag von 75 % bei 20 % einen höheren Wert, nämlich 35 % Gesamtanzug ergibt. Bei tatsächlich vorhandenem Maschinenraum von etwa 18½ bis 20 % tritt also eine Benachteiligung ein, die nicht auszugleichen ist. Noch klarer tritt dies hervor, wenn man den Verlauf der prozentualen Zuschläge zum

tatsächlichen Maschinenraum absetzt (Abb. 2). Der sonst durchweg 75 % betragende Zuschlag springt bei 13 % auf 146 % und fällt bei 20 % auf nur 60 %. Infolge der Beschränkung des Gesamtabzuges auf 55 % des verringerten Bruttoreumgehaltes beginnt der Zuschlag bei etwa 28½ % abzufallen, und erreicht bei etwa 51 % Null.

Um den plötzlichen Sprung auf 32 % zu vermeiden, hat Wall im Frühjahr dieses Jahres in einem Vortrag vor der Institution of Naval Architects, besonders im Interesse moderner Maschinenanlagen, die einen geringeren Raumbedarf haben, vorgeschlagen, den Abstieg von 32 % nach unten ab-

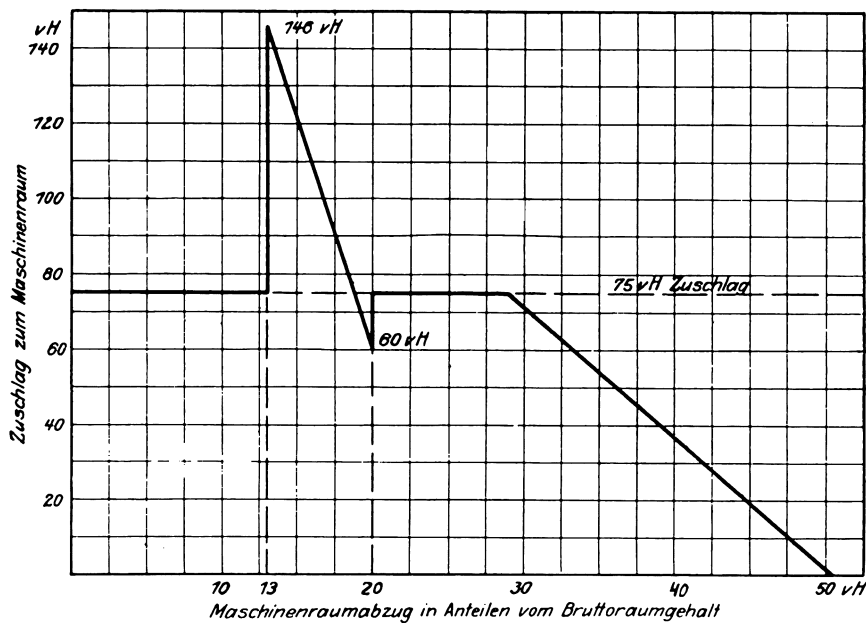


Abb. 2.

hängig von den ermittelten Prozentsätzen unter 13 % zu machen. Hat also ein Schiff nur 12 %, so soll der Abzug $\frac{12}{13} \times 32\%$ betragen usw. Der Abstieg würde also auf einer Geraden von der mit „32 v. H.“ bezeichneten Ecke der Zuschlagskurve in Abb. 1 bis zum Nullpunkt erfolgen; ebenso in Abb. 2 auf einer Geraden von der mit „146 v. H.“ bezeichneten Spitze bis zum Nullpunkt. Dieser Vorschlag ist wohl ein Notbehelf, nicht aber eine Lösung der Frage. Es bleibt dabei außer Betracht, wie weit der aktuelle Maschinenraum überhaupt eingemessen werden soll, wenn die 13 %-Grenze überschritten wird. Es wird zwar versucht, bis zu dieser Grenze Gleichmäßigkeit zu schaffen, nicht aber darüber hinaus. Eine Beseitigung der Benach-

teilung moderner Maschinenanlagen gegenüber älteren Anlagen wird nicht oder nur in abgeschwächter Form erreicht.

Die Zahl der Schiffe, deren Maschinenraum unter 13 % bleibt, ist sehr gering. Sie betrug bei 556 untersuchten Schiffen nur 12, also etwas über 2 %. Dies Ergebnis wird durch die Art, wie die Schiffsvermessung die Schächte zur Bruttovermessung heranzieht, erreicht. Hierdurch wird eine gewisse Milde- rung des Übergangs hergestellt. Aus demselben Grunde muß sich eine außer- ordentliche Häufung der Fälle ergeben, die unmittelbar über 13 % liegen, da

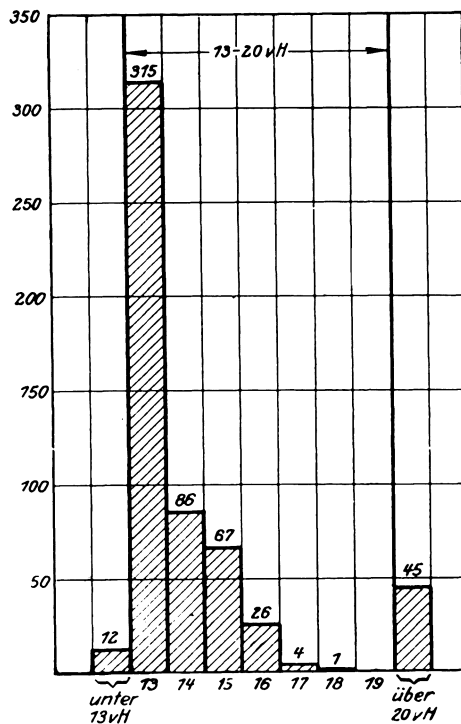


Abb. 3.

man sich bemüht, im Interesse eines möglichst kleinen Bruttoreumgehaltes möglichst dicht über 13 % zu bleiben. Abb. 3 zeigt diese Erscheinung in auffälliger Weise. Die Verteilung der Zahl der Schiffe auf die einzelnen Prozentzahlen fällt schnell mit wachsenden Prozentsätzen und das Verschwinden der Zahlen zwischen 18 und 20 % zeigt, daß die durch den festen Satz des Zuschlages von 32 % benachteiligte Strecke von 18½ bis 20 % eine praktische Bedeutung nicht erlangt.

In Abb. 4 sind die Felder zwischen 13 und 14 % und 14 und 15 % weiter nach Zehnteln der Prozente aufgelöst, und auch hier ergibt sich, daß

das erste Zehntel über 13 %, also 13—13,1 % mit 112 den weitaus größten Anteil, nämlich 20 % aller 556 untersuchten Fälle hat. Das beweist, wie genau die gegenwärtige Vermessung im Interesse der Dampfer auf diese Grenze hinarbeiten in der Lage ist und auch hinarbeitet. Über 20 % Maschinenraum liegen 45 Fälle oder 8 % der bearbeiteten Schiffe.

c) Der tatsächliche Anteil des Maschinenraumes am Raumgehalt des Schiffes.

Auf der Grundlage der vorliegenden Ergebnisse der bestehenden Vermessungsvorschriften ist es außerordentlich schwer, einen klaren Überblick über den wirklichen Anteil des Maschinenraumes an dem Raumgehalt des Schiffes zu gewinnen. Der gemessene Treibkraftraum umfaßt nicht den

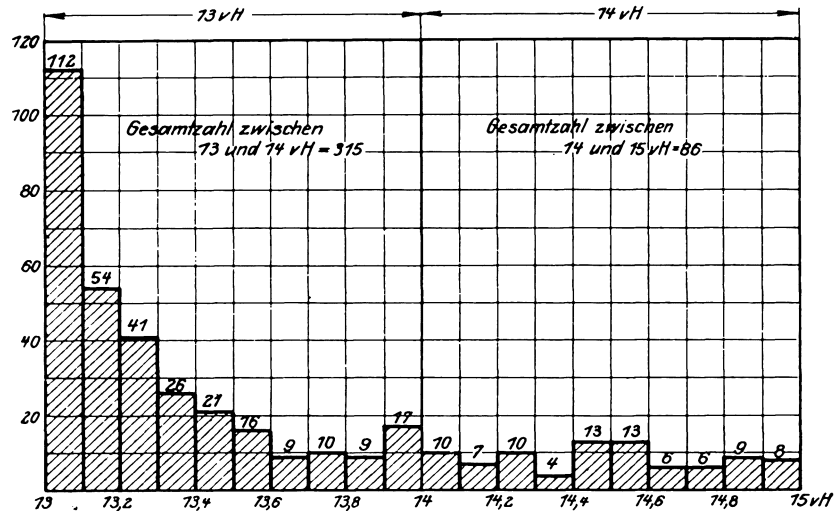


Abb. 4.

ganzen Maschinenraum bis zu einem bestimmten Deck oder einschließlich aller Schächte und ferner sind bei der Mehrzahl der Schiffe sog. offene, also nicht eingemessene Räume vorhanden, so daß der im Maßbrief angegebene Bruttoreumgehalt nicht das ganze Schiff einschließt. Um einigermaßen gute Grundlagen zu erhalten, ist es nötig, zunächst die nichteingemessenen Teile der Treibkrafträume zu den gemessenen Treibkrafträumen und gleichzeitig dem Bruttoreumgehalt zuzuschlagen, und zu diesem Bruttoreumgehalt dann noch die ausgeschlossenen Räume, soweit solche vorhanden sind. Das erstgenannte neue Brutto sei Brutto C, das zweite Brutto D. Selbst bei dieser einigermaßen genauen Herstellung des ganzen Raumgehaltes des Schiffes bilden die Schächte einen Unsicherheitsfaktor, weil ihre Höhe nicht vor der Maschine, sondern nur von der Einrichtung und dem Zweck des

Schiffes abhängt. Auf dieser Grundlage gerechnet ist das Verhältnis

$$\text{I. } \frac{\text{Gesamter Treibkrafraum}}{\text{Brutto C}} = 0,162$$

bei 359 untersuchten Schiffen (im folgenden die eingeklammerten Zahlen). Schlägt man weiter zu den reinen Treibkrafräumen die festen Bunker und dann noch die Reservebunker, soweit sie abgegrenzt feststellbar sind, hinzu, so ergeben sich weiter folgende Verhältniszahlen:

$$\text{II. } \frac{\text{Gesamter Treibkrafraum} + \text{fester Bunker}}{\text{Brutto C}} = 0,226 \text{ (358) und}$$

$$\text{III. } \frac{\text{Gesamter Treibkrafraum} + \text{feste Bunker} + \text{Reservebunker}}{\text{Brutto C}} = 0,277 \text{ (180).}$$

Die 32 %-Grenze wird also im Mittel der gesamten Schiffe nirgend erreicht. Tatsächlich lagen auch nur 6 Fälle von 358 beim zweiten Fall über 32 % und 30 von 180 beim dritten Fall. Da es sich bei den Reservebunkern um sehr zweifelhafte und ebenso gut für Ladungszwecke benutzte Räume handelt, so besteht die Tatsache, daß nur außerordentlich wenige Schiffe diese Grenze erreichen und der Gesamtabzug des Meßbriefes für Treibkrafräume durchweg weit mehr deckt als Maschinen-, Kessel- und Bunkerräume, wofür er nach allgemeiner Auffassung den Gegenwert bieten soll.

Die gleichen Verhältniszahlen für das Brutto D gebildet, ergeben die Werte 0,152 (364), 0,212 (360) und 0,263 (180). Hierbei sind, um Mittelwerte für alle Schiffe festzustellen, alle untersuchten Schiffe herangezogen, also auch die, die keine offenen Räume haben und bei denen daher Brutto C gleich Brutto D ist.

Wird die Ermittlung auf nur solche Schiffe beschränkt, bei denen offene Räume vorhanden sind, die nunmehr mitgerechnet werden, so sinkt das Verhältnis der gesamten Treibkrafräume zu Brutto D auf 0,145 (215), also im Mittel schon sehr nahe an die untere Grenze von 13 %. Dabei sanken im einzelnen nicht weniger als 31 Schiffe (von 201), also über 15 %, von über 13 % auf unter 13 %, und 7 von 14, also die Hälfte, von über 20 % auf unter 20 %. Einerseits zeigt dies, wie außerordentlich unvorsichtig es ist, Schiffe mit ausgeschlossenen Räumen, bei denen eine spätere Einvermessung dieser Räume immer im Bereiche der Möglichkeit liegt, unter den bestehenden Vermessungsvorschriften nicht mit genügend großen Maschinenräumen zu versehen. Andererseits sind diese Verhältnisse ein Beispiel dafür, wie stark der Konstrukteur durch diese Vorschriften in der unbehinderten Ausnutzung des gesamten Schiffsraumes behindert wird. Die beiden

anderen Werte für die Treibkrafträume einschließlich fester und Reservebunker im Verhältnis zum Brutto D sind 0,199 (206) und 2,242 (97). Die Grenze von 32 % wird in diesen beiden letzten Fällen nur von 1 Schiff unter 206 und von 2 Schiffen unter 97 erreicht. Das ist praktisch gleich Null.

Raum/i. P. S. im Mittel der Jahre 1888–1914 (ohne Kohlenbunker).

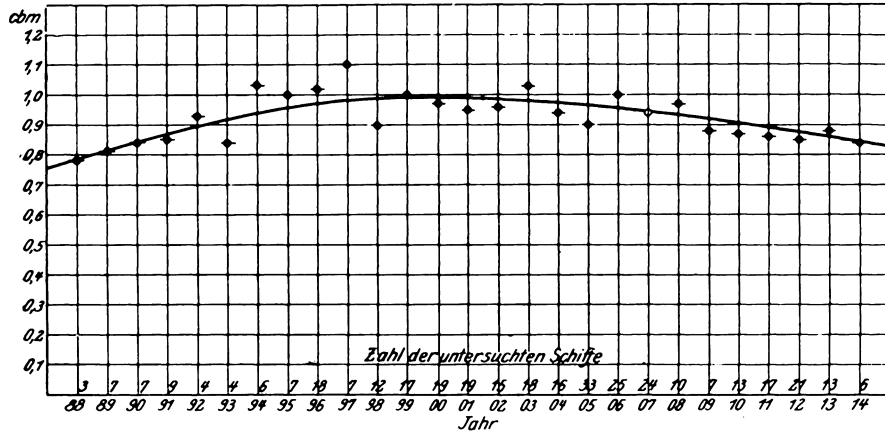


Abb. 5.

Raum/i. P. S., geordnet nach Maschinenleistung (ohne Kohlenbunker).

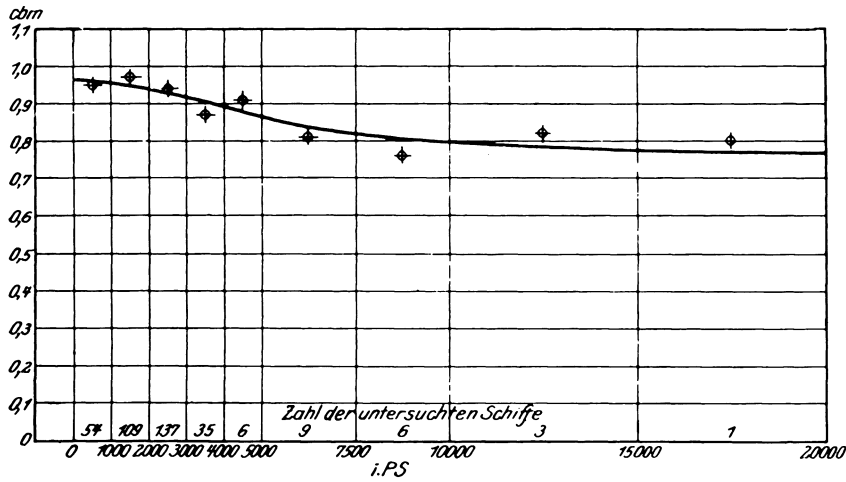


Abb. 6.

Ein anderes Mittel zur Beurteilung der vorliegenden Frage bietet das Verhältnis $\frac{\text{Maschinenraum}}{\text{i. P. S.}}$, also der Raum für eine indizierte Pferdestärke. Dieser Raum betrug, bezogen auf den angerechneten Abzug im Meßbrief, 1,871 cbm bei 490 untersuchten Schiffen. Der tatsächlich eingemessene Raum war 0,831 cbm und der vorhandene 0,944 cbm. Für den Bruttoreumgehalt, und dadurch auch für den Nettoraumgehalt blieben also 0,11 cbm/i.P.S. unberücksichtigt.

Werden die untersuchten Schiffe nach dem Baujahr geordnet, so er-

gibt sich die in Abb. 5 dargestellte Kurve für den Raumbedarf/i. P. S. Der Anstieg in den Jahren bis 1898 etwa ist vielleicht, abgesehen von der Unsicherheit durch die geringe Zahl der zur Verfügung stehenden Schiffe — die Punkte liegen z. T. weit voneinander —, in der noch nicht eingetretenen Wirkung der sozialen Bestrebungen und in dem Wachsen der Maschinenleistung ohne wesentliche technische Weiterentwicklung begründet. Der Übergang zur 4-fach-Expansionsmaschine vergrößert den Maschinenraum, weil sie sich länger baut als die 3-fach-Expansionsmaschine gleicher Leistung. Mit der 4-fach-Expansionsmaschine aber tritt ein Stillstand ein. Nur die Leistung wird erhöht, die keine wesentliche Verlängerung der Maschine bringt. Dann greifen in verhältnismäßig schneller Folge technische Verbesserungen Platz unter weiterer Steigerung der Maschinenstärke. So zeigt sich von 1902 ab ein deutliches Abfallen der Kurve.

Durch diesen geringen Raumbedarf tritt aber die Gefahr der Unterschreitung der 13 % ein, die eine Belastung des Reeders darstellen würde und zugleich eine Benachteiligung des Schiffes mit einer alten Maschine gegenüber einem gleichgroßen Schiff mit moderner Maschine höherer Geschwindigkeit.

In gleicher Weise zeigt eine Ordnung nach Leistung ein Absinken der Raumkurve mit zunehmender Leistung. (Abb. 6.) Im Bereich bis zu 20 000 i. P. S. kann man eine Verringerung von nicht ganz 1 cbm bis auf nicht ganz 0,8 cbm feststellen. Das Absinken der Kurve unter die beiden letzten Punkte ist berechtigt, weil die allein jenseits der 20 000 i. P. S.-Grenze liegenden großen Turbinenschiffe nur 0,69 cbm i. P. S. haben. Das Fallen der Kurve in ihrem zweiten Teil auf der vorhergehenden Abbildung ist also nicht nur durch technische Verbesserungen, sondern auch durch die Steigerung der durchschnittlichen Maschinenleistung bedingt.

Wird der Raum/i. P. S. auf die Maschinenart bezogen, so ergeben sich folgende Werte:

2 fach-Expansionsmaschine	0,85 cbm/i. P. S.	(19)
3 „ „	0,94 „	(250)
4 „ „	0,97 „	(94)
Kolbenmaschine + Turbine und reine Turbine .	0,75 „	(4)
Ölmaschine	0,54 „	(3)

Die Entwicklung der Ölmaschine darf als noch nicht abgeschlossen angesehen werden. Schon jetzt zeigt sie einen wesentlich geringeren Raumbedarf als fast alle anderen Maschinen. Dazu tritt der außerordentlich geringe Raumbedarf des Brennstoffes, so daß hier ein besonders großer Widerspruch zwischen Abzug und tatsächlichem Raumbedarf auftritt. Es

liegt hier die Gefahr besonders nahe, daß wertvoller Raum verschwendet wird, um auf 13 % zu kommen, oder daß die Motorschiffe diese Grenze nicht erreichen und gegen andere Schiffe mit weniger hochwertiger Maschinenanlage in schweren Nachteil geraten.

Die Zahl der Maschinen bleibt auf die Raumeinheit ohne Einfluß. Die errechnete Raumeinheit beträgt 0,94 cbm/i. P. S. bei 318 Einschraubenschiffen und gleichfalls 0,94 cbm bei 51 zwei und mehr Schrauben.

Raumvergleich (Kessel- und Maschinenraum).

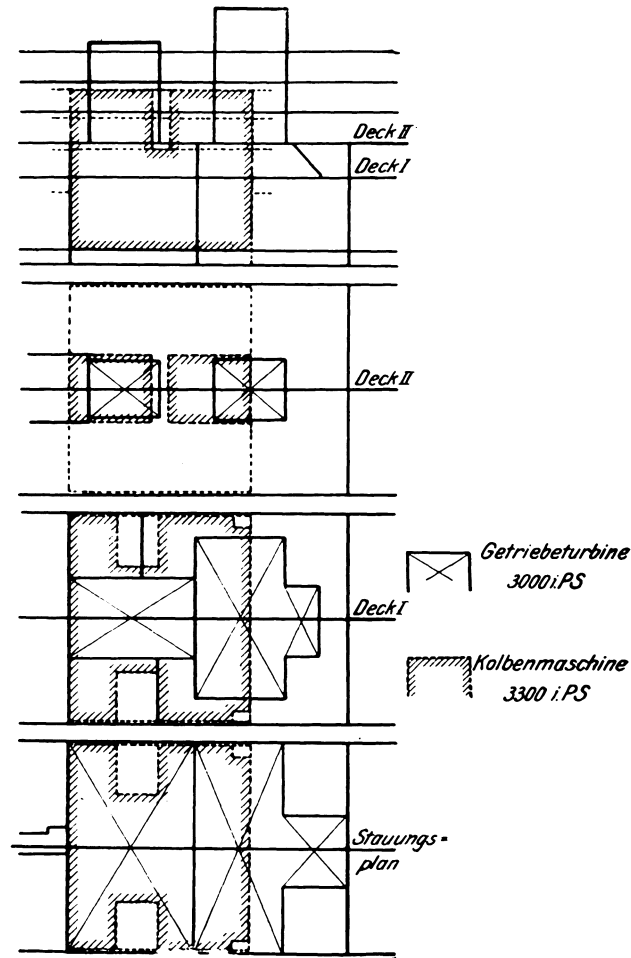


Abb. 7.

Alle Werte Raum/i. P. S. sind in der Weise ermittelt, daß der gesuchte Wert für jedes einzelne Schiff festgestellt und daraus das Mittel gezogen worden ist. Diese Methode erschien richtiger als die andere, alle Räume und alle Pferdestärken für die ganzen in Frage kommenden Schiffe zusammenzufassen und daraus den Quotienten zu bilden, weil so die Individualität jedes einzelnen Schiffes in ihrer Wirkung auf das Endergebnis zum Ausdruck kam.

Für die augenblicklich am meisten interessierende Maschinenart, Turbine mit Räder- oder hydraulischem Getriebe, lagen Ausführungen noch nicht vor. Durch die Freundlichkeit der Woermann- und der Hamburg-Amerika-Linie, sowie der Firma Blohm & Voß war es möglich, die Wirkung

Raumvergleich (nur Maschinenraum).

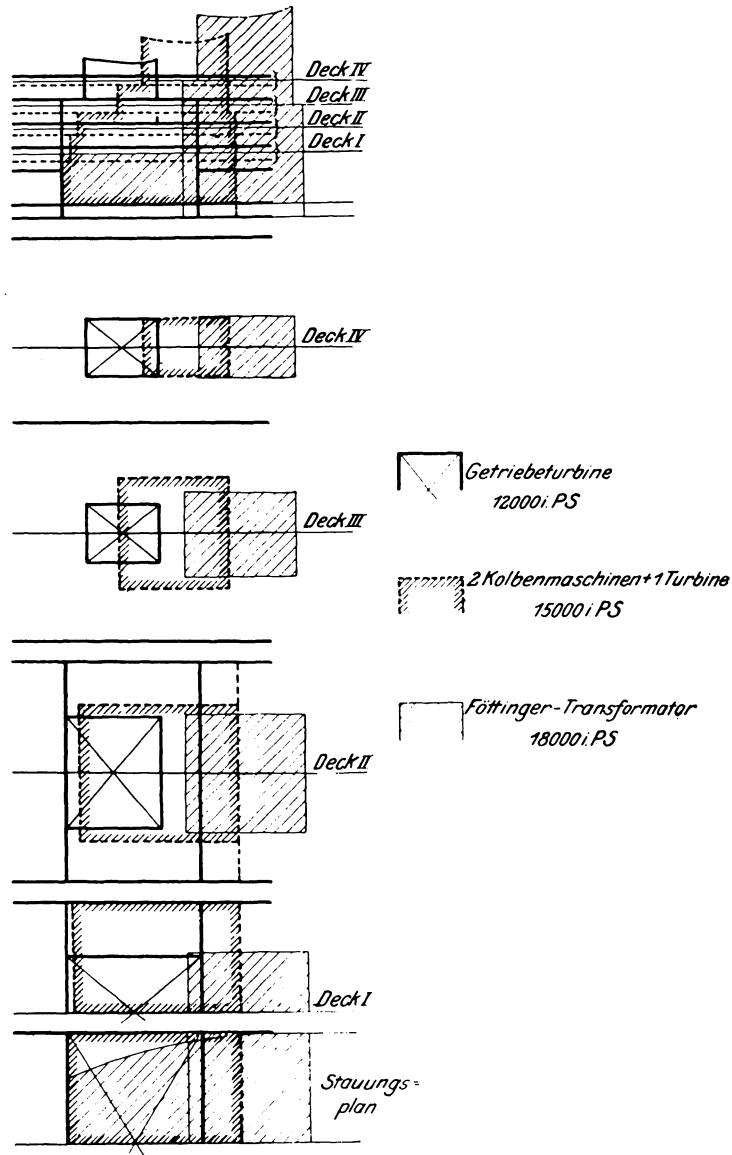


Abb. 8.

dieser Maschinenart auf die Raumgröße wenigstens an allgemeinen Projekten zu prüfen. Das bezeichnende dieser Maschinenart ist, daß sie in die Länge und Breite, nicht aber in die Höhe baut. Deshalb läßt sich bei Zylinderkesseln und Kohlenfeuerung in der Grundfläche eine Ersparnis

nicht nachweisen, wohl aber in der Höhe insofern, als die eigentlichen Schächte in der Regel bereits ein Deck tiefer beginnen als bei der gleich großen Kolbenmaschine. Aus den beifolgenden beiden Abbildungen (7 u. 8) ist das klar ersichtlich. Der Frachtdampfervergleich ist für das Triebturbinenschiff verhältnismäßig ungünstig, weil die in Vergleich gestellte Kolbenmaschinenanlage ganz besonders eng an die Maschine herangerückte Kessel ohne Trennungsschott hat. Bei dem Vergleich der Passagierdampfer konnte ein Schiff mit hydraulischen Transformatoren herangezogen werden. Es zeigt sich, daß diese Maschine einen besonders langen aber auch sehr niedrigen Raum benötigt. Das erste Deck über dem Transformatorenraum geht ohne Unterbrechungen von Bord zu Bord durch.

Im ganzen wird der Raum für die Maschine selbst ungefähr derselbe bleiben, nur bei den Schächten dürfte eine erhebliche Ersparnis vom konstruktiven Standpunkt aus zu erwarten sein, deren Beschränkung durch die Vermessung sehr bedauerlich sein würde.

Vom konstruktiven Standpunkt aus gesehen, stehen wir vor einer weiteren Umwälzung im Handelsschiffsmaschinenbau, nämlich vor dem Übergang von der Kohlen- zur Ölfeuerung. Mit diesem Schritt ist eine weitere erhebliche Raumersparnis verbunden. Wall gibt in seinem bereits erwähnten Vortrag folgende beachtenswerte Zusammenstellung über die Verminderung des Raumbedarfs moderner Maschinenanlagen gegenüber alten Anlagen:

Art des Schiffes	Art der Maschine	Verringerung des Raumbedarfs
1. Fracht- und Passagierschiff; L = 183 m	Zylinderkessel mit Kohlenfeuerung, Getriebeturbinen mit doppelter Übersetzung	13 v. H.
2. Fracht- und Passagierschiff; L = 183 m	Zylinderkessel mit Ölfeuerung, Getriebeturbinen mit dopp. Übersetzung	33 „
3. Fracht- und Passagierschiff; L = 162 m	Zylinderkessel mit Kohlenfeuerung, Getriebeturbinen mit doppelter Übersetzung	10 „
4. Frachtschiff; L = 122 m	Ölmaschine	37 „
5. Frachtschiff; L = 122 m	Zylinderkessel mit Kohlenfeuerung, Ljungström-Turboelektr. Anlage	10 „
6. Küstenfrachtschiff; L = 46 m	Ölmaschine	20 „

Ferner gibt Wall ein Beispiel für ein 20 000 Br.-Reg.-Tonnen-Schiff mit alter Anlage und mit einer hochmodernen Anlage. Bei richtiger Raumordnung fällt der aktuelle Treibkrafraum von 14 auf 10 %, also der ange-rechnete Abzug von 32 % auf 17,5 %. Infolgedessen steigt der Nettoraum-gehalt um 24 %, während der tatsächliche Zuwachs an Laderaum nur 5 % beträgt.

Die gegenwärtige technische Entwicklung scheint aber noch darüber hinauszugehen. Der kürzlich vollendete amerikanische Dampfer „Andrea F. Luckenbach“ (Abb. 9) zeigt eine kaum übertreffbare Zusammendrängung der Maschinenanlage. Die beiden Triebturbinensätze von je 3000 PS sind ganz an die Seiten gerückt, was durch Anwendung der „Simpon-Gordon-Wellentunnel“ ermöglicht und bedungen wird. Unmittelbar davor stehen im selben Raum 4 Wasserrohrkessel mit Ölfeuerung. Im Verhältnis zur

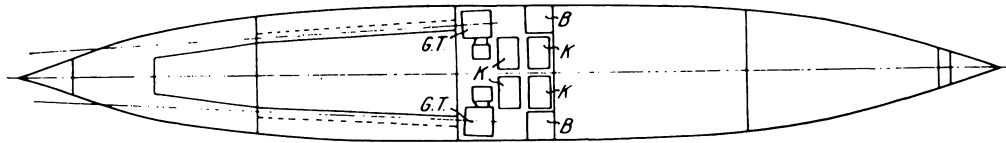


Abb. 9.

Länge des Schiffes und zu der großen Leistung der Anlagen wirkt der Maschinenraum geradezu überraschend kurz.

Aus allem geht hervor, daß die gegenwärtige sprunghafte Entwicklung des Schiffsmaschinenbaus in einen scharfen Widerstreit mit den die Entwicklung hemmenden Vorschriften der Schiffsvermessung zu treten beginnt, bei dem der Reeder vor schweren Entscheidungen und möglichen Verlusten steht. Der Konstrukteur soll technisch, der Reeder will kaufmännisch das wirtschaftlichste Schiff erreichen. Technisch richtig ist nur das Schiff, bei dem der Treibkrafraum nicht größer als unbedingt erforderlich ist. Die Begriffe technisch richtig und kaufmännisch richtig sollen sich vom wirtschaftlichen Standpunkt aus decken. Tun sie das nicht, so ist die Grundlage ungesund. Es ist ein unhaltbarer Zustand, daß bei einem Schiff wertvoller Raum und technischer Fortschritt geopfert werden muß, falls der Reeder ein wettbewerbsfähiges Schiff erhalten soll.

II. Kritischer Teil.

Das Problem der Schiffsvermessung krankt daran, daß es mit zu vielen Rücksichten belastet ist. Diese Rücksichten auf die statistische, kaufmännische, hafentarifliche und soziale Auswertung sind es gewesen, die einer

Neugestaltung bisher immer entgegengestanden haben. Sie finden ihren klassischen Ausdruck in dem Endurteil der Mehrheit des Committee on Tonnage vom Jahre 1906, das zu dem Ergebnis kommt: nicht an dieser schwierigen Materie rühren, die englische Reederei ist unter diesem Gesetz groß und mächtig geworden. Die Erkenntnis, daß eine Abänderung dringend erforderlich ist, ist und wird trotzdem Gemeingut aller derjenigen, die sich geschäftlich oder amtlich mit der Schiffsvermessung zu beschäftigen haben.

An Abänderungsvorschlägen hat es nicht gefehlt, doch erstrecken sich diese vielfach auf eine grundlegende Änderung, ja radikale Beseitigung der jetzigen Ordnung. Da hier nur der Maschinenraumabzug im Rahmen der bestehenden Schiffsvermessungsordnung behandelt werden soll, so können diese weitgehenden Vorschläge außer Acht gelassen werden.

Abänderungsvorschläge für die Behandlung der Treibkrauträume innerhalb der Raumvermessung können sich in folgenden Bahnen bewegen:

entweder behalten sie den Weg des prozentualen Abzuges bei,

oder sie befürworten die tatsächliche Vermessung einschließlich der Kohlenbunker oder ohne diese,

oder sie gehen auf die in den Räumen untergebrachten i. P. S. zurück.

Zur Beurteilung der gesamten Frage im allgemeinen genügt es jedenfalls, zu diesen drei Fragen Stellung zu nehmen.

Jede wirklich brauchbare Vermessung muß so geartet sein, daß sie

1. objektiv gerecht ist und wirkt,

2. völlig eindeutig ist,

3. weder für den Besteller, noch für den Erbauer irgendeine Bindung enthält, also auch nicht von sich aus irgendwie gestaltend auf die behandelten Räume einwirkt.

An diesen Forderungen gemessen, versagt die bestehende Behandlung der Maschinenräume völlig. Sie ist weder gerecht, noch eindeutig, noch wirkt sie nicht bindend. Jeder Bauvertrag enthält die Bedingung: „Die Größe der Maschinenräume ist so zu bemessen, daß der Abzug von 32 % erreicht wird“, gleichgültig, ob es sich um eine normale Kolbenmaschine handelt oder um ein Motorschiff. Aber auch jeder wie auch immer formulierte prozentuale Abzug entspricht keiner dieser Bedingungen, da er immer auf eine andere Größe zurückgeht, die von den verschiedensten, nicht auszuschaltenden Einflüssen bedingt wird. Die Abhängigkeit von einem Wert

für die gesamte Schiffsgröße, zumal von einem so fragwürdigen Wert, wie ihn die heutige Bruttovermessung darstellt, ist immer eine Vergewältigung der in der Maschinenanlage niedergelegten wirtschaftlichen Absichten des Reeders. So ist es z. B. wirtschaftlich ein Unding, wenn in einem großen Segler eine kleine Maschine in einen riesengroßen, sonst völlig leeren Raum gesetzt wird, oder wenn bei einem Motorschiff eine an sich mögliche Verringerung des Motorenraumes zugunsten einer Vergrößerung des Laderaumes nicht ausgenutzt wird, nur um den Abzug von 32 % oder überhaupt einen möglichst großen Abzug zu erreichen. Es bedarf schärfster kaufmännischer Überlegung, ob der Verlust an Frachtraum durch die Ersparnis an Hafen- und Kanalgeldern und den Gewinn an Reisedauer wieder eingebracht wird. Ähnlich liegen die Verhältnisse im Vergleich zweier Dampfer mit gleichem Bruttoreumgehalt, von denen der eine, völligere mit einer schwächeren Maschinenanlage und mit geringerer Geschwindigkeit die 13 % für den Abzug von 32 % gerade erreicht, während der andere, schlankere und schnellere die 20 % noch nicht erreicht, also gleichfalls nur 32 % abgezogen erhält oder, allgemein gesprochen, bei denen der gleiche Prozentsatz vom Bruttoreum zur Anrechnung kommt. Diese Beispiele lassen sich beliebig vermehren, zumal wenn man die Leistungsunterschiede bei verschiedenen modernen Maschinenarten im Verhältnis zum beanspruchten Raum in Betracht zieht. Auch die Neuaufstellung der Prozentsätze auf Grund der gegenwärtigen Verhältnisse würde, abgesehen von der Schwierigkeit überhaupt, nur vorübergehend zu einem Ergebnis führen, da die heutige Entwicklung der Technik wesentlich schneller fortschreitet als vor 60 Jahren.

Die Vermessung des tatsächlich vorhandenen Raumes, und zwar entweder des ganzen Raumes einschließlich aller Schächte oder der Schächte nur bis zum obersten Deck der von Bord zu Bord reichenden Aufbauten, hat dagegen den unbedingten Vorzug der Eindeutigkeit. Sie verlangt aber, um gerecht zu wirken, einige Begrenzungen, da der Raum vom Reeder oder Konstrukteur beliebig groß gemacht werden kann, um für den Schiffstyp je nach seinem Verwendungszweck, z. B. ob für Leicht- oder Schwergut, oder ob für reine Fracht- oder für reine Passagierfahrt, einen möglichst großen Abzug zu erzielen. Auch kommt eine Beeinflussung der Schächte in Frage, sofern diese, und das wird nicht zu umgehen sein, ganz oder teilweise, zum aktuellen Maschinenraum gerechnet werden. Soweit diese Vermessung in einzelnen Ländern heute besteht, steht als Regulativ die

britische Vermessung als die im Weltverkehr ausschlaggebende Vermessung daneben.

Zwischen diesen beiden Arten der Behandlung der Maschinenräume stehen Vorschläge, wie sie Dr. Schmidt und in Anlehnung daran neuerdings Judaschke gemacht haben. Beide Vorschläge laufen darauf hinaus, eine vollständige Vermessung der Maschinenräume im Rahmen einer grundsätzlich anders gestalteten Raumvermessung vorzunehmen, sie aber mit Rücksicht auf die Abgabenerhebung geringer zu bewerten. Es wird also ein willkürlicher Prozentsatz nicht vom Gesamtraumgehalt des Schiffes, sondern von dem für die Maschine vorhandenen Raum eingeführt. Beide rechnen die Kohlenbunker mit zum aktuellen Maschinenraum, Schmidt unter gesonderter Behandlung der Reservebunker. Es ist also eine vollständige Messung mit prozentualer Anrechnung. Ohne Zweifel umgehen diese Vorschläge die Fehler der jetzigen Vermessung. Sie lassen aber, abgesehen von anderen bleibenden Schwierigkeiten, das Kohlenbunkerproblem offen und führen einen schwer zu rechtfertigenden und niemals genau bestimm- baren Bewertungsfaktor ein. Die Fragestellung muß lauten: ist ein Raum abzugsberechtigt oder nicht, nicht aber: wie hoch soll ein Raum für den Abzug bewertet werden, damit er die gewünschte bestimmte Wirkung hat. Diese letztere Frage würde zu unendlichen Kämpfen führen.

Eine objektiv gerechte, eindeutige und keine Bindung enthaltende Abzugsmethode wird sich zunächst auf die Maschine selbst, auf ihre Art und ihre Leistung stützen müssen, da durch diese Faktoren allein die Größe des Maschinenraumes unter Ausschaltung aller Nebeneinflüsse und unter Berücksichtigung des Schiffes in seinem Verwendungszweck bestimmt wird. Nur auf diesen Grundlagen kann jeder Vorteil aus einem technischen Fortschritt voll zur Geltung gebracht und den wirtschaftlichen Absichten des Reeders oder Konstrukteurs entsprochen werden. Die Schwierigkeiten der praktischen Durchführung sind allerdings auch hier nicht zu unterschätzen. Die Anrechnung bestimmter Raumeinheitssätze für eine Pferdekraft würde deren Festsetzung und Staffelung in Abhängigkeit von Maschinenart und -leistung bedingen und außerordentlich kompliziert sein, auch fortwäh- render Nachprüfung und Ergänzung durch internationale Kommissionen bedürfen. Vielleicht könnte die Festsetzung von Mindestsätzen heute den Berufsgenossenschaften und der sozialen Gesetzgebung überlassen bleiben, vorausgesetzt, daß hierüber eine internationale Übereinstimmung zu erzielen wäre. Die soziale Gesetzgebung, die Rücksicht auf das Wohlergehen

des Mannes auf seinem Arbeitsplatz sind heute, im Gegensatz zu früher, so außerordentlich schwerwiegende Faktoren, daß ein Mißstand auf diesem Gebiet sofort zu Beschwerden der Beteiligten und somit zur Abstellung führt. Es dürfte heute kein Reeder wagen, an Bord mangelhafte und gefährliche oder gesundheitsschädliche Maschinenräume einzubauen. Sein Schiff würde einfach keine Besatzung finden. Trotzdem würde eine gesetzliche Beschränkung nach unten nicht ohne Nutzen sein. Sie könnte ebenso festgesetzt werden, wie heute die Schaffung guter Unterkunftsräume für die Besatzung bereits durch Festsetzung eines Mindestkubik-Luft-raumes pro Kopf und durch andere Bestimmungen auf dem Wege der sozialen Gesetzgebung weit klarer und einfacher erreicht wird als durch Bevorzugung dieser Räume durch komplizierte Vermessungsvorschriften. Sozialen Rücksichten konnte wohl mit Recht vor 50 und mehr Jahren ein Einfluß auf die Schiffsvermessungsordnung eingeräumt werden, da es damals den Begriff der sozialen Gesetzgebung und die allgemeine Anerkennung der Notwendigkeit sozialen Empfindens noch nicht gab. Heute liegen Verhältnisse und Anschauungen völlig anders, und es ist dringend erwünscht, eine so sachliche und nüchterne Vorschrift, wie die Schiffsvermessungsordnung es sein sollte, von der Absicht, soziale Wirkungen zu erzielen, zu befreien. Der allerdings anders gemeinte Vorschlag von Judaschke, an Stelle des „abzuziehen ist“ zu sagen „muß vorhanden sein“, verdient in diesem Sinne weiteste Beachtung. Es ist demnach wohl zu überlegen, ob nicht das Mindestmaß besser ganz außerhalb der Schiffsvermessungsordnung von den zur Lösung solcher Fragen berufenen Behörden und Körperschaften festgesetzt wird, ebenso wie dies bei den Mannschaftsräumen schon jetzt geschieht.

Anders verhält es sich mit der Begrenzung nach oben. Hier hat eine Begrenzung die Aufgabe, ungerechtfertigte und nur zur Erzielung persönlicher Vorteile des Reeders eingeführte Vergrößerungen des Maschinenraumes zu verhindern. Sie dient also nicht sozialen Absichten, sondern dem Schutz des gleich großen anderen Schiffes gegen Übervorteilung. Eine Begrenzung nach oben würde, ohne zu Eingriffen in die Konstruktionsfreiheit des Erbauers führen zu müssen, durch bestimmte, aus den örtlichen Verhältnissen an Bord herzuleitende Beschränkungen, sei es in der Längenausdehnung des Maschinenraumes oder durch andere Mittel, zu erreichen sein.

Die Einführung und Anrechnung von Einheitssätzen ohne Rücksicht

auf die Art der Maschinenanlage, nur abgestuft nach der Leistung, würde, falls dabei von einem Zwang, den Rauminhalt des Abzuges auch tatsächlich zur Anwendung zu bringen, ganz abgesehen wird, außerordentlich fördernd auf die Anwendung hochwertiger Maschinen wirken, da es im Interesse der Wirtschaftlichkeit des Schiffes liegt und somit einem rein technischen Grundsatz entspricht, in einem kleinen Raum eine möglichst hohe Leistung zu vereinigen und dadurch rechnerisch einen möglichst großen räumlichen Abzug zu erreichen. Dadurch würde aber der Zweck der gegenwärtigen Raumvermessung, den erwerbstätigen Raum des Schiffes festzustellen, wieder hinfällig werden. Es ergibt sich daher die Notwendigkeit, die Festsetzung eines Raumabzuges nach Einheitssätzen auf Grund der Leistung der Maschine mit der Feststellung des tatsächlich vorhandenen ganzen Raumes unter möglichster Ausschaltung ungerechtfertigter Vergrößerungen zu verbinden. Für die Feststellung der Leistung würden sich voraussichtlich brauchbare und hinreichend zuverlässige Unterlagen finden lassen. Es stehen hierfür z. B. Kesseldruck, Rost- und Heizfläche, amtliche Indikatordiagramme, Zylindervolumina, Hubhöhen, Umdrehungszahlen zur Verfügung. Es dürfte sich empfehlen, hierbei möglichst auf die ersten Grundlagen der Leistungserzeugung zurückzugehen, um nicht neue Bindungen dem Maschinenkonstrukteur aufzuzwingen.

Die Summe der Schwierigkeiten und Bedenken gegen diese Art der Feststellung des Maschinenraumabzuges ist trotzdem immer noch außerordentlich groß. Muß das Verfahren an sich auch als gerecht bezeichnet werden, so bleibt allein schon die große Schwierigkeit, den Begriff des „aktuellen Maschinenraumes“ überhaupt zu umgrenzen. Immerhin liegt in der Vereinigung von Mindesteinheitssätzen für die Leistung der betreffenden Maschinenanlage und Feststellung des tatsächlich vorhandenen Raumes unter Verhinderung ungerechtfertigter Raumvergrößerungen ein gangbarer Weg, vielleicht der einzige, um zu einem gleichmäßig und gerecht wirkenden Maschinenraumabzug zu kommen, der auch dem Konstrukteur freie Hand läßt.

Hiervon läßt sich natürlich nicht der Ausgleich zwischen Dampfer und Segler trennen. Auch dem Segler wird eine entsprechende Vergütung für Anlage, Gewicht und Unterhaltung oder Betrieb seiner Takelage, als seiner Antriebseinrichtung, in Form eines Raumabzuges erteilt werden müssen.

Die stillschweigende Voraussetzung hierbei ist die Ausschaltung des Raumes für Kohlenbunker.

Es ist zu prüfen, ob diese Ausschaltung berechtigt ist. Wie oben geschildert, bestand ursprünglich nicht die ausgesprochene Ansicht und Absicht, daß für den Brennstoff überhaupt ein Abzug zu gewähren sei. Es waren andere Gründe, die in erster Linie zu einem Zuschlag zum gemessenen Maschinenraum führten. Auch wurden vor 1854 nur die neben und über der Maschinenanlage liegenden Bunker mit abgezogen, nicht aber außerhalb dieses Bereiches liegende feste und Reservebunker. Daraus folgt schon an sich die grundsätzliche Abneigung, die Brennstoffräume zu den Abzügen zu rechnen. Es besteht außerdem eine tatsächliche Unmöglichkeit, den Bunkerraum immer vermessungstechnisch zu erfassen, weil er oft mit jeder Reise und selbst während der einzelnen Abschnitte einer Reise wechselt. Es besteht eine fortwährende Wechselbeziehung zwischen Brennstoff und nutzbringender Ladung sowohl dem Gewicht wie dem Raum nach, die nicht festgelegt werden kann. Eine Beschränkung auf „feste“ Bunker oder auf Bunker, die in einer bestimmten Lage zur Maschinenanlage liegen, ist keine Lösung. Ganz gleich liegen die Verhältnisse bei dem kaufmännisch viel benutzten Begriff des „d. w.“ (dead weight). Dieser Begriff soll die nützliche Zuladung umfassen und schließt nicht nur die tatsächliche Ladung mit ein, sondern auch alle zum Betrieb des Schiffes erforderliche Zuladung, darunter Kohlen, Speisewasser, Proviant, Mannschaften usw. Es wird also unterschieden zwischen dem toten Gewicht des an sich betriebsfertigen Schiffes und dem Gewicht, das in seiner Gesamtheit das Schiff zu einer aktiven wirtschaftlichen Einheit macht. Hier gehören also die Bunkerkohlen mit zu der verdienenden Zuladung. Ebenso rechnet die Vermessung außerhalb des Doppelbodens liegende Speisewassertanks nicht zum Maschinenraum, sondern zieht sie gesondert ab, während sie Provianträume für die Mannschaft überhaupt nicht abzieht. Auch Maschinenvorräte werden nicht zum Maschinenraum gerechnet. Wenn aber Speisewasser und Maschinenvorräte nicht zum Maschinenraum gehören, so liegt kein Grund vor, die Brennstoffräume dazuzurechnen. Die Größe der Kohlenbunker und ihr Abtrag, den sie der Ladung nach Raum und Gewicht tun, wird nicht von den technischen Forderungen des Betriebes allein, sondern bei der Mehrzahl der Schiffe in erster Linie von kaufmännischen Erwägungen, nämlich von der Frage der billigsten Beschaffung beeinflusst.

Die Frage der Berechtigung des Abzuges für den Brennstoff hängt aber nicht nur von den eben erörterten Beziehungen ab, sondern sie ist grundlegend auf die Frage der Berechtigung des Abzuges für die Maschi-

nenanlage überhaupt auszudehnen. Auch diese ist nicht von Anfang an bejaht worden, sondern 1854 ist nur deshalb dieser Abzug eingeführt worden, weil er, wie Moorsom sagt, von Einführung der Dampfmaschine auf Schiffen an immer gemacht worden ist. Man ist der grundsätzlichen Entscheidung unter dem Druck der Dampfschiffsinteressenten aus dem Wege gegangen. Die Frage ist also heute noch zur Erörterung und Entscheidung offen.

Wenn die Vermessung gerecht wirken soll, so muß sie Dampfschiffe und Segelschiffe gleichmäßig behandeln und nicht die einen vor den anderen bevorzugen. Ein Vergleich zwischen den Antriebsarten beider Arten von Schiffen läßt sich folgendermaßen darstellen.

Bei den Segelschiffen ist der Wind das Antriebsmittel, während die Segel durch Masten und Tauwerk die Reaktion des Windes auf das Schiff übertragen.

Dem Winde entspricht bei den Dampfschiffen die latente Wärme des Brennstoffes, den Segeln, Masten und Trossen entsprechen Schraube, Welle und Drucklager. Was zwischen der Kohle und dem Drucklager liegt, ist nur ein notwendiges Mittel zur Umsetzung des Antriebsmittels in treibende Kraft. Diese Wärme in Arbeit umsetzende mechanische Einrichtung muß in Kauf genommen werden, wenn das Antriebsmittel aus einem zufällig und gelegentlich wirkenden in ein zuverlässig und dauernd wirkendes umgewandelt werden soll.

Ein Reeder habe einen großen Segler von etwa 3000 B. R. T. gleich rund 8500 cbm auf einer bestimmten Route in Fahrt, der wegen der langen und langsamen Reise und der Schwierigkeit, unterwegs andere Häfen als Abgangs- und Zielhafen anzulaufen, darauf angewiesen ist, immer dieselbe Fracht, die die Ungunst dieser Verhältnisse verträgt, zu fahren. Dabei ist die Dauer der Fahrt immer unregelmäßig.

Der Reeder stellt nun folgende Überlegung an: Das Segelschiff läuft, wenn es hoch kommt, im Mittel 7 Meilen, meistens weniger, und kann wegen seiner Unbeweglichkeit in der Verwendung nur für ein oder einige ganz wenige Massengüter gebraucht werden. Wenn ich eine Maschine in das Schiff einbaue, die dem Schiff eine Geschwindigkeit von 7 Meilen erteilt, so verliere ich zwar an Laderaum und an Gewicht, gewinne aber erstens die Gewißheit und Zuverlässigkeit der Fahrtdauer, falls ich das Schiff in der bisherigen Fahrt lasse, zweitens die Möglichkeit, auch beliebig viele Zwischenhäfen anlaufen zu können, drittens die Möglichkeit, auch andere, wesentlich hochwertigere Ladung zu bekommen. Daneben laufen andere

Überlegungen, die sich auf die Verminderung des Freibordes und der Versicherungsprämie, Erhöhung der Frachtraten, Erhöhung der Kosten für die Mannschaft, Beschaffung der Kohle oder des Brennstoffs und schließlich Erhöhung der Hafengebühren durch häufigeres Anlaufen von Häfen erstrecken. Auch ist der Preis für einen Dampfer höher als für einen Segler gleichen Bruttoreumgehaltes.

Wie stellen sich die tatsächlichen Verhältnisse. Der Segler hat bisher für den Segelraum, also seine Treibkraft, einen Abzug von höchstens $2\frac{1}{2}\%$ des Bruttoreumgehaltes, also rund 215 cbm gehabt, während dasselbe Schiff als Dampfer für das Gewicht seiner Maschinenanlage, durch das seine Tragfähigkeit herabgesetzt wird, einen erheblichen Raumabzug erhält. Es steht also dem erheblichen Gewicht der Takelung auf dem Segelschiff ein solcher wesentlicher Abzug nicht gegenüber. Der frei werdende Unterschied im Gewicht der Seglertakelung und der Dampfertakelung mit allem Zubehör wird rund gerechnet 150 t betragen. Es werden also erspart: 215 cbm Raum und 150 t Gewicht.

Um dem zu einem Dampfer umgewandelten Segelschiff eine Geschwindigkeit von 7 Sm./St. zu geben, ist eine Maschinenanlage von etwa 500 i. P. S. höchstens erforderlich, deren Gewicht einschließlich aller sonst erforderlichen Einbauten im Schiff 140 t nicht überschreiten dürfte. Der erforderliche Kohlenvorrat soll für — sehr hoch gerechnet — 5000 Sm. reichen, also 720 Dampfstunden. Bei einem Gesamtkohlenverbrauch von 0,8 kg würde das einem Gewicht von $720 \times 500 \times 0,0008 = 280$ t entsprechen. Der Raumbedarf für diese Menge beträgt rund 350 cbm. Der Raumbedarf, oder besser gesagt, der erzielte Raum für die Maschinenanlage betrage 10 % des Bruttoreumgehaltes, der Abzug also $17\frac{1}{2}\% = 1485$ cbm. Von dem aktuellen Maschinenraum entfallen etwa $\frac{1}{4}$ auf Schächte, die auf dem Segelschiff nicht vorhanden waren. Sie waren nicht im Brutto enthalten und dürfen daher im Vergleich nicht berücksichtigt werden. Ihre Größe sei 220 cbm.

Die Gegenüberstellung ergibt folgendes Bild:

Dampfer: Mehrgewicht: Maschine 140 t; Kohlen 280 t	= 420 t
Segler: Mindergewicht: Takelung 150 t;	= 150 „
<hr/>	
Dampfer: Mehrgewicht gegenüber dem Segler:	= 270 t
Dampfer: Raumverlust: Maschine 630 cbm (ohne Schächte)	
	Kohlen 350 cbm = 980 cbm
Segler: Raumverlust: Segelkammer 215 cbm	= 215 „
<hr/>	
Dampfer: Raumverlust größer gegenüber dem Segler	= 765 cbm.

In der Vermessung aber werden dem Dampfer 1485 — 220 (für Schächte) = 1265 cbm oder 500 cbm mehr angerechnet.

Einschließlich Kohlenbunker hat der Dampfer gegenüber dem Segler einen Verlust an Tragfähigkeit von 270 t, an Laderaum von 765 cbm, dagegen eine Verkleinerung des Nettoraumgehaltes um 1265 cbm.

Werden die Kohlen teilweise in einem offen gemachten Aufbau untergebracht, so verliert der Dampfer noch weniger Laderaum. Werden 175 t so gelagert, so ist der Gewinn 200 cbm und der Verlust an Laderaum nur noch 565 cbm.

Im Einzelnen erörtert, erhält der Segler für die 150 t, die bei ihm für Treibkraft aufgewendet sind, einen Abzug von höchstens 215 cbm, also 1,43 cbm/t, der Dampfer für die Maschine mit einem Gewicht von 140 t einen Abzug von 1485 — 350 (für Kohlen) = 1135 cbm, also 8,0 cbm/t. Das bedeutet eine ungeheure Bevorzugung der Dampfer, obwohl diese in der Hand des Kaufmannes ein sehr viel willigeres Werkzeug sind, als die Segelschiffe.

Rechnet man den vorhandenen Laderaum einschließlich der Räume für Treibkraft auf einem solchen Segelschiff zu 7900 cbm, so würde der tatsächliche Verlust für das Segelschiff 215 cbm oder 2,7 % betragen, auf dem entsprechenden Dampfer 980 cbm oder 12,4 %, oder falls ein Teil der Kohlen im Aufbau gefahren wird, 780 cbm oder 9,9 %, der angerechnete Verlust, der sich in der günstigeren Vermessung ausdrückt aber 16,1 %. Gelingt es dem Dampfer aber, die Grenze von 13 % zu erreichen, so würde sich dieser letztere Satz auf 31,8 % erhöhen.

Mit der Umwandlung des Seglers in einen Dampfer ist aber ein tatsächlicher Gewinn an Freibord von etwa 180 mm, entsprechend einem Gewinn an Tragfähigkeit von rund 200 t verbunden. Dadurch vermindert sich der vorher errechnete Verlust an Tragfähigkeit von 270 t in Wirklichkeit auf nur 70 t.

Besteht ein solches Verfahren zu Recht?

Diese Frage muß bei unvoreingenommener Prüfung verneint werden.

Die Frage, ob eine Maschine und mit welcher Leistung sie in das Schiff eingebaut werden soll, ist ausschließlich Gegenstand kaufmännischer Erwägung. Gewiß treten bei Einbau einer Maschine Verluste auf, der Reeder nimmt aber diese Verluste in Kauf, weil er trotzdem für sein Schiff aus den allgemeinen Vorteilen des Dampfers heraus eine größere Wirtschaftlichkeit errechnet hat. Nur nach den Gesetzen der Wirtschaftlichkeit bestimmt er, was für Schiffe er auf die einzelnen Linien setzen will, ob Dampfer oder Segler, wie groß ihre

Geschwindigkeit sein soll usw. Mit steigender Maschinenleistung erhöht er die Transportleistung seines Schiffes und den Wert der Ladung. Bringt der Reeder aber mit dem Einbau einer Maschine kein Opfer, gefährdet er dadurch nicht die Wirtschaftlichkeit seines Unternehmens, sondern erhöht diese sogar, so ist er auch nicht berechtigt, dafür eine besondere Belohnung in Anspruch zu nehmen, zumal wenn diese Belohnung sich nicht im einfachen Verhältnis der Leistung steigert. Alle diese Erwägungen treffen auf Maschinen und Dampfer jeder Leistung zu. Hochwertige Maschinenanlagen nach Art und Leistung entspringen lediglich dem Wunsche des Reeders, die Verdienstkraft seines Schiffes zu erhöhen. Wenn dafür Abzüge bei der Größenfeststellung verlangt werden, so entspringt dies der falschen Anschauung, daß der Laderaum als allein verdienender Raum dadurch beeinträchtigt wird, während doch in Wirklichkeit die Maschinenanlage ein wichtiger Faktor, der mitbestimmend in seiner Art ist, zur Hebung der gesamten Verdienstkraft des Schiffes ist. Bei der Kalkulation der Dampfschiffe spielt heute naturgemäß die Ersparnis an Hafenabgaben auf Grund der jetzigen Vermessung eine nicht unwesentliche, wenn auch gegenüber den sonstigen Verdienstfaktoren beschränkte Rolle. Solange die gegenwärtigen Verhältnisse so bleiben, kann und muß das auch so bleiben. Die Vermessung soll sich aber immer bewußt sein, daß sie gerechte Unterlagen für den Größenvergleich der Schiffe untereinander zu schaffen hat. Solange aber zwischen Segelschiff und Dampfschiff eine so ungleichmäßige Behandlung des Abzuges für Treibkraft besteht, muß dahin gestrebt werden, diesen Unterschied zu beseitigen.

Zur Unterstützung der aufgestellten Grundsätze sei noch auf einige Punkte hingewiesen.

Wie bereits ausgeführt, ist die Berechtigung des Abzuges für Treibkraft von Anfang an bestritten und als eine starke und einseitige Bevorzugung der Dampfer empfunden worden. Solange die Verwendbarkeit des Dampfschiffes im allgemeinen Handelsverkehr nicht feststand, ist kein Abzug gemacht worden (1812—1819). Erst als sich die große Zukunft öffnete, ist dies zur Unterstützung der englischen Handelsflotte geschehen. Also ein gerechtfertigter Grund liegt nicht vor.

Dann sei auf die willkürliche Begrenzung des Abzuges nach oben auf 55 % des verringerten Bruttoreumgehaltes hingewiesen. Es liegt auf der Hand, daß diese Begrenzung, wenn überhaupt ein Abzug zugestanden werden soll, ungerechtfertigt ist, und daß hierin ein Eingeständnis der dem

inneren Wesen nach unzulässigen Gewährung des Abzuges liegt. Die Tatsache, daß diese Beschränkung nur äußerst selten zur Anwendung kommt, wenigstens bei großen Schiffen, ändert an der grundsätzlichen Beurteilung nichts. Wenn ein Abzug und ein Zuschlag zu diesem Abzug zugesichert und gesetzlich festgelegt wird, so gibt es keinen Grund, diese bei sehr großen Maschinenanlagen teilweise oder ganz zu verwehren, welche Begründungen man dafür auch vorbringen mag. Tut man es trotzdem, so liegt darin ein Eingeständnis, daß der ganze Abzug nicht zu Recht besteht. Es ist eine große Härte, nachdem vorher die Vergünstigung bei wachsender Maschinenanlage immer größer geworden ist, bei einer bestimmten Größe plötzlich scharf einzugreifen und noch größere Maschinenanlagen zu strafen. Wollte man die anerkannt üblen Folgen des Systems beseitigen, so hätte man den Zuschlag für alle Maschinen verringern oder ihn nach dem Prozentsatz für die Maschinenräume staffeln sollen; ein Eingriff in den grundsätzlich anerkannten Abzug für die Maschinenanlage selbst war rechtswidrig.

Wie groß die unberechtigte Bevorzugung der Dampfer werden kann, geht daraus hervor, daß einige englische Häfen, in denen hauptsächlich kleine Küstendampfer verkehren, die unter dem gegenwärtigen System ganz besonders günstig fahren, im Interesse ihrer immer mehr schwindenden Hafengebühren sich gezwungen gesehen haben, ihre Anschreibungen nach dem Bruttoreumgehalt zu machen und nicht, wie sonst allgemein üblich ist, nach dem Nettoreumgehalt.

Zurückkehrend zur Frage des Abzuges für die Kohlenbunker ist zu sagen, daß, nachdem festgestellt ist, daß weder historisch noch rechtlich und wirtschaftlich ein festbegründeter Anspruch auf den Maschinenraumabzug besteht, dieser Anspruch für die Kohlenbunker noch viel weniger als berechtigt zugegeben werden kann. Der motorischen Energie des Windes beim Segler entspricht die Wärmeenergie der Kohle, die vom Besitzer des Schiffes im eigenen wirtschaftlichen Interesse mitgeführt wird, um sich die geregelte und ungestörte Fortbewegung seines Schiffes zu sichern. Das ist kein Opfer oder eine sozial begründete Maßnahme für die Sicherheit des Schiffes, die eine Vergünstigung verlangt, sondern wenn der Reeder die Antriebsquellen für sein Schiff sich selbst schafft, so folgt er dabei nur seinem eigenen Interesse genau so, wie er das tut, wenn er für das eine Schiff eine größere Geschwindigkeit festsetzt als für das andere.

Praktisch ist zu beachten, daß eine alle Ansprüche gerecht treffende Vermessung der Kohlenbunker ausgeschlossen ist, da die Größenfestsetzung

für die Bunker — von den Reservebunkern und ihrer Beweglichkeit ganz zu schweigen — nicht entsprechend der Leistung der Maschine erfolgt, sondern sich nach der Leistungsfähigkeit der auf der Route liegenden Kohlenstationen und dem dort zu zahlenden Kohlenpreis richtet. So hat ein nach Südamerika fahrender Dampfer weit größeren Bunkerraum als ein gleich großer Dampfer mit gleicher Maschinenanlage, der in der mit Kohlenstationen reichlich versehenen Ostasienfahrt steht. Auch der Gehalt an Wärmeinheiten des Brennstoffs (Kohle und Öl) einerseits und andererseits der thermische Wirkungsgrad der gewählten Maschinenart üben ihren weitreichenden Einfluß aus. Ein Motorschiff, dessen Maschine den 2- bis 3-fachen thermischen Wirkungsgrad hat wie eine normale Dampfmaschine, braucht für die ganze Reise hin und zurück unter Umständen einen geringeren Bunkerraum als das sonst gleiche Dampfschiff für eine Teilstrecke, wobei der geringe Stauraum des Öles noch unterstützend hinzutritt. Es besteht also eine derartige Vielgestaltigkeit, daß ein gerechter Ausgleich zur Unmöglichkeit wird.

Dem Abzug für den Kohlenbunker muß daher aus theoretischen und praktischen Gründen eine Berechtigung und überhaupt die Möglichkeit der Durchführung abgesprochen werden.

Betrachtet man Brennstoff- und Maschinenräume unter dem Gesichtswinkel des immer noch bestehenden Grundsatzes der heutigen Raumvermessung, daß durch sie der ertragsfähige, also verdienende Raum festgestellt werden soll, so ist abschließend zu sagen, daß aus den angeführten Gründen diese Räume von dieser Kennzeichnung des Raumes nicht ausgeschlossen werden können. Wenn die Maschinenanlage den Ertragswert des ganzen Schiffes, als wirtschaftliche Einheit genommen, erhöht oder auf gleicher Höhe mit einem Segelschiff hält, das heute doch in seiner Größenfeststellung wesentlich benachteiligt ist, nicht aber ihn herabsetzt, so muß der Maschinenraum und der Brennstoffraum mit zu den verdienenden Räumen des Schiffes gerechnet werden. Dr. Schmidt schlägt vor, sie zu den indirekt verdienenden zu rechnen. Es ist aber durchaus berechtigt, sie auch zu den direkt verdienenden zu rechnen, da die Geschwindigkeit eines Schiffes, d. h. die Schnelligkeit und Zuverlässigkeit der Beförderung, einen wesentlichen Faktor in der Verdienstkraft des Schiffes überhaupt darstellt, bei Passagierschnelldampfern sogar entscheidend ist. Deshalb kann eine vollständige Lösung des Problems nur durch Belassung der Treibkraft Räume im Nettoraumgehalt erreicht werden.

Aus einer solchen Erhöhung des Nettoraumgehaltes erwachsen dem Dampfer natürlich erhöhte Lasten durch die Hafengebühren. Der Posten Hafengebühren in der Ertragsrechnung eines Schiffes hat aber gegenüber den Einnahmen aus der Fracht des Schiffes keineswegs eine so überragende Bedeutung, daß das Hinzutreten der Größe der Maschinenräume zum Nettoraumgehalt die Ertragsfähigkeit eines Dampfers über den Haufen werfen könnte. Eine beim fortwährenden Schwanken der Frachtraten kaum bemerkbare Erhöhung der Frachtsätze oder ein Anpassen der hierfür in Frage kommenden Tarifsätze der Häfen, würde hier leicht einen Ausgleich schaffen. Durch diese neue Bewertung der Maschinenräume würde aber nicht nur ein schwerer Mangel der Schiffsvermessung beseitigt, sondern es würde vor allen Dingen eine gesunde Grundlage für den Wettbewerb zwischen Segelschiff und motorisch fortbewegtem Schiff geschaffen werden. Außerdem aber wird dadurch jede Bindung des Konstrukteurs in Gestaltung und Größe des Maschinenraumes beseitigt. Die Beseitigung des Maschinenraumabzuges setzt selbstverständlich auch die Beseitigung des Segelraumabzuges auf Segelschiffen voraus.

Statistisch liegt hierin ein großer Fortschritt, da Segel- und Dampfschiffe gleichgestellt werden. Trotzdem wird eine Vermessung der für die Treibkraft vorhandenen Räume aus statistischen und Wohlfahrtsgründen vorzunehmen sein, und zwar zu dem Zweck, um das Vorhandensein des gesetzlich vorzuschreibenden Luftraumes festzustellen und um die Unterlagen zur statistischen Erfassung des auf der ganzen Handelsflotte vorhandenen reinen Laderaumes zu schaffen. In ähnlicher Weise werden heute die von der Vermessung ausgeschlossenen Räume immer mit aufgemessen, um sie im Meßbrief als solche aufführen zu können.

Z u s a m m e n f a s s u n g.

Das Ergebnis der vorstehenden Untersuchung über den Maschinenraumabzug läßt sich in folgende Punkte zusammenfassen:

1. Die Berechtigung eines Abzuges für Treibkraft ist niemals klar erwiesen und ausgesprochen worden. Von Anfang an haben starke Bedenken gegen ihn bestanden. Bei den ersten Dampfschiffen bis 1819 hat ein Abzug nicht stattgefunden.

2. Die Methode der Berechnung des Maschinenraumabzuges ist 1854 gewählt worden, um Unzuträglichkeiten, die sich aus dem alten Gesetz von 1835 ergeben hatten, zu vermeiden. Die Regeln für den Abzug wurden so gewählt.

daß die Größe des Abzuges nach dem neuen Gesetz möglichst dem nach dem alten Gesetz entsprach.

3. Der Zuschlag zum aktuellen Maschinenraum bezieht sich nicht grundsätzlich auf den Brennstoff. Ein Abzug für den Brennstoff hat nicht in der Absicht des ursprünglichen Gesetzes gelegen.

4. Durch den Abzug tritt heute eine Bindung des Konstrukteurs und eine Hemmung in der vollen Ausnutzung technischer Fortschritte, also gebotener wirtschaftlicher Vorteile ein.

5. Die Erfüllung sozialer Aufgaben gehört nicht mehr in die Schiffsvermessungsordnung, sie wird heute durch andere Faktoren erzwungen.

6. Bei Beibehaltung eines Abzuges für die Treibkraft genügt daher das Vorhandensein eines vorgeschriebenen Mindestraumes, im übrigen die Messung des vorhandenen Raumes unter Bekämpfung jedes Versuchs einer übermäßigen Ausdehnung.

7. Die gegenwärtige Methode der Maschinenraumabzüge stellt eine ungerechtfertigte, einseitige Bevorzugung der Dampfer gegenüber den Segelschiffen dar.

8. Das Segelschiff genießt für das erhebliche Mehrgewicht an Takelage gegenüber dem Dampfer keine Vergütung. Billigerweise muß ihm dafür eine entsprechende Vergütung durch einen Raumabzug gewährt werden.

9. Da der Einbau einer Maschine die Verdienstkraft eines Schiffes aber nicht vermindert, sondern erhöht, so ist ein Abzug für Treibkraft überhaupt unberechtigt. Die Wahl und die Stärke des Antriebsmittels entspringt nur kaufmännischer Überlegung. Diese Verwerfung des Abzuges für Treibkraft muß sich gleichmäßig auf alle Schiffe, Segler und motorisch angetriebene Schiffe, erstrecken.

10. Demzufolge ist überhaupt jeder Abzug für Treibkraft als geschichtlich und wirtschaftlich unberechtigt abzulehnen.

11. Eine derartige Neuregelung schafft für Segelschiffe und motorisch angetriebene Schiffe eine gleichmäßige Größengrundlage und dadurch wirtschaftliche Gleichstellung, und für den Konstrukteur völlige Freiheit in der Ausbildung des Maschinenraumes. Eine Mehrbelastung für Dampfer kann durch eine Tarifänderung der Häfen ausgeglichen werden.

Die Schiffsvermessung ist ein viel zu schwieriges Gebiet, als daß sie eine gewaltsame, plötzliche und einseitige, d. h. von einem einzelnen, außer

einem führenden, Lande eingeführte Änderung vertragen könnte. Der Betrieb der Schifffahrt und die Statistik verlangen eine gewisse Vorbereitungs- und Übergangszeit, vor allen Dingen aber eingehende Prüfung jeder Neuerung. Die Vorschläge und Kritiken, die in dieser Abhandlung gemacht worden sind, wollen nicht als endgültige und das Problem völlig lösende angesehen werden. Sie sind abänderungs- und verbesserungsfähig wie jeder andere Vorschlag. Wenn es aber gelungen ist, die eigenartige Wirkung der jetzigen Vorschriften klarzulegen und bestimmte Richtungen anzugeben, deren Befolgung zu einer gleichmäßigen Behandlung aller Schiffe führen könnte, und wenn dadurch die Anregung zu einer ernsten Prüfung der geschichtlichen Grundlagen und zu einer Kritik der wirtschaftlich-technischen Anschauungsweise der Vermessung und ihrer Einzelheiten gegeben würde, so wäre damit schon wesentliches erreicht.

Erörterung.

Herr Geheimer Regierungsrat Dr. Rieß-Berlin:

Meine Herren! Mit Recht hat sich der Herr Vortragende in seinen wertvollen und seine große Sachkenntnis widerspiegelnden Ausführungen auf einen Ausschnitt aus der sehr verwickelten Materie der Schiffsvermessung beschränkt, einer Materie, auf welche trotz ihres geringen Umfanges ein erstaunliches Maß von Arbeit und Scharfsinn verwendet worden ist, ohne daß es in den letzten 50 Jahren dabei zu etwas grundlegendem Neuen oder Besseren gekommen ist. Die Verquickung wissenschaftlicher, rein technischer, kaufmännischer, fiskalischer und internationaler Gesichtspunkte hat es zu neuen, besseren Lösungen in der Art der Schiffsvermessung nicht kommen lassen. Im Hinblick auf die derzeitige Lage Deutschlands würde weder ein einseitiges deutsches Vorgehen, noch auch der Versuch, an der etwa demnächst kommenden Entwicklung teilzunehmen, von Erfolg sein. Bei der durch den Untergang der „Titanic“ veranlaßten Londoner Konferenz, deren Schlußprotokoll im Jahre 1914 unterzeichnet wurde, stand zwar die Schiffsvermessung naturgemäß, da es sich nur um die Abmachungen über die Erhaltung des menschlichen Lebens auf See handelte, nicht zur Beratung. Im vertraulichen Kreise der maßgebenden Herren wurde aber die eventuelle internationale Regelung auch der Schiffsvermessung neben anderen wichtigen, die Schifffahrt angehenden Fragen auf internationalem Wege in Aussicht genommen. Auch diese Regelung dürfte nunmehr einige Zeit auf sich warten lassen.

Zu den wunden Punkten der Schiffsvermessung gehört in erster Linie die durch recht anfechtbare Mittel herbeigeführte Nichteinmessung sogenannter „offengemachter“ Räume. Erst in zweiter Linie kommt in bezug auf die Anfechtbarkeit die Art und Weise des Maschinenabzuges. Ich muß bemerken, daß Herr Moorsom, der Vater des jetzigen Vermessungsverfahrens, die Räume, die auf Steuerbord und Backbord neben dem

Maschinenraum liegen, nicht allein deshalb ausgeschlossen hat, weil sie nicht für Ladung verwertbar sind, sondern auch schon im Hinblick darauf, daß sie für die Unterbringung des Heizstoffes (for fuel) dienen. Er hat also immerhin im begrenzten Umfang bei Feststellung des Abzugs die Berücksichtigung der Räume ins Auge gefaßt, welche zum Transport von Heizstoff dienen.

Am Schluß seiner Ausführungen kommt der Herr Vortragende zu dem Endergebnis, daß es eigentlich am besten wäre, den Maschinenraumabzug ganz fortzulassen, und er belegt dieses Ergebnis mit recht wertvollen Angaben, die im allgemeinen auch ihre Berechtigung haben. Nun, meine Herren, der Gedanke wäre sehr verlockend. Aber es ist außerordentlich schwierig, vorher zu sagen, wie das auf den Weltschiffsverkehr wirken würde. Als seinerzeit die Suezkanalgesellschaft in ihrem Wirkungsbereich eine neue Vermessung und dementsprechend auch einen neuen Meßbrief einführte, beschränkte sie sich darauf, lediglich einige Unebenheiten der vorhandenen Vermessungsordnung ausmerzen, und auf diesem Wege sind auch die Panamakanalvermessungsvorschriften weiter fortgeschritten. Trotz des heißen Bemühens sind die Ergebnisse auch nicht einwandfrei. Zudem haftet an allen diesen neuen Schiffsvermessungsverordnungen und auch an ihren Abänderungen das Grundübel, daß sie immer einen neuen Meßbrief nach sich ziehen. Wir sind jetzt glücklich soweit gekommen, daß ein im internationalen Verkehr sich bewegendes Schiff 5, wenn Sie wollen, 6 Meßbriefe haben muß.

Ein weiteres eigenartiges Bild ergibt sich, wenn man sich überlegt, daß selbst in einem Hoheitsgebiet wie dem der Vereinigten Staaten von Nordamerika bereits zwei Meßbriefe existieren, der nationale und der für den Panamakanal. Der Meßbrief für die Panamavermessung weicht von dem für die nationale Vermessung nicht unbedeutend ab.

Dagegen wäre es eine sehr verdienstvolle, allerdings mühsame Arbeit, wenn sich jemand fände, um an der Hand von Auskünften der in- und ausländischen Behörden mit Unterstützung der Reedereien tatsächlich einmal festzustellen, inwieweit denn die Vermessung auf den kaufmännischen Nutzeffekt eines Schiffes, sowohl absolut, wie auch relativ im Wettbewerb der Schiffe untereinander, Einfluß hat. Die Frage wird fortwährend gestreift, sie wird aber nicht belegt mit sicheren Daten. Sollte dieses Werk, das für eine neue Vermessungsweise von grundlegender Bedeutung sein würde, von deutscher Hand verfaßt werden, so würde ich es vom nationalen Standpunkte aus mit großer Freude begrüßen. (Lebhafter Beifall.)

Herr Dipl.-Ing. Albrecht-Hamburg (Schlußwort):

Meine Herren, ich danke Herrn Geheimrat Riess für seine freundlichen Worte über meine Arbeit. Ich möchte nur das eine ganz kurz sagen: es ist selbstverständlich nicht meine Absicht gewesen, und es entspricht absolut nicht meinen Grundsätzen, anzunehmen, daß Deutschland oder ein Land für sich eine neue Vermessung einführen oder auch nur Abänderungen treffen soll. Im Gegenteil, ich kann nicht genug davor warnen. Meine Ansicht geht dahin, daß eine neue internationale Ordnung nicht in der Weise entstehen darf, wie die jetzige britische Verordnung, die aus dem Übergewicht der britischen Schifffahrt dazu geführt hat, daß sie gewissermaßen international geworden ist. Wenn überhaupt etwas Neues geschieht, so muß es grundsätzlich wirklich international sein, so daß ein Schiff nicht nachher wieder mit 5 Meßbriefen zu fahren hat, sondern nur noch mit einem, der überall gilt, auch bei den Kanalgesellschaften. Das ist selbstverständlich nur möglich, wenn die Erkenntnis einer notwendigen Neuordnung soweit durchgedrungen ist — besonders in England, das allein führend sein kann, neuerdings vielleicht auch Amerika —, daß alle Staaten sich überzeugt haben: wir müssen alle mitmachen. Nur

dann kann überhaupt an eine Änderung herangetreten werden. Ich möchte nochmals auf meinen Schlußsatz hinweisen, in dem ich darauf hinziele. Etwas anderes ist vollständig ausgeschlossen. Aber trotzdem stehe ich auf dem Standpunkt, daß man die Frage weiter bearbeiten kann, um Material und Grundlagen überhaupt zu schaffen; und das braucht nicht international zunächst zu sein, sondern kann national sein. Es kann das in jedem Lande für sich geschehen, genau wie es in England jetzt geschieht, wo neuerdings in steigendem Maße die Entrüstung über die Einzelheiten, die bei solchen Gelegenheiten mitgeteilt werden, dauernd wächst. Das sieht man aus den Diskussionen zu den Vorträgen vor der „Institution“. Ich glaube, in dieser Beziehung mit Herrn Geheimrat Riess vollständig einig zu sein.

Ich darf damit meine Ausführungen schließen.

Der Vorsitzende: Herr Geheimer Regierungsrat Professor Dr.-Ing. Busley:

Es ist nicht das erste Mal, daß in unserem Kreise über die Schiffsvermessungen gesprochen wird. Unser schwedisches Mitglied Herr Oberingenieur Isakson sowie Herr Professor Herner haben bereits früher über diesen Gegenstand Vorträge gehalten. Herr Albrecht hat uns gezeigt, wie verwickelt die Fragen der Schiffsvermessung sind, und wie schwierig es für einen Außenstehenden ist, sich in die verschiedenen Bestimmungen hineinzudenken. Der Vorschlag, den Herr Albrecht macht, ist durchaus berechtigt, aber ob er Aussicht hat, durchzudringen, scheint mir bei der großen Zähigkeit, mit der die Engländer im allgemeinen am Althergebrachten hängen, sehr zweifelhaft. Wir sind Herrn Albrecht für die Einblicke, die er uns in das Wesen der Schiffsvermessung tun ließ, zu größtem Danke verpflichtet.

X. Die Unterwasserschalltechnik.

Vorgetragen von W. Hahnemann, Kiel.

Bis vor wenigen Jahren kannte die Schifffahrt kein sicheres Mittel, um den Gefahren der Navigation bei Nebel erfolgreich zu begegnen. Die bekannten Nebelsignale, die mit Dampfpeifen, Sirenen und Schiffsglocken, in außereuropäischen Gewässern auch mit Gongs oder Trommeln gegeben wurden, ließen die Schallrichtung des Warnsignals nicht einwandfrei erkennen, da der Schall in Luft durch atmosphärische Störungen in der verschiedensten Weise beeinflusst wird.

Bei der Wichtigkeit zuverlässiger Nebelsignale für die Schifffahrt hat man nun schon seit vielen Jahren Versuche gemacht, ein einfaches, praktisches und sicheres Mittel zu finden, das dem Seemann ein einwandfreies Ansegeln der Ansteuerungsmarken ermöglicht. Dieses Mittel fand man bis zu gewissem Grade in der Unterwasserschalltechnik und in der Einführung ihrer Apparate für das Senden und Aufnehmen von Signalen, die durch das Wasser übertragen werden. Denn die Untersuchungen auf dem bisher wenig erforschten Gebiet der Akustik im Wasser zeigten, daß sich der Schall durch das Wasser im allgemeinen mit größerer Regelmäßigkeit und geringerer Schwächung ausbreitete als in Luft und daß, sobald überhaupt genügende Schallenergie zum Empfänger gelangte, stets ein einwandfreies Ansegeln der Sendestation möglich war.

Im Jahre 1820 hatte Beudant bereits rohe Bestimmungen über das Verhalten des Schalles im Wasser gemacht. Die ersten grundlegenden Versuche darüber unternahmen dann die Physiker Colladon und Sturm im Jahre 1826 im Genfer See und stellten hierbei die Geschwindigkeit des Schalles im Wasser zu 1424 m in der Sekunde fest. Zu ihren auf einer etwa 14 km langen Strecke betriebenen Versuchen diente ihnen als Sender eine unter Wasser angeschlagene Glocke und als Empfänger ein einfaches Hörrohr. Im Jahre 1838 gelang es ihnen, eine Reichweite von 35 km zu erzielen.

Wenn man nun auch bereits festgestellt hatte, daß der Schall im Wasser recht gut auf größere Entfernungen übertragen werden konnte, so kam es doch zunächst noch nicht zu einer praktischen Anwendung dieser Erkenntnis.

Gegen das Ende des vorigen Jahrhunderts beschäftigten sich verschiedene Erfinder damit, die Eigenschaften des Unterwasserschalles für die Navigierung bei Nebel nutzbar zu machen. Einer der bedeutendsten ist wohl Banaré, ein französischer Offizier, der in seinem Buche „Les Collisions en Mer“ über die damalige Unterwasserschalltechnik ausführlich berichtet. Banaré hatte schon verschiedene praktische Versuche mit der Anwendung des Unterwasserschallwesens für die Nebelnavigierung angestellt und löste in der Hauptsache die allgemeine Aufgabe, einen praktisch brauchbaren Mikrophonempfänger herzustellen. Wurde im Vorschiff Backbord und Steuerbord je ein solcher Empfänger derart eingebaut, daß beide Empfänger unabhängig voneinander abgehört werden konnten, so hatte man eine Anordnung, die es ermöglichte, mit verhältnismäßig großer Genauigkeit die Richtung zu bestimmen, in der die Schallquelle vom Empfangsschiff aus jeweilig gepült wurde. Der zwischen beiden Empfängern liegende Schiffsraum bildet nämlich einen Schattenkörper, der das Fortpflanzen der Unterwasserschallstrahlen von einer zur anderen Schiffseite durch den Schiffsraum wirksam verhindert. Trafen also die Schallstrahlen auf den Steuerbordempfänger, so konnten sie nicht oder nur sehr schwach gleichzeitig auch den Backbordempfänger treffen, so daß man in diesem Falle die Schallquelle an Steuerbord zu suchen hatte. Wurde das Schiff so weit gedreht, daß der Backbordempfänger allmählich lauter wurde, so kam die Schallquelle immer vorlicher, und hörte man beide Empfänger gleich stark, so war sie recht-voraus. Im gleichen Sinne weitergedreht, nahm das Schiff die Schallstrahlen mit dem backbordischen Empfänger auf, während der steuerbordische immer leiser wurde.

An diese Versuche anschließend haben die Amerikaner zum ersten Male die Sache so ernsthaft betrieben, daß es zu einer nennenswerten Anwendung der Unterwasserschalltechnik für die Nebelsignalisierung in der Schifffahrt im Anfang dieses Jahrhunderts kam. Die Apparate, die man verwandte, waren im wesentlichen folgende: Auf Feuerschiffen, an Bojen oder festen Grundgestellen brachte man, frei im Wasser hängend, Unterwasserglocken an, die in ähnlicher Art wie Kirchenglocken gebaut waren. Die Schwierigkeit, die Glocken mit dem Klöppel unter Wasser anzu-

schlagen, löste man teils durch pneumatischen, teils durch elektrischen Antrieb. Man schlug diese Glocken in verschiedenen Zeitintervallen an, so daß dadurch Kennungen für die verschiedenen Orte gegeben wurden. Kleinere Glocken oder gongartige Schlagwerke für die Verwendung auf Schiffen wurden von Hand betätigt.

Die Empfänger wurden auf den Schiffen innenbords in Wassergefäßen untergebracht, die an die Bordwand angedrückt waren, so daß deren Flüssigkeitsinhalt vom Außenwasser nur durch die Bordwand getrennt war. Es hatte sich schon bei den Versuchen von Banaré gezeigt, daß der Schall durch eine Wand, hier die Bordwand des Schiffes, wenn auf beiden Seiten derselben Wasser ist, ohne zu große Schwächung hindurchgeht.

Die in den Wasserkästen hängenden Empfänger sind wasserdicht gekapselte Mikrophone, von denen Leitungsdrähte zu dem Hörapparat auf der Schiffsbrücke führen, wo die Wechselströme des Mikrophons mittels Telephon wahrgenommen werden. Die ganze Einrichtung gleicht im allgemeinen dem bekannten normalen Fernsprecher, nur mit dem Unterschiede, daß das Mikrophon nicht von der menschlichen Stimme, sondern von den Schallwellen des Wassers betätigt wird.

Mit den beschriebenen Sende- und Empfangseinrichtungen, deren Nützlichkeit ihre Einführung bald in größerem Maße zur Folge hatte, ist praktisch alles gegeben, was in dem letzten Jahrzehnt vor dem Weltkriege bei der Handelsschiffahrt in Anwendung war.

Schon vor dem Weltkrieg trat aber besonders bei den Kriegsmarinen das Bedürfnis auf, die Apparate weiter zu vervollkommen, insbesondere nach der Richtung hin, Unterwasser-Morsesignale austauschen zu können, vor allem zum Verkehr mit getauchten U-Booten. Hier setzt die moderne Entwicklung der Unterwasserschalltechnik ein. In Deutschland wurde sie vor allem durch die Arbeiten der Firma Neufeldt & Kuhnke, in Kiel und späterhin deren Nachfolgerin, der Signal Gesellschaft, in Gemeinschaft mit der Kriegsmarine betrieben.

Schilderung der vorliegenden technischen Aufgabe.

Wie aus dem Vorstehenden hervorgeht, lagen auf dem Gebiete der Unterwasserschalltechnik hauptsächlich zwei Apparate vor, welche für den Ausgang der weiteren Entwicklung gegeben waren.

Der eine war die unter Wasser angeschlagene Glocke, die einer gewöhnlichen Kirchenglocke ähnelte, und, abgesehen vom Schlagmechanismus, gegenüber den Kirchenglocken sich im wesentlichen nur dadurch unterschied, daß ihre Wände viel stärker waren als die solcher zur Erzeugung von Schallenergie in Luft gebauter Glocken.

Der zweite Apparat, der vorhanden war; war die Empfangskapsel mit dem Mikrophon. Das Mikrophon ist in der Empfangskapsel auf die Mitte einer Membran befestigt, welche die Schallschwingung aus dem Wasser aufnimmt und auf das Mikrophon überträgt. Da das Mikrophon in Luft arbeiten soll, ist die Empfangskapsel wasserdicht gebaut und ein Zuleitungskabel wasserdicht eingeführt.

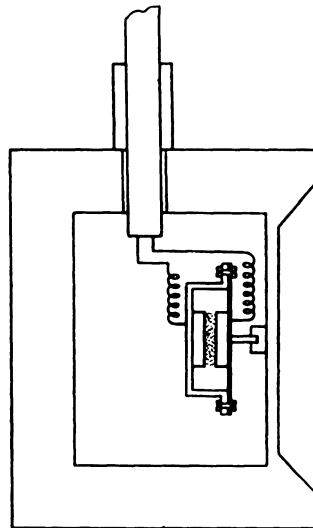


Abb. 1.

Wir haben also mit der Empfangskapsel einen Hohlkörper gegeben, der aus einem festen, schwingungsunfähigen Körper (dem Gehäuse) und einem schwingungsfähigen Teil (der Membran) besteht (Abb. 1). Diese Empfangskapsel wurde, wie wir bereits sahen, an Bord der Schiffe zur bequemen, aber akustisch genügenden Unterbringung in Tanks oder Wasserkästen aufgehängt, welche mit Wasser gefüllt sind und innenbords an die Bordwand angedrückt wurden.

Gegenüber diesen beiden soeben geschilderten Apparaten sollte nun erreicht werden, Vorrichtungen zu schaffen, mit denen ein schneller und sicherer Morseverkehr möglich wurde. Abgesehen von der Schwierigkeit, welche

darin lag, daß die bisherigen Glocken nur sehr langsame, zum Morsen gänzlich ungeeignete Tonschläge zuließen, waren auch diese Glockensender und die Empfangskapseln in ihren akustischen Eigenschaften derart ungenügend, daß sie für einen sicheren Morseverkehr in der damaligen Form nicht in Frage kommen konnten.

In der Unterwasserschalltechnik lag also die Aufgabe vor, erstens Sender zu schaffen, die ein schnelles Signalisieren zwecks Übertragung von Morsezeichen gestatteten, und zweitens, ganz ähnlich wie bei der Funkentelegraphie, die Dimensionen der einzelnen Schwingungsgebilde der Sender und Empfänger so einzurichten, daß sie den theoretischen und praktischen Forderungen in der Bemessung der Abstimmung, der Dämpfung und der Kopplung entsprachen.

Um das schnelle Morsen zu erreichen, wurden zunächst verschiedene Sendertypen konstruiert. Es seien hier die folgenden erwähnt:

Es wurden Schnellschlagglocken gebaut. Diese wurden mit Einrichtungen, die ähnlich Niethämmern waren, angeschlagen und das Morsen dadurch erreicht, daß man mehrere solcher schnell aufeinander folgenden Niethämmerschläge zu Strichen oder Punkten vereinigte. Diese Sender haben es zu einer praktischen Anwendung von Bedeutung nicht gebracht.

Weiterhin wurden Wassersirenen gebaut, die im Prinzip ganz ähnlich wie die Luftsirenen bekannter Konstruktionen eingerichtet waren und mit Druckwasser bei Unterwasseraustritt betrieben wurden. Diese Sirenen erhielten an den Schallöchern Verschußschieber, die hydraulisch betätigt wurden und in schneller Aufeinanderfolge gestatteten, den Wasserstrahl abzuschließen und zu öffnen. Es wurde mit solchen Sirenen, deren Rotor im übrigen durch einen besonderen Motor dauernd angetrieben wurde, durch abwechselndes Öffnen und Schließen dieser Schieber ein sehr schnelles Morsen erreicht. Wenn auch diese Sirenen auf Unterseebooten der deutschen Marine in einer größeren Anzahl von Anlagen eingebaut wurden, so haben sie es doch niemals zu einer dauernden und bewährten Anwendung gebracht. Einer der Hauptgründe war der, daß an den Austrittskanälen infolge der hohen Wassergeschwindigkeiten sehr starke Zerstörungen des Materials auftraten und es nicht gelang, ein Material zu finden, welches solchen Schallkörpern eine genügende Lebensdauer gibt. Außerdem wurde der Betrieb häufig durch Festsetzen des Rotors und Morsechiebers gestört infolge von Versandungen, Oxydationen und dergleichen.

Ganz ähnliche Fehler zeigten auch die Sender nach dem Prinzip des hydraulischen Selbstunterbrechers. Diese bestanden zumeist aus Membranen oder ähnlichen Schwingungskörpern, welche mit Druckwasser betrieben wurden. Die Membran sperrt in ihrer Ruhelage die Düse der Druckwasserzuleitung ganz oder teilweise ab. Infolgedessen findet eine Abhebung der Membran von der Düse statt, wodurch der Druck in der Düsenöffnung sinkt und die Membran wieder in die Ruhelage zurückkehrt. Es tritt ganz ähnlich wie bei den elektromagnetischen Selbstunterbrechern eine selbstgesteuerte Schwingung der Membran auf, wodurch Schallschwingungen hervorgerufen werden. Auch diese Sender haben es nur zu einer teilweisen Anwendung gebracht und müssen heute als überholt angesehen werden, da auch sie unter großen Betriebsstörungen leiden. Es gibt nämlich für die kleinen in Frage kommenden Bewegungen keine praktische Ausführung des Abschlußventils, die sich bewährt hätte und größere Lebensfähigkeit besitzt.

Die endgültige Lösung des Morseproblems hat erst der Elektromagnetsender gebracht, der im wesentlichen aus einer Membran besteht, welche durch elektromagnetische Wechselstromvorgänge in Schwingungen versetzt wird. Auf die Einzelheiten dieser Sender wird noch später eingegangen werden.

Sowohl bei der Entwicklung dieser neuartigen Sender, als auch bei Schaffung von hierfür geeigneten Empfängern trat die Frage in den Vordergrund: welches sind die eigentlichen akustischen Schwingungsgebilde am Sender und am Empfänger und welche Mittel sind anzuwenden, um die gewünschte Bemessung ihrer Abstimmung, ihrer Dämpfung und ihrer Kopplung zu erreichen?

Ich habe mich bei der Entwicklung stets von Bildern und Vorstellungen, die der Theorie der elektrischen Schwingungen entlehnt waren, leiten lassen, und so wollen wir auch jetzt hier, um die Aufgabe, welche vorlag, näher zu erläutern, uns kurz an die Vorgänge bei der Entwicklung der Apparate der Telegraphie mit elektrischen Wellen erinnern.

Bekanntlich zeigte sich bei der Entwicklung der Funkentelegraphie sehr frühzeitig, daß von allererster Wichtigkeit die gute Abstimmung zwischen dem Schwingungsgebilde des Senders und des Empfängers ist. Später erkannte man aber, daß weiterhin zur Erzielung guter Wirkungsgrade von Sender und Empfänger auch noch eine richtige Bemessung der Dämpfung und der Kopplung der verschiedenen Schwingungsgebilde unter-

einander notwendig war. Erst nachdem man das Luftleitergebilde oder die Antenne mit dem primären Schwingungskreis des Senders in die richtige Abstimmung brachte und unter Berücksichtigung der vorliegenden Dämpfungen zwischen beiden Schwingungskreisen die Kopplung entsprechend wählte, gelang es, die Sender auszubilden, die wegen ihrer Güte und ihrer Wirksamkeit die Telegraphie mit elektrischen Wellen ihrer großen Bedeutung in der ganzen Welt entgegengeführt haben. Gleichzeitig war notwendig, dieselben Maßnahmen auch mit den Empfängern vorzunehmen, d. h. auch dort die primären und sekundären Schwingungskreise aufeinander abzustimmen und entsprechend ihren Dämpfungsverhältnissen richtig miteinander zu koppeln. Das einfachste Schema einer solchen

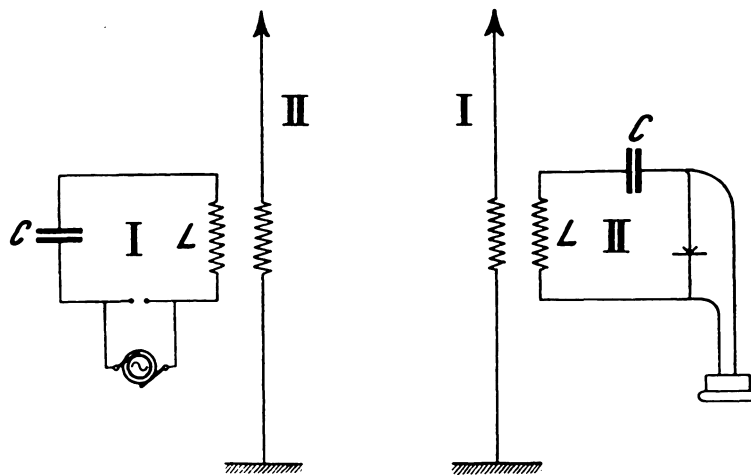


Abb. 2.

drahtlosen Apparatur von Sender und Empfänger ist in der Abbildung 2 dargestellt.

L bedeutet die Selbstinduktion, C die Kapazität; die Antennen sind in bekannter Weise angedeutet. Eine solche Antenne stellt für sich ein elektrisches Schwingungsgebilde dar, welches ebenfalls Selbstinduktion und Kapazität besitzt und abgesehen von ihren Strahlungseigenschaften im Medium durch jeden anderen geschlossenen Schwingungskreis, bestehend aus Selbstinduktion, Kapazität und Widerstand, dargestellt werden kann. In der Abb. 2 ist je ein Primär- und Sekundärkreis eines Senders und Empfängers gezeichnet. Der Senderprimärkreis I ist ein geschlossener Kreis, der irgendwie den eigentlichen Erreger enthält, der Sekundärkreis II

ist die Antenne, die mit dem Kreis I induktiv gekoppelt gedacht ist. Genau so besteht der Empfänger aus einem Primärkreis I, der hier durch die Antenne gegeben ist, die aus dem Medium die Empfangsenergie aufnimmt, und einem Sekundärkreis II, in welchen die Energie aus der Empfangsantenne induktiv übertragen wird, und welcher außer Selbstinduktion und Kapazität noch den eigentlichen Empfangsdetektor mit Telephon enthält. Bekanntlich müssen nun unter Berücksichtigung der gegenseitigen Kopplung der beiden Schwingungskreispaare die Schwingungskreise von Sender und Empfänger aufeinander abgestimmt sein, um eine befriedigende Übertragung zu erreichen. Gleichfalls wird die Kopplung zwischen den einzelnen Kreisen entsprechend der Größe ihrer verschiedenen Dämpfungen fester oder loser eingestellt.

Als es galt, diese aus der Theorie und Praxis der elektrischen Schwingungskreise gewonnenen Resultate auf die Ausbildung der Sender und Empfänger der Unterwasserschalltechnik zu übertragen, war zunächst notwendig, den Antennenbegriff in der Akustik so klar zu fassen, wie er heute auf dem Gebiete der elektrischen Wellen allgemein zum Rüstzeug der Technik und der Wissenschaft gehört. Weiterhin mußten die Schwingungsgebilde festgestellt und erkannt werden, mit denen die akustischen Antennengebilde gekoppelt waren, und für sie ebenfalls die grundlegenden Fragen der Abstimmung, Dämpfung und Kopplung gelöst werden.

Im Folgenden soll nun das Resultat dieser Forschungsarbeit, insbesondere für die in der Praxis wichtigsten Apparattypen gegeben werden.

Lösung der technischen Grundfragen.

Zunächst war der Antennenbegriff zu schaffen, d. h. es war an den akustischen Sendern und Empfängern klarzustellen, was an ihnen die Antenne darstellt. Von weiterer grundlegender Bedeutung war dann die Frage nach ihrer Abstimmung und Dämpfung, und zwar besonders wichtig die Größe ihrer Strahlungsdämpfung, wobei unter Strahlungsdämpfung derjenige Anteil der Gesamtdämpfung verstanden sein soll, der auf Konto der gestrahlten Energie kommt. Beim Empfänger tritt im allgemeinen zu der Strahlungsdämpfung noch stets eine Nutzdämpfung durch den Anzeigeapparat (Detektor, Mikrophon, Telephon oder dergl.) hinzu und sowohl beim Sender wie beim Empfänger noch die stets unerwünschte, aber unvermeidliche schädliche oder Verlustdämpfung im Material der Schwingungsgebilde.

Bei diesen Untersuchungen und Forschungen wurden wir wesentlich unterstützt und gefördert durch die in seinem klassischen Werke von Lord Rayleigh niedergelegte Theorie des Schalles.

Rayleigh teilt die Schallstrahler in verschiedene Ordnungen ein, und zwar in solche nullter, erster und höherer Ordnung. Für diese Schallstrahler sind von Rayleigh die maßgebenden Vorgänge, die in der Nähe der Schallquelle auftreten und die Abstimmung und die Dämpfung des Schallstrahlers beeinflussen, berechnet worden. Unter Schallstrahlern oder Schallantennen haben wir hierbei Körper zu verstehen, die sich periodisch viele Male in der Sekunde irgendwie ausdehnen und zusammenziehen und hierdurch das umgebende Medium — in unserem Falle das Wasser — in Überdruck und Unterdruck versetzen. Dies ergibt dann die Schallschwingungen im Medium. Unter den Schallstrahlern nullter Ordnung sind solche zu verstehen, bei denen beim Schwingungsvorgang abwechselnd eine Ausdehnung und ein Zusammenziehen derart auftritt, daß gleichzeitig entweder nur Ausdehnen oder nur Zusammenziehen vorkommt. Solche Strahlungsgebilde nullter Ordnung werden gut mit „pulsierende oder atmende Körper“ bezeichnet. Ihr einfachster Fall ist die „atmende Kugel“.

Beim Strahler erster Ordnung geht das Ausdehnen und Zusammenziehen derart vor sich, daß ein Teil des Strahlers auf das Medium sich zubewegt, auf dieses also einen Überdruck ausübt, wenn gleichzeitig ein anderer Teil aus dem Medium sich herausbewegt, in diesem also einen Unterdruck erzeugt. Am einfachsten wird ein solcher Strahler erster Ordnung durch eine hin- und herschwingende Kugel dargestellt.

Strahler höherer Ordnungen sind solche, bei denen sich nicht nur ein gegenüberliegendes Paar von gleichzeitig ein- und ausgehenden Stellen gibt, sondern an denen mehrere Stellen gleichzeitig auf das Medium sich zubewegen und an ebenso viel Stellen andere Teile sich herausbewegen. Solche Strahlungskörper höherer Ordnung sind beispielsweise die Glocken.

Es sei hier davon abgesehen, den theoretischen Gang im einzelnen zu verfolgen. Es sollen nur einige besonders wichtige Resultate der Untersuchung gebracht werden, die zum Verständnis der geschilderten Unterwasserschallapparate notwendig sind. Ein hauptsächliches Resultat ist das folgende:

Auf jedes strahlende akustische Schwingungsgebilde wirkt das Schallmedium in doppelter Weise zurück. Einmal entzieht es dem Schwin-

gungsgebilde Energie durch Strahlung und dämpft es dadurch ab, und zweitens tritt zur Masse des strahlenden Körpers noch eine mitbewegte Mediummasse hinzu, wodurch die Abstimmung beeinflusst wird. Bei den Strahlern nullter Ordnung, also den pulsierenden oder atmenden Körpern, nimmt hierbei die Strahlungsdämpfung proportional zur Frequenz ab, während für die akustischen Gebilde erster Ordnung die Strahlungsdämpfung mit der 3. Potenz der Frequenz abnimmt. Bei dieser Gelegenheit sei darauf hingewiesen, daß bei den Strahlern der elektrischen Wellen die Strahlungsdämpfung mit abnehmender Frequenz gleichfalls in der 3. Potenz abnimmt, und daß diese Strahler in der Darstellungsweise Rayleigh's Strahler erster Ordnung sind. Von einer bestimmten Größe im Verhältnis zur Wellenlänge ab sind also, wenn es auf eine große Strahlungsdämpfung ankommt, die Strahler nullter Ordnung denen höherer Ordnung überlegen. Es soll daher auf den Strahler nullter Ordnung, der auch, wie sich bald zeigt, in der praktischen Unterwasserschalltechnik eine be-

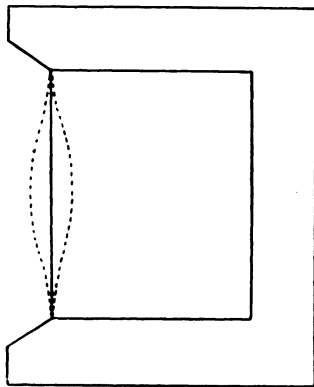


Abb. 3.

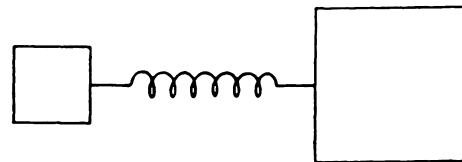


Abb. 4.

sondere Rolle spielt, näher eingegangen werden. Der Idealfall des Strahlers nullter Ordnung ist die pulsierende oder atmende Kugel. Für diesen Fall gaben die Rayleigh'schen Gleichungen alle die Unterlagen, die man braucht, um die gesuchten Größen der Abstimmung und der Dämpfung zu bestimmen. Bei dem einfachsten Beispiel eines Nullstrahlers — der Kugel — ist die Strahlungsdämpfung in dem Bereich, in welchem der Kugelradius klein zur Wellenlänge ist, proportional dem Kugelradius und der Frequenz. Für die Abstimmung des Gebildes ergibt sich die wichtige Tatsache, daß das Medium als Masse in die Abstim-

mung einläuft, und zwar ist die Masse des Mediums, die am Nullstrahler auftritt,

$$4 \pi R^3 \rho,$$

wenn R , der Radius der Kugel klein gegen die Wellenlänge und ρ die Dichte des Mediums ist.

Solche pulsierenden oder atmenden Kugeln kommen nun in der Unterwasserschalltechnik und überhaupt in der allgemeinen Akustik in ihrer reinen, ideellen Form kaum vor. Es war aber möglich, die Rechnung auf die in der Wirklichkeit am häufigsten auftretenden Körper nullter Ordnung auszudehnen, auch wenn sie von der Grundform sehr stark abwichen. Der wichtigste Fall, der praktisch vorkommt, soll kurz dargestellt werden.

Denken wir uns ein zylindrisches Gefäß auf der einen Seite durch eine Schwingungsmembran abgeschlossen, auf der Rückseite durch einen nicht schwingungsfähigen starren Deckel verschlossen, so haben wir ein Schwingungsgebilde, wie es sehr häufig in der Praxis vorkommt und besonders in der Unterwasserschalltechnik von großer Wichtigkeit geworden ist. (Siehe Abb. 3.) Das Gehäuse und der Abschlußdeckel sind so ausgeführt gedacht, daß sie einem akustischen Druck des Mediums nicht nachgeben; sie sind also während des Schwingungsvorganges vollkommen ruhig. Wenn die Membran in Schwingungen versetzt wird — der Einfachheit halber nehmen wir zunächst an in der Form der Grundschwingung (siehe Abb. 3) —, so haben wir einen Spezialfall eines pulsierenden Körpers nullter Ordnung. Wo an ihm überhaupt Schwingungen, d. h. Bewegungen auf das Medium zu oder vom Medium weg stattfinden, nämlich an der Membran, finden sie gleichphasig, d. h. im gleichen Sinne statt. Es ist uns gelungen, für diesen Spezialfall, der in der Unterwasserschalltechnik allgemeine Anwendung findet, mit guter Annäherung die Formel zur Berechnung der Strahlungsdämpfung und der durch das Medium einlaufenden Masse aufzustellen. Es ergab sich, daß die Strahlungsdämpfung

$$5 \frac{R}{\lambda}$$

und die Mediummasse

$$0,4 R^3 \rho$$

ist, wenn R den Radius der Membran und λ die Wellenlänge darstellt. Wie es dem Falle der Unterwasserschalltechnik entspricht, ist angenommen, daß außerhalb des Körpers sich das Medium befindet und im Innern der Kapsel durch die Bewegung der Membran keine nennenswerten Druck-

schwankungen auftreten. Dies ist mit genügender Genauigkeit gegeben, wenn außen als Medium Wasser, im Innern Luft sich befindet. Wie Sie aus der Figur sehen, entspricht diese Kapsel vollständig der Empfangskapsel, wie wir sie vorher beschrieben haben.

Es interessieren uns nun, abgesehen von der Strahlungsdämpfung, noch die Abstimmungsgrößen des Gebildes, d. h. die Masse und die Elastizität. Hierzu soll zunächst ganz allgemein auf das akustische Abstimmungsgebilde an sich kurz eingegangen werden. Das einfachste mechanische Schwingungsgebilde besteht aus zwei Massen, die durch eine Elastizität miteinander verbunden sind (Abb. 4). Häufig wird nur eine Masse und Elastizität betrachtet; dies stellt aber nur einen Spezialfall dar, der darin beruht, daß an dem Ende des elastischen Teils, der dem beschriebenen Massenteil gegenüberliegt, eine unendlich große Masse, d. h. absolute Ruhe, gedacht ist. Die Schwingung des Gebildes der Abbildung 4 geht nun im allgemeinen so vor sich, daß sich die beiden Massen gleichzeitig aufeinander zubewegen oder voneinander wegbewegen und dadurch das elastische Gebilde zusammendrücken oder ausdehnen. Wie bei allen Schwingungsvorgängen die Energie zwischen zwei Zuständen hin- und herpendelt, so ist sie hier einmal in der zusammengedrückten oder auseinandergestreckten Elastizität, das andere Mal in den sich bewegenden Massenteilen enthalten. Ist die Spannung der Feder gerade Null, so bewegen sich die Massenteile mit der größten Geschwindigkeit und enthalten die gesamte Schwingungsenergie in kinetischer Form; ist die Feder auf den Maximalwert zusammengedrückt oder auseinandergezogen, so sind die Massenteile in den Umkehrpunkten und in Ruhe, und die Energie steckt in potentieller Form in der zusammengedrückten oder ausgedehnten Feder. Nehmen wir an, daß die Masse der Feder vernachlässigbar gegen die der schwingenden Massenteile ist, so haben wir das vollkommene Ebenbild des geschlossenen elektrischen Schwingungskreises, der aus einer Kapazität und einer Selbstinduktion besteht. In beiden Fällen ist angenommen, daß die Dimensionen des Schwingungsgebildes vernachlässigbar klein zur Wellenlänge der Schwingungen sind. Um eine Vorstellung von der Größe der Wellenlänge für die in Frage kommenden Frequenzen zu geben, wollen wir erwähnen, daß für die Frequenz 1000, d. h. einen Ton, der in der musikalischen Tonskala zwischen h_2 und c_3 liegt, die Wellenlänge im Wasser etwa 1,4 m und in Luft etwa 0,33 m beträgt. Abgesehen von den Schwingungskörpern, in denen Masse und Elastizität getrennt enthalten sind, gibt es aber gerade in der

Akustik sehr häufig Schwingungsgebilde, bei denen Masse und Elastizität einander zugeordnet über das ganze Schwingungsgebilde mehr oder weniger gleichmäßig verteilt sind. Das Ihnen allen bekannte Beispiel eines solchen Schwingungsgebildes ist die Stimmgabel (siehe Abb. 5). Bei der Stimmgabel findet die Schwingung um die Knotenpunkte a, a statt. Bewegen sich die beiden Zinken b, b aufeinander zu, so bewegt sich der Punkt c nach unten, bewegen sich die Punkte b, b auseinander, so bewegt sich der Punkt c nach oben. Wir haben hier eine Gruppe von Massen, b, b , die sich mittels elastischer Verbindung zu einer gemeinsamen Masse c hin- und herbewegen. Die Masse und Elastizität sind nicht getrennt, sondern sind auf das ganze Schwingungsgebilde verhältnismäßig gleichmäßig verteilt. Trotzdem kann man aber bei solchen Schwingungsgebilden von einem Äquivalent

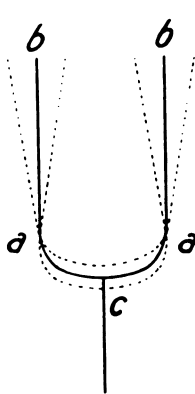


Abb. 5.

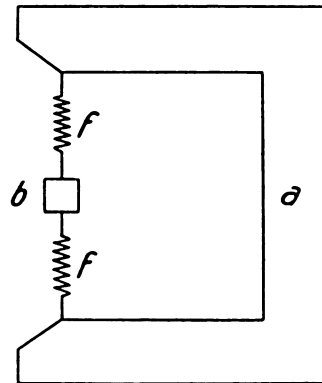


Abb. 6.

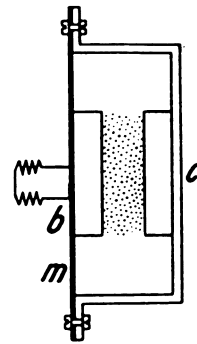


Abb. 7.

von Masse und Elastizität sprechen, ähnlich wie man in der Funkentelegraphie bei einer Antenne von einem Äquivalent von Selbstinduktion und Kapazität spricht.

Wir wollen nun für unsere Membrankapsel das Äquivalent von Masse und Elastizität berechnen. Zu diesem Zwecke bezeichnen wir entsprechend der Abb. 6 mit a die Masse des Kapselgehäuses und des Deckels, während b eine Masse sei, die wir uns in der Mitte der Membran vereinigt denken. Die Elastizität sei durch die gekennzeichneten Federn f, f dargestellt. Beim Schwingungsvorgang bewegt sich die Masse b gegen die Masse a , verbunden durch die Federn f, f , wobei diese Federn in den beiden Grenzlagen gedehnt sind, sowohl wenn die Masse b sich in die Kapsel hinein-, als auch wenn sie sich herausbewegt hat. Im allgemeinen wird nun die äußere Masse a sehr groß gegenüber b sein, im Grenzfall können wir a als un-

endlich annehmen, und der ganze Schwingungsvorgang ist in der Masse b und den beiden Federn f, f , in denen sie aufgehängt ist, gegeben. Nach einem einfachen Gesetze verteilt sich beim Schwingungsgebilde, welches aus zwei Massen und einer sie verbindenden Elastizität besteht, die Schwingungsenergie im umgekehrten Verhältnis der Massen auf die beiden Massen. In unserem Spezialfall können wir also sagen, daß, wenn die Kapselmasse a sehr groß gegenüber der schwingenden Masse b ist, die ganze Schwingungsenergie in b sitzt. Uns interessiert nun, wie wir bei einer Membran diese Masse b finden können. Wir haben vorhin gesehen, daß am Mittelpunkt gedacht eine Masse des Mediums angreift, die

$$0,4 R^3 \rho$$

beträgt. Haben wir außerdem eine Membran vor uns, die an allen Stellen gleichmäßig dick ist, so ergibt die Rechnung für die Masse der Membran, die ebenfalls am Mittelpunkt angreifend gedacht ist,

$$0,2 \pi R^2 d \delta,$$

wenn d die Dicke der Membran und δ die Dichte des Membranmaterials ist. Ist nichts anderes am Membranzentrum befestigt, so wird sich aus der Summe der beiden Massen die Schwingungsmasse der Membran ergeben. Ist noch ein Konstruktionskörper am Mittelpunkt befestigt, wie z. B. bei der Empfangskapsel der Fußpunkt des Mikrophons, so ist dessen Masse noch hinzu zu addieren. Man kann auf bekannte Weise die Elastizität einer solchen Membran berechnen und aus diesen und den verschiedenen angegebenen Massen die Abstimmung, die sie im Wasser hat. Da aber die Spannung im Material niemals ganz reinlich erfaßt werden kann, ergibt sich in der Praxis immerhin noch die Notwendigkeit, die Tonhöhe oder Abstimmungsfrequenz einer solchen Membran praktisch zu bestimmen, eventl. zu korrigieren.

Dadurch, daß nun zur Mediummasse, welche nur einen Teil der Masse b darstellt, noch die Masse der Membran selbst kommt und eventl. noch eine dritte Konstruktionsmasse an ihren Mittelpunkt, ergibt sich ein Mehr von Schwingungsenergie in der Masse b . Hierdurch erleidet die vorhin angegebene Strahlungsdämpfung, welche nur für solche Schwingungsgebilde, die lediglich Mediummasse hatten, gedacht war, eine Korrektur, und zwar ist die Strahlungsdämpfung, die vorhin angegeben, zu multiplizieren mit dem Verhältnis der Mediummasse und zu dividieren durch die Summe der Einzelmassen, d. h. also der Gesamtmasse b , die besteht aus Mediummasse, Membranschwingungsmasse und Konstruktionsmasse am

Membranzentrum. Hiermit haben wir das vollkommene Bild einer akustischen Antenne, wie sie in der Unterwasserschalltechnik vorliegt, gegeben. Wir können aus den Dimensionen der schwingenden Membran die in Betracht kommende Elastizität, die in Betracht kommende Schwingungsmasse und die in Betracht kommende Strahlungsdämpfung berechnen, und sind hiermit, was die Frage der Antenne anbelangt, genau soweit, wie man in der Funkentelegraphie war, als man teils durch Messungen, teils durch Rechnungen, Selbstinduktion, Kapazität und Strahlungswiderstand der Antenne bestimmt hatte. Im Hinblick und Vergleich mit den beiden Schwingungskreisen der Funkentelegraphie fragen wir uns nun: Gibt es noch ein anderes Schwingungsgebilde an diesen Empfängern oder Sendern der Unterwasserschalltechnik, und welcher Art ist dieses zweite Schwingungsgebilde, welche Abstimmungsgröße hat es, und wie ist es mit der akustischen Antenne, d. h. mit der Membran, gekoppelt?

Nachdem der Antennenbegriff so klar erfaßt war, ergab sich auch das zweite Schwingungsgebilde. In unserem Beispiel der Empfangskapsel mit Mikrofon (Abb. 1) ergibt er sich wie folgt: Das Mikrofon besteht im wesentlichen aus dem Mikrofongehäuse mit der einen Elektrode, einer Mikrofonmembran, welche an ihrem äußeren Rande im Mikrofongehäuse befestigt ist, und einem im Mittelpunkt der Mikrofonmembran befestigten Teil, der einerseits die andere Elektrode darstellt und andererseits zur Befestigung an der Membran noch ein Konstruktionsmittel trägt, welches wir Nippel nennen wollen. Zwischen den beiden Elektroden ist das Mikrofonpulver lagernd zu denken (siehe Abb. 7). Nach dieser Beschreibung sehen wir sofort, daß das Mikrofon ein Schwingungsgebilde darstellt. Nennen wir die Masse des Mikrofongehäuses mit der einen Elektrode c und seine Fußkonstruktion, die aus anderer Elektrode und Nippel besteht, b , so sind b und c die beiden Schwingungsmassen, die zueinander schwingen, während die Elastizität in der Mikrofonmembran steckt. Befestigen wir nun das Mikrofon mit seinem Fuße im Mittelpunkt unserer Kapselmembran, so koppelt sich das MikrofonSchwingungsgebilde mit dem Membranschwingungsgebilde derart, daß wir die Fußpunktsmasse des MikrofonSchwingungsgebildes verbinden mit der Mittelpunktsmasse des Membranschwingungsgebildes. Wir geben den beiden Schwingungsgebilden also eine gemeinsame Masse. In der Abb. 8 ist ein allgemeines Bild für diesen Kopplungsfall gegeben. a , b und c sind drei Massen, die durch zwei Federn f_1 und f_2 wechselseitig verbunden sind. Ist a mit b und der Feder f_1 ,

die zwischen ihnen liegt, und b mit c und der Feder f_2 , die zwischen ihnen liegt, auf den gleichen Ton abgestimmt, und ist für beide Schwingungsgebilde die Masse b gemeinsam, so haben wir ein Schwingungsgebilde, welches ganz ähnlich, wie die Kopplungsgebilde der drahtlosen Telegraphie beispielsweise wie eine Antenne gekoppelt mit einem geschlossenen, sekundären Schwingungskreis, ein Resonanzgebilde ist, welches zweiwellig ist, d. h. zwei Abstimmungsfrequenzen besitzt, die nach beiden Seiten gleichmäßig weit abliegen von der Abstimmungsfrequenz, welche vorher den beiden Schwingungsgebilden, jedem für sich, zugrunde gelegt war. In der Abbildung möge a das unendlich große Gewicht der Kapsel, b die gemeinsame Masse, die am Membranmittelpunkt angreifend gedacht ist, und c die freie Masse des Mikrophonehäuses darstellen. Der Kopplungsgrad eines solchen Gebildes läßt sich aus den Massen a , b und c berechnen. Für den

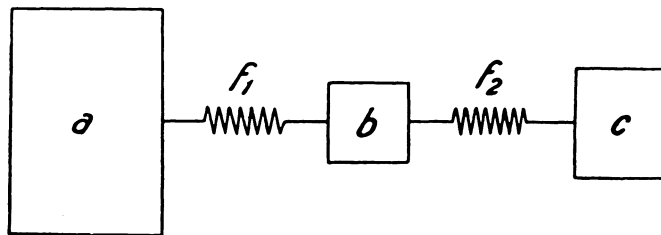


Abb. 8.

Fall, daß a , bei uns die Gehäusemasse der Kapsel, unendlich groß ist, ist die Kopplung aus dem Massenverhältnis b und c allein gegeben, und zwar ist der Kopplungsfaktor

$$k = \sqrt{\frac{c}{c+b}},$$

wobei unter dem Kopplungsfaktor dasselbe verstanden wird wie bei der Funktelegraphie, und zwar das Verhältnis der im Kopplungsgliede schwingenden Energie zur Gesamtenergie der beiden Kreise. k gibt ein Maß für den Abstand der beiden Abstimmungsfrequenzen des doppelwelligen Schwingungsgebildes.

Aus dem Vorstehenden ist ersichtlich, daß nunmehr alles der Anschauung und der Rechnung zugänglich gemacht worden ist, was bei Stellung des Problems gefordert war. Es war verlangt, den Antennenbegriff in der Akustik so klar zu fassen, wie er heute auf dem Gebiete der elektrischen Wellen allgemein zum Rüstzeug der Technik und der Wissenschaft

gehört, und weiterhin die Schwingungskreise festzustellen und zu erkennen, mit denen das Antennengebilde gekoppelt ist, und für diesen Fall ebenfalls die grundlegenden Fragen der Abstimmung, Dämpfung und Kopplung zu lösen.

Nachdem wir so die Grundlage für die Anschauung und Berechnung des rein akustischen Teils der Empfänger- und Senderapparate gegeben haben, wollen wir uns noch der Frage der eigentlichen Erregung resp. des eigentlichen Empfangs widmen. Es ist offensichtlich, daß ein großer Teil der Schwierigkeiten für die Konstruktion von Sendern und Empfängern ganz bestimmter Eigenschaften beiseite geräumt war, als die geschilderten Grundbegriffe geschaffen waren. Es war eingangs erwähnt worden, daß eine wesentliche Aufgabe in der Praxis darin vorlag, daß ein Senderapparat geschaffen werden sollte, mit dem es möglich war, schnell und sicher Morsezeichen auszusenden. Es ist andererseits auch schon gesagt worden, daß die Lösung der elektromagnetisch erregte Sender gebracht hat. Hierzu wird es interessieren, daß schon im Jahre 1904 in Deutschland die Herren A. du Bois-Reymond und Görges einen solchen Elektromagnetensender für die Unterwasserschall-Telegraphie gebaut haben, mit dem sie hofften, akustische Morsezeichen genügender Lautstärke unter Wasser erzeugen zu können. Im wesentlichen bestand dieser Sender aus einer Membran, die beispielsweise dargestellt wird durch die Bordwand, an der der Anker eines Magneten befestigt war, und einem diesem Anker gegenübergestellten elektrisch erregten Magneten, der die Membran mittels des Ankers abwechselnd anzog und losließ. (Siehe Abb. 9.) Später, als die Firma Neufeldt & Kuhnke begann, im Jahre 1908 mit der Unterwasserschalltechnik sich zu beschäftigen, nahm sie diese Arbeiten unter Beteiligung der Herren du Bois-Reymond und Görges wieder auf. Es wurde ein Elektromagnetensender gebaut, der im wesentlichen aus einem Gehäuse, einer Membran, einem an der Membran befestigten Magnetanker und einem an dem Gehäuse befestigten Wechselstrom-Elektromagneten bestand. Die Versuche, die hauptsächlich in der Kieler Bucht im Zusammenhang mit der deutschen Reichsmarine gemacht wurden, befriedigten nicht, und es wurden dann parallel Versuche mit Unterwassersirenen gemacht, die zunächst einen solchen Erfolg hatten, daß man die Entwicklung der elektromagnetisch erregten Membransender dagegen vernachlässigte. Bald aber griff die Signal Gesellschaft, die inzwischen die Bearbeitung der Unterwasserschalltechnik von der Firma Neufeldt & Kuhnke übernommen hatte, die Versuche mit dem

Elektromagnet-Sender wieder auf; sie hatte begonnen, die Schwingungsgebilde, die wir vorhin dargestellt haben, zu erforschen und zu erkennen, wie die akustischen Vorgänge aufgefaßt werden müssen; weiterhin ergaben ihre Untersuchungen wertvolle Winke dafür, wie die elektromagnetische Erregung richtig in diese Schwingungsvorgänge einzugliedern war. Es ergab sich nämlich einer der hauptsächlichsten Gründe des Versagens der ersten Elektromagnet-Sender-Versuche in Folgendem:

Das Wasser ist, wie bekannt, ein wenig kompressibles Medium. Bei den kleinsten Bewegungen der schwingenden Membran treten im Wasser sehr große Drücke auf, die bei einer Schwingungszahl von 1000 in der Sekunde und bei etwa 0,01 mm Ausschlag mehr als 1 Atm. pro qcm schwingender Fläche betragen, und bei ausgedehnten Membranen daher bald tau-

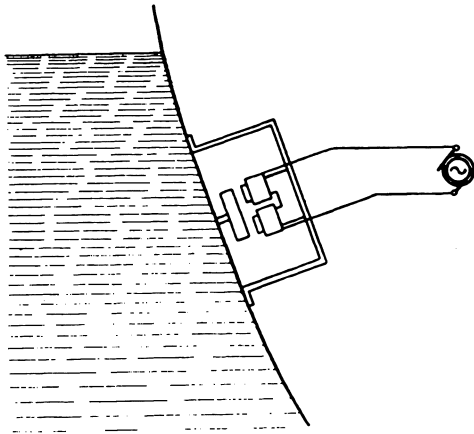


Abb. 9.

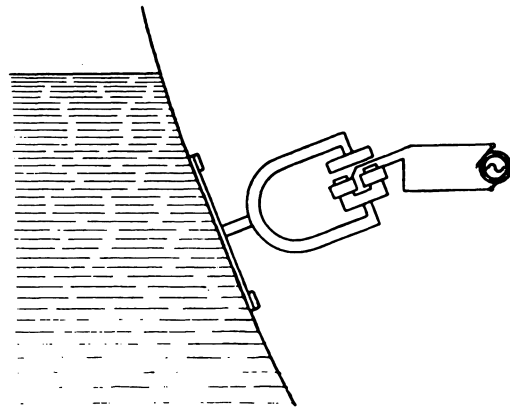


Abb. 10.

send Kilo ausmachen können. Es ist ersichtlich, daß für eine solche Bewegung eine Elektromagnet-Erregung sich sehr schlecht eignet, denn ein Elektromagnet, welcher bei so kleinen Bewegungsamplituden so große Kräfte ergibt, ist mit gutem Wirkungsgrad nicht zu bauen. Es wurde bei der Signal Gesellschaft erkannt, daß es darauf ankäme, den Elektromagnet mit größeren Amplituden und kleineren Kräften arbeiten zu lassen, daß also zwischen der Abgabestelle der Energie in akustischer Form, d. h.: der Membran und der elektromagnetischen Erregung eine Übersetzung einzuschalten war. Das Nächstliegende für den Konstrukteur wäre die Benutzung eines Hebels gewesen; doch mußte bei der absoluten Kleinheit der Amplituden und bei der unvermeidlichen Lose in den Gelenken und der

hierin zu erwartenden Energievergeudung von vornherein von dieser Lösung der Aufgabe abgesehen werden. Es blieb als zweite Möglichkeit, mit dem als Strahler wirkenden Schwingungsgebilde der Membran ein zweites Schwingungsgebilde so zu koppeln, daß es in der Nähe von einem Knotenpunkte mit der Membran und in der Nähe von einem Schwingungsbauch mit dem Elektromagneten verbunden wurde.

Bereits im Jahre 1912 baute die Signal Gesellschaft einen Sender, der diese Forderung erfüllte (Abb. 10). Wir sehen hier zwischen den Zinken einer Stimmgabel das elektromagnetisch erregte Gebilde befestigt, während der Stiel der Stimmgabel auf der Schwingungsmembran befestigt ist. Entsprechend der früher (Abb. 5) beschriebenen Bewegungsform einer Stimmgabel findet die Erregung durch den Elektromagneten an Stellen größerer Amplitude, die Energieabgabe an die Membran an Stellen kleinerer Amplitude statt. Dieser Sender zeigte aber noch nicht befriedigende Resultate.

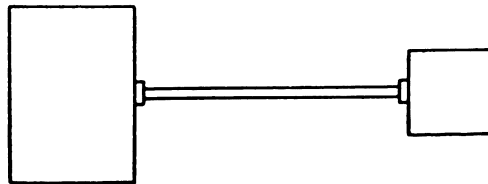


Abb. 11.

Er mußte vielmehr noch nach zwei Richtungen hin verbessert werden.

Die Schwingungsgebilde mit stetig verteilter Masse und Elastizität zeigen die unangenehme Eigenschaft, daß sie die Lage ihrer Knotenpunkte verändern, wenn man mit dämpfenden oder erzeugenden Kräften angreift. Gerade dieser Fehler, der fast gleichzeitig bei Untersuchungen am Sender und Empfänger auftrat, führte zu der Forderung, Schwingungsgebilde zu benutzen, bei denen Masse und Elastizität getrennt ist; und diese Forderung in Verbindung mit der gewünschten Amplitudenübersetzung führte dann ganz folgerichtig zu der Entdeckung des reinen Schwingungsgebildes in der einfachsten Form, welches wir in Abb. 4 schon schematisch darstellten und welches bei den in Frage kommenden hohen Frequenzen aus Massen besteht, die mit einem oder mehreren longitudinal schwingenden Stäben verbunden sind (Abb. 11).

Ein weiterer Fehler des ersten Stimmgabelsenders war die große schädliche Dämpfung, die weit größer als die Strahlungsdämpfung war

und daher einen schlechten Wirkungsgrad bedingte. Der Elektromagnet mußte, da er pro Sekunde 1000 Ummagnetisierungen durchmachte, aus einzelnen dünnen Blechen aufgebaut werden. Diese Blechpakete gaben bei den hohen Schwingungszahlen zu großer mechanischer Reibung und damit zu sehr großer schädlicher Dämpfung Anlaß. Besondere Konstruktionen und Maßnahmen, die z. B. darin bestanden, alle Befestigungen in Richtung der Amplituden zu legen, führten dann zu dem gewünschten Erfolge. Es gelang hiermit, die innere schädliche Dämpfung auf vernachlässigbar kleine Werte herabzudrücken. In den im einzelnen später noch zu beschreibenden Elektromagnetsendern der Signal Gesellschaft entstand so ein Unterwasserschall-Morsesender, der jede billigerweise an ihn zu stellende Forderung erfüllte.

Eine ähnliche, äußerlich allerdings nicht so in die Erscheinung tretende Entwicklung machten auch die Mikrophonempfangskapseln durch. Als die Vorstellung von den Schwingungsvorgängen geschaffen und die maßgebenden Berechnungen angestellt waren, war es bald möglich, für die gewünschten Frequenzen und die verlangte Dämpfung, Kopplung usw. die notwendige Empfangsanordnung zu schaffen. Nur war bei der Empfangskapsel, die wir in der Praxis vorfanden, dieser Vorgang äußerlich nicht so sichtbar, denn an sich bestanden zunächst wenigstens noch diese Empfänger genau wie früher aus einem Gehäuse, einer Membran und einem Mikrophon. Da aber früher die als Sender dienenden Glocken nicht auf einen gleichmäßigen Ton abgestimmt waren — die Tonhöhen verschiedener, im praktischen Dienst befindlicher Glocken schwanken etwa zwischen 900 und 1200 —, war es damals auch bei den Empfängern nicht nötig, auf gleichmäßige Abstimmung zu achten. Dies wurde aber sofort anders, als die auf etwa 1 % genau abgestimmten Elektromagnetsender zur Verwendung gelangten. Hierdurch trat die Forderung auf, die Empfängerkapseln ebenso genau abzustimmen; um dies zu können und zu beherrschen, war die ganze Erkenntnis und der Aufbau der Theorie nötig, wie er soeben geschildert ist. Nunmehr gelang es, solche Mikrophon-Empfangskapseln in der vorgeschriebenen Bemessung hinsichtlich Abstimmung und Dämpfung zu bauen. Aber auch darüber hinaus hat die moderne Erkenntnis in der Technik schon fruchtbringend gewirkt, indem es nunmehr möglich geworden ist, den Mikrophonempfängern gegenüber Empfänger, die auf anderen Prinzipien beruhen und jedes Mikrophon vermeiden, zu bauen. Diese neuartigen Empfänger werden in vielen Fällen der Praxis den Mikrophon-

empfänger verdrängen oder wenigstens ergänzen können. Hierbei ist zu berücksichtigen, daß der Mikrofonempfänger infolge der wenig stabilen Eigenschaften des hoch empfindlichen Mikrophons ein wenig zuverlässiger Apparat ist, der häufig im Betriebe an Empfindlichkeit einbüßt. Infolgedessen werden die neuen Empfänger ohne Mikrofon, die diese Fehler vermeiden, einen großen Fortschritt für die Schifffahrt bedeuten.

Mit dem hier gegebenen Beispiel der Schwingungsgebilde und der sich auf diesen Schwingungsgebilden aufbauenden Sender- und Empfänger-Apparate ist natürlich nur ein kleiner Ausschnitt gekennzeichnet aus den verschiedensten Variationsmöglichkeiten, die in der Praxis vorkommen können, genau so, wie die beiden Bilder der funktentelegraphischen Sende- und Empfangsanlagen nur ein Beispiel der dort vorkommenden Anordnungen von Schwingungsgebilden darstellen.

Das heutige Bild des Entwicklungsstandes.

Der heutige Stand in der Entwicklung der Unterwasserschalltechnik ist gegeben durch die einzelnen Apparate, die wir auf dem Gebiete der Unterwasserschall-Sende- und Empfangstechnik vorfinden, durch deren Leistungen und Eigenschaften und durch den Stand der allgemeinen Erkenntnis der Unterwasserschallvorgänge. Es soll daher zunächst eine kurze Beschreibung der Apparate erfolgen, die natürlich in Rücksicht auf die große Mannigfaltigkeit und auf die wünschenswerte Kürze der Ausführung nur ganz summarisch sein kann. Wir beschränken uns hierbei im wesentlichen auf die Apparategruppen, die mit festen Tönen ein Signalisieren unter Wasser ermöglichen und wollen im Anschluß hieran nur kurz die Empfänger streifen, die sich besonders als Horchanlagen, d. h. zur Aufnahme von Geräuschen im Wasser, eignen; alsdann wollen wir auf die Schallvorgänge im übertragenden Medium, im Wasser, näher eingehen.

Bevor auf die Beschreibung der Apparate selbst eingegangen wird, wollen wir zunächst die Frage der günstigsten Tonhöhe erörtern. An sich hatte man zunächst in der Wahl der Tonhöhe einen weiten Spielraum. Bei näherer Überlegung und auf Grund der Erfahrungen zeigte sich aber bald, daß dieser Spielraum praktisch nur klein ist. Die Gründe hierfür sind etwa die folgenden: Die Empfänger müssen in den allermeisten Fällen an Bord von Fahrzeugen eingebaut werden. Hierbei stellte sich heraus, daß die Eigengeräusche den Empfang sehr erschweren und ganz besondere Mittel notwendig machen, um überhaupt noch bei größerer Fahrt die ankomm-

menden Zeichen durch die Eigengeräusche hindurch hören zu können. Die Erfahrung hat nun ergeben, daß die meisten dieser Geräusche ihren verschiedenen Tonhöhen nach unter 1000 Perioden pro Sekunde liegen und daß zum mindesten die Geräusche, die über dieser Periodenzahl liegen, nur verhältnismäßig schwach und seltener auftreten. Demnach müßte man als Signalfrequenz eine Periodenzahl wählen, die nicht unter 1000 Perioden liegt. Andererseits aber zeigte sich, daß die Erzeugung großer Schallleistungen mit gutem Wirkungsgrad immer schwieriger wird, je höher die Periodenzahl gewählt wird. Dieses liegt daran, daß bei höher werdender Periodenzahl die Amplituden immer kleiner werden und hierdurch die Kräfte pro Amplitude bei gleicher Leistung immer mehr anwachsen. Es war also ein Kompromiß zu machen zwischen der Notwendigkeit, in Rücksicht auf die Eigengeräusche, einen möglichst hohen Signalton zu wählen und der Forderung eines möglichst guten Wirkungsgrades, wofür nicht unnötig hohe Periodenzahlen zugrunde gelegt werden dürfen. In langjährigen praktischen Erfahrungen haben sich die Töne zwischen etwa 1000 und 1100 Perioden als ein recht gutes praktisches Optimum ergeben. Der Ton 1050 hat sich in jahrelangem Betriebe bei hundertten von Anlagen sehr gut bewährt. Es ist natürlich nicht ausgeschlossen, daß durch weitere Vervollkommnung der Sender- und Empfängerapparate noch höhere und störungsfreiere Tonhöhen einst erreicht werden können. Hierzu wäre aber nötig, daß es gelänge, die heutigen Wirkungsgrade von Schallapparaten so hoher Töne wesentlich zu verbessern.

Es dürfte hierzu interessieren, daß das arithmetische Mittel der, wie bereits gesagt, von 900—1200 in der Abstimmung schwankenden Unterwasser-Glocken auch bei 1050 Perioden pro Sekunde liegt.

Der schon erwähnte und einen der hauptsächlichen Fortschritte auf dem Gebiete der Unterwasserschalltechnik darstellende elektromagnetische Sender wurde von der Signal Gesellschaft etwa in den Jahren 1912 bis Anfang 1915 ausgebildet. Über die nähere Theorie dieses Senders liegen besondere Veröffentlichungen ¹⁾ vor; im allgemeinen soll auf diese hingewiesen werden. Besonders sei hier noch erwähnt, daß er auch als elektromagnetischer Unterwasserschall-Empfänger verwendet werden kann; denn ebenso wie man durch eine elektrische Erregung des Magneten die Membran bewegen und hierdurch einen Schall hervorrufen kann, kann man natürlich auch umgekehrt, wenn die Membran in einem Schallfelde sich bewegt, in

¹⁾ W. Hahneemann und H. Hecht „Physikalische Zeitschrift“ 1919. 20. S. 104 u. 245.

den Spulen des Elektromagneten einen Wechselstrom hervorrufen und damit beispielsweise ein Telephone erregen. Auch hierzu sei des Näheren auf die besonderen Veröffentlichungen verwiesen.

Der elektromagnetische Sender der Signal Gesellschaft ist in der Abb. 12 schematisch dargestellt, sein schwingungs-technisches Prinzip geht aus der Abb. 13 hervor. In Abb. 12 ist *a* eine Membran, welche die strahlende Fläche darstellt und an das Wasser grenzt, *b* und *c* sind zwei Teile eines Elektromagneten, die durch die elastischen Kräfte *f f* verbunden sind. *g* ist ein zylindrisches Gehäuse, welches durch die Membran *a* wasserdicht abgeschlossen ist. Der Elektromagnet *b c* wird durch Wechselstrom unter Hinzufügung eines Gleichstromfeldes evtl. auch unter Fortfall eines solchen erregt, wodurch das Gebilde *b c* in mechanische Schwingungen versetzt wird. Die Erregerspulen sind als unwesentlich für

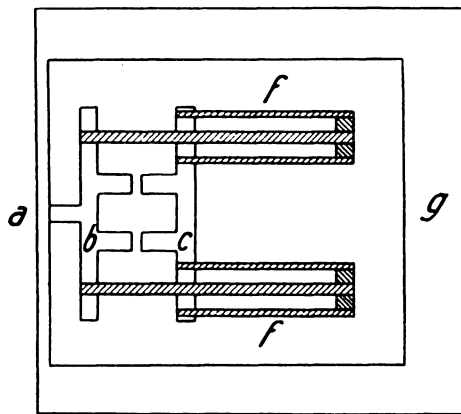


Abb. 12.

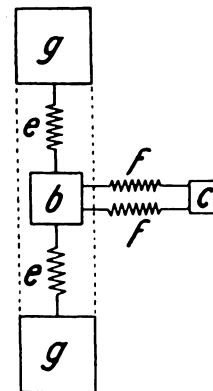


Abb. 13.

das Verständnis des akustisch-mechanischen Aufbaues in der Figur fortgelassen. Da der Elektromagnet *b* an der Membran *a* befestigt ist, zwingt er die Membran *a* zum Mitschwingen, wodurch akustische Strahlung der Membran entsteht.

Die elastischen Kräfte *f f* sind dargestellt durch zylindrische Stäbe und konzentrisch hierzu angeordnete zylindrische Rohre; und zwar werden bei Annäherung der Massenteile zueinander die Stäbe zusammengedrückt, die Rohre gedehnt, während beim Auseinandergehen der Massen die Stäbe gedehnt und die Rohre gedrückt werden. Durch diese ineinander gelagerten Anordnungen der Elastizitäten erreichen wir, daß wir die beiden Massenteile *b* und *c* örtlich unmittelbar zusammenbringen und dadurch direkt als

Elektromagneten ausbilden können. Diese Konstruktion hat dem Sender eine besonders elegante Form verliehen.

Die Schwingungsgebilde dieses Senders sind in der Abb. 13 im Prinzip dargestellt und setzen sich aus folgenden Massen und Elastizitäten zusammen:

g ist die Gehäusemasse, die durch Federn c e , welche die Membran-Elastizität darstellen, mit der Schwingungsmasse b verbunden ist. Die Schwingungsmasse b setzt sich zusammen: Aus der Masse der einen Magnethälfte und der Befestigungsmittel derselben an der Membran, aus der Schwingungsmasse der Membran bezogen auf den Mittelpunkt, an welchem der Elektromagnet befestigt ist, und aus der Mediummasse, welche durch das Mitschwingen des Wassers sich einstellt, und welche schon früher näher erörtert wurde. b ist nun durch die weiteren Elastizitäten f f mit c verbunden, welches die Masse der anderen Elektromagnethälfte darstellt, wozu evtl. noch einige Konstruktionsteile als Masse hinzuzufügen sind.

Wir sehen, daß wir es hier mit einem Schwingungsgebilde von drei Massen und zwei Elastizitäten zu tun haben. Dieses Schwingungsgebilde entspricht dem vorgeschilderten und in Abb. 8 im Prinzip dargestellten doppelwelligen System. Es besteht aus zwei Gebilden g b und b c . Das eine Gebilde g b ist das strahlende Gebilde, das andere Gebilde b c ist das erregende Gebilde. Ein einfaches Gesetz sagt nun, daß die Amplituden der beiden Massen eines Schwingungsgebildes umgekehrt proportional den Massen sind, d. h. die größere Masse macht die kleinere Amplitude und die kleinere macht die größere Amplitude. Es war nun früher erwähnt worden, daß die Aufgabe, einen Sender mit gutem Wirkungsgrad zu bauen, darin besteht, die erregende Stelle mit großer Amplitude und die strahlende Stelle mit kleiner Amplitude schwingen zu lassen. Richten wir es nun so ein, daß der Massenteil c wesentlich kleiner als der Massenteil b ist, so schwingt c mit wesentlich größerer Amplitude. Bringen wir an c nun die erregende Kraft an, so haben wir das gewünschte Übersetzungsverhältnis der Amplituden. Wir erregen das Schwingungsgebilde mit großer Amplitude an c und geben aus dem Schwingungsgebilde an die strahlende Fläche die Energie mit kleiner Amplitude bei b ab. Im vorliegenden Fall ist die elektromagnetische Erregung zwischen b und c angeordnet; da die beiden Massenteile b und c gegeneinander schwingen, addieren sich für diesen Fall die Amplituden für die elektromagnetische Erregung. Wir haben hier ein verhältnismäßig einfaches Mittel, um die zur Herstellung eines guten Wir-

kungsgrades geforderte Amplitudenübersetzung zu erreichen. Zur experimentellen Untersuchung dieser Sender haben wir zum ersten Mal eine Methode angewandt, die uns in besonders einfacher und schöner Weise eine Größe bestimmen ließ, die der messenden Akustik bisher zu erfassen immer sehr schwierig war, nämlich den akustischen Wirkungsgrad, d. h. das Verhältnis von in Schallenergie verwandelter zur gesamten aufgewandten Energie.

Schaltet man in die Zuleitungen zwischen Maschine und Sender ein Wattmeter und betreibt den Sender mit veränderlicher Periodenzahl und konstanter Erregung, d. h. mit konstantem magnetischen Wechselfeld, so ist die aufgenommene Leistung von der Maschinenfrequenz abhängig und beschreibt eine Kurve, wie sie in Abb. 14 in Kurve A B C näher dargestellt

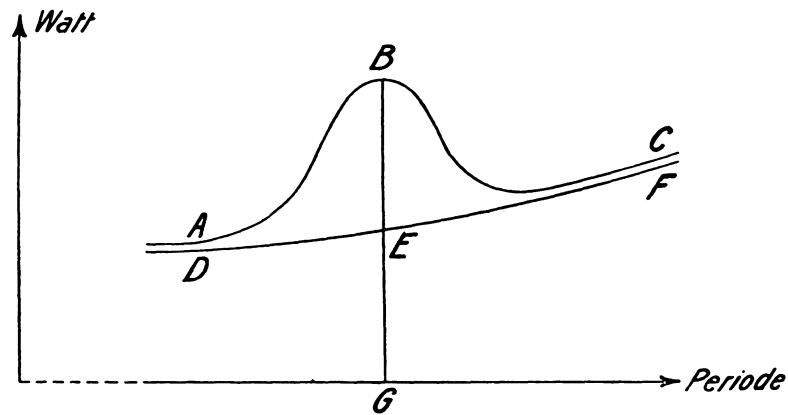


Abb. 14.

ist. Diese Resonanzkurve besitzt ein Maximum bei B, das in der Frequenz mit der mechanisch-akustischen Eigenfrequenz übereinstimmt. Sowohl nach den niederen wie nach den höheren Frequenzen zu läuft sie in mehr oder weniger geradlinige Strecken aus. Diese Kurvenstücke A und C nähern sich asymptotisch einer anderen Kurve, die auf kurze Strecken eine Gerade ist und in der Abb. 14 in D E F gezeichnet ist. Durch diese Darstellung der Leistungsaufnahme sieht man, daß die gesamte Senderleistung in zwei Teile zerfällt:

Einen von der Bewegung des Ankers abhängigen Teil (Ordinate zwischen Kurve A B C und Kurve D E F) und einen von der Ankerbewegung unabhängigen Teil (Ordinate zwischen Kurve D E F und Abszissenachse).

Der erstere stellt die mechanisch-akustische Leistung, der zweite die im Sender verbliebene Leistung dar, die in Form von Eisen- und Spulenverlusten eine Erwärmung des Senders hervorruft. Die Kurve D E F kann man auch experimentell finden, indem man den Anker durch Festbremsen an der Bewegung hindert, und bei verschiedenen Frequenzen und konstanter Erregung die Verluste direkt bestimmt.

Fällt man vom Resonanzpunkte B ein Lot auf die Abszissenachse, welches diese bei G trifft, während es die Verlustlinie bei E schneidet, so stellt das Verhältnis $B E : B G$ den mechanischen Wirkungsgrad des Senders in Resonanz dar. Ist derselbe zweiwellig, so ändert sich die Resonanzkurve entsprechend, im Prinzip gilt natürlich das Vorstehende auch für solche Sender.

Bei den Sendern der Praxis ist im Resonanzfall die mechanische Leistung größer als die Verlustleistung. Wir haben also einen mechanischen Wirkungsgrad, der größer ist als 50 % der gesamten hinein-

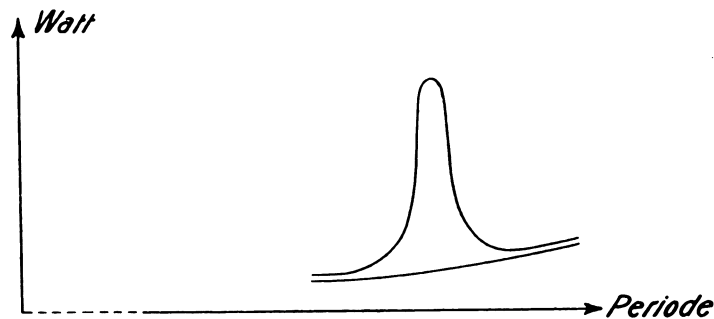


Abb. 15.

geschickten elektrischen Energie. In Rücksicht darauf, daß die mechanische Leistung nicht ganz der akustischen entspricht, muß dieser mechanische Wirkungsgrad noch mit einem Faktor multipliziert werden, der sich aus der Größe der inneren Reibungsdämpfung des Senders und der akustischen Strahlungsdämpfung ergibt. Dieser Faktor wird bestimmt, indem man die Resonanzkurve des Senders einmal im Wasser, einmal in Luft — strenger im Vacuum — aufnimmt. Abbildung 15 zeigt die der Wasserkurve von Abbildung 14 entsprechende Resonanzkurve in Luft. Wir sehen, daß die Dämpfung dieser Kurve, die proportional der Breite der Resonanzkurve ist, in Luft viel kleiner ist. Der Energiebetrag, der durch innere Reibung von der gesamten mechanischen Leistung verzehrt wird, ist also ein ver-

hältnismäßig geringer, so daß der rein akustische Wirkungsgrad des Senders immer noch in der Praxis über 50 % liegt.

Dieser Sender hat den Anforderungen in der Praxis unter den schwierigsten Bedingungen, nämlich bei Anwendung auf Unterseebooten, bei denen er im freien Außenwasser unter den ungünstigsten Verhältnissen (bis zu 100 m Tauchtiefe) verwandt wird, in jeder Weise genügt und ist in jahrelangem Betriebe für alle vorkommenden Fälle durchgebildet worden. Infolge seiner ausgezeichneten Eigenschaften ist denn auch während des Weltkrieges fast ausschließlich er von unserer Kriegsmarine angewandt worden und konnte bis heute bereits in mehreren hundert Exemplaren gebaut werden.

Nachdem dieser elektromagnetische Schallapparat geschaffen war, der auf Grund der Klarheit seiner Anordnung alle in Frage kommenden Verhältnisse durch einfache Messungen an sich feststellen ließ, war ein großer Fortschritt erreicht. Es war von nun ab möglich, eine ganz bestimmte Schalleistung auszustrahlen, diese dauernd zu kontrollieren und hiermit die vielen Unklarheiten, welche bis dahin häufig die Resultate der Untersuchungen verwischten, ein für alle Mal zu vermeiden.

Auf dem Empfängergebiet zeigten die Untersuchungen, daß die in der Praxis bis dahin verwandten Empfangskapseln bereits verhältnismäßig gute, empirisch gefundene Eigenschaften für die Tonhöhe von etwa 1000 pro Sekunde hatten. Sie hatten allerdings noch zwei hauptsächliche Fehler. Der eine bestand darin, daß man sich wohl nicht bewußt war, daß sie aus zwei Schwingungsgebilden bestanden, also zweiwellige Gebilde waren, die zwei Abstimmungsfrequenzen besaßen, und daß deren Höhe von dem Verhältnis der Kopplungsmasse zu den freien Massen und vom Zustand der Abstimmung der beiden Schwingungssysteme (Mikrophon und Membran) an sich abhängt. Infolgedessen waren die Empfänger bei der Fabrikation in ihrer Abstimmung recht verschieden, wodurch ihre Leistungsfähigkeit gemindert war. In Rücksicht darauf, daß aber auch die bis dahin nur verwandten Unterwasserglocken nicht auf den gleichen Ton abgestimmt waren, kam, wie schon gesagt, dieser Fehler früher nicht so zum Ausdruck.

Der zweite Hauptfehler dieser Mikrophonempfänger bestand darin, daß die Abstimmung an sich sehr variabel ist.

Die Erklärung, daß man diesen Zustand beinahe zehn Jahre hinnahm, liegt, abgesehen davon, daß es den diese Apparate liefernden Firmen auf

die Abstimmung nicht so ankam, vor allen Dingen noch auch darin, daß man die Zusammensetzung des akustischen Gebildes am Empfänger nicht erkannt hatte. Die Untersuchungen dieser akustischen Gebilde zeigten nach der Erkenntnis ihrer Zusammensetzung bald, daß das Mikrophon, welches das eine akustische Gebilde darstellt, verhältnismäßig labil war, nicht etwa nur in seiner Empfindlichkeit, was jedem auf dem Gebiete Arbeitenden an sich nichts Neues ist, sondern vor allen Dingen auch in seiner Abstimmung. Das liegt darin, daß neben der Membranelastizität elastische Eigenschaften des Kohlepulvers hinzutreten, die die Abstimmung mitbeeinflussen, aber infolge des variablen Kontaktdruckes nicht konstant sind. So sind Mikrophone untersucht worden, bei denen die Elastizität bis zu $\frac{3}{4}$ im Pulver lag und nur $\frac{1}{4}$ in der Elastizität der Mikrophonmembran. Hieraus ist ersichtlich, wie groß die Schwankungen der Abstimmung eines solchen Mikrophons sein können.

Es galt nun, diese Fehler möglichst zu vermeiden, d. h. eine richtige Dimensionierung der zu liefernden Empfänger nach akustischer Abstimmung und nach möglicher Konstanz vorzunehmen. Wenn auch die vor dem Kriege verwandten Empfänger ganz wesentlich verbessert wurden, so sind doch auch die heutigen Mikrophonempfänger, was Konstanz der Empfindlichkeit und Abstimmung anbelangt, naturgemäß nicht so vollkommen, wie z. B. der vorhin beschriebene Elektromagnetsender es ist, wenn er als Empfänger benutzt wird.

Im Zusammenhang hiermit soll ganz kurz erwähnt werden, daß wir, durch die Fehler und Schwächen der Mikrophone angespornt, einen neuen Empfänger entwickelt haben, der ohne Verwendung von Mikrophenen und elektrischer Erregung arbeitet und aus dem Wasser die Schallenergie aufnimmt, indem er sie direkt in Luftschall umsetzt und durch Leitungen, ähnlich den Sprachrohren, auf die Brücke überträgt.

Für die vorhin erwähnten Horchanlagen, die jedes Geräusch und jeden Ton, der im Wasser vorhanden ist, anzeigen sollen, eignen sich im Prinzip alle Arten von Empfängern gleich gut, solche mit Mikrophenen, der elektromagnetische und der eben angeführte, rein akustische Empfänger. Diese Horch- oder Geräuschempfänger werden im allgemeinen zum Abhören von Schraubengeräuschen passierender Schiffe benutzt. Da sich diese Schraubengeräusche aus allen Arten verschiedener Töne zusammensetzen, die, wie wir schon erwähnten, im wesentlichen unter 1000 Perioden liegen, so stimmt man diese Empfänger auf unterhalb von 1000 gelegene

Töne ab und gibt ihnen eine starke Dämpfung, um einen möglichst großen Tonbereich zu umfassen. Da diese Empfänger nicht so sehr den Zwecken der Handelsschiffahrt dienen, als vielmehr von der Kriegsmarine im U-Bootskrieg zum Abhören herannahender Fahrzeuge verwendet wurden, wollen wir uns mit diesen Hinweisen begnügen.

Nach dieser kurzen Beschreibung der Haupttypen der beiden Apparatgruppen, Sender und Empfänger, wenden wir uns nun der Frage zu, welche Leistungen und Resultate man mit ihnen erzielen kann. Einer der wichtigsten und am meisten interessierenden Punkte ist dabei die Reichweite solcher Anlagen.

Rechnung und gelegentliche Beobachtungen zeigen, daß im unbegrenzt ausgedehnten und gleichförmigen Wasser die Reichweite der eben beschriebenen Anlagen Hunderte von Seemeilen und mehr betragen kann, die Erfahrung im Wasser mit geringer Tiefe und mit den Ungleichförmigkeiten des Zustandes bezüglich Temperatur und Salzgehalt lehrt aber, daß diese — sagen wir theoretische — Reichweite in ungünstigen Fällen bis auf einige Seemeilen heruntergehen kann. Wenn wir also in der Einleitung sagten und damit nur das wiederholten, was ehemals den ersten praktischen Anwendern vorschwebte, daß der Schall sich durch das Wasser regelmäßiger und mit geringerer Schwächung ausbreitet als in der Luft, so ist dies nur bedingt richtig und dahin zu korrigieren, daß auch bei der Ausbreitung des Schalles im Wasser in der Praxis sehr große Reichweiteschwankungen vorkommen, daß aber die Benutzung von Unterwasserschall-Signalen der eben geschilderten Art auch in den ungünstigsten Fällen Reichweiten von mehreren Seemeilen garantiert. Wie aber die Maximal-Reichweite von Hunderten von Seemeilen derjenigen der kräftigsten Luftschallanlagen (vielleicht fünf Seemeilen) sehr überlegen ist, so ist es auch die praktische Mindest-Reichweite; und das ist das Ausschlaggebende. Außerdem kommen horizontale Ablenkungen des Schallstrahles im Wasser nicht vor, dies bedeutet ebenfalls eine Überlegenheit gegenüber dem Luftschall.

Die Gründe für diese Reichweiteschwankungen sind eingehend erforscht und Theorie und Beobachtung stimmen recht gut überein. Wir wollen diese Vorgänge nur kurz streifen und auf die demnächst erscheinenden Veröffentlichungen¹⁾ verweisen, denen Messungen der deutschen Marine während des Krieges zugrunde liegen.

¹⁾ Lichte, „Physikalische Zeitschrift“ 1919. 29. S. 385.

Ist das Medium, Wasser, bezüglich Temperatur und Salzgehalt insofern nicht gleichförmig, als in Richtung senkrecht zum Schallstrahl, d. h. von der Oberfläche nach dem Boden hin eine stetige Zu- oder Abnahme von Temperatur und Salzgehalt vorhanden ist — und dies ist in Wirklichkeit immer der Fall —, so wird der Schallstrahl allmählich von seiner wagerechten Bahn abgelenkt und beschreibt eine mehr oder weniger stark gekrümmte Bahn nach oben oder unten. Dies rührt daher, daß die Fortpflanzungsgeschwindigkeit des Schalles von Temperatur und Salzgehalt abhängig ist und daß diese Abhängigkeit, wenn sie auch nur sehr gering ist, doch auf weite Wege in einem geschichteten Medium zu starken Ablenkungen führen kann. Ist z. B. an der Oberfläche wärmeres und salzhaltigeres Wasser als am Meeresboden, so ist auch die Fortpflanzungsgeschwindigkeit an der Oberfläche größer als am Boden. Der ursprüngliche wagerechte, gerade Strahl muß sich nach dem Boden zu krümmen. Als Gedächtnisregel haben wir aufgestellt, daß der Schallstrahl es wie ein Mensch macht, der trinken will: Er läuft nach dem kalten und süßen Wasser. Es kann gelegentlich eine Kompensation des Temperatureinflusses durch denjenigen des Salzgehaltes eintreten, allgemein aber wirkt der erstere stärker auf die Fortpflanzungsgeschwindigkeit ein und bestimmt praktisch den Vorgang. Die beugende Wirkung der Schichtenbildung kann so stark sein, daß bei etwa 20 m Wassertiefe ein horizontal an der Oberfläche laufender Strahl schon nach etwa 500 m den Boden trifft und dort teils reflektiert, teils verschluckt wird. Die Überlegung zeigt nun, daß Reflexion am Boden im allgemeinen schädlicher sein muß als an der Oberfläche, da der Boden mehr absorbiert als die Oberfläche, und daß es daher für die Schallausbreitung günstiger sein wird, wenn oben kälteres Wasser und am Boden wärmeres Wasser ist als umgekehrt, d. h. daß im Winter größere Reichweiten zu erzielen sind als im Sommer. Dies hat sich in der Tat auch bei einer großen Zahl von Beobachtungen und Messungen gezeigt und wird weiter bestätigt durch das Reichweitenmaterial, daß vor dem Kriege die mit Empfängern versehenen Fahrzeuge bei den verschiedenen mit Glocken ausgerüsteten Ansteuerungspunkten auf der ganzen Welt gesammelt haben. Ordnet man dieses Material kritisch, so ergibt sich, daß die Sommer-Winter-Abhängigkeit unverkennbar ist und daß die mittlere Reichweite in unseren Gewässern von etwa 4 bis 10 Seemeilen schwankt. Wie die Telegraphie mit elektrischen Wellen ihren Tag- und Nachteinfluß hat, so hat die Unterwasser-Telegraphie ihren Jahreszeiteneinfluß, und ebenso,

wie ihre große Schwester, wird sie dies in der Anwendung berücksichtigen und lernen müssen, auch trotz dieser Störung das Signalmittel zum Vorteil der Schifffahrt anzuwenden.

Ausblick auf die zukünftigen Anwendungsmöglichkeiten der Unterwasserschalltechnik.

Nachdem wir die Entwicklung geschildert haben, die die Unterwasserschalltechnik in Theorie und Praxis im vergangenen Jahrzehnt genommen hat, nachdem wir die hauptsächlichsten Apparate kurz beschrieben haben und nachdem wir auf die Vorgänge im übertragenden Medium, im Wasser, kurz eingegangen sind, wollen wir zum Schluß die große Bedeutung dieser so vervollkommenen Technik für die Schifffahrt, nach ihrer jeweiligen Verwendung, zusammenfassend schildern und einen Ausblick auf ihre zukünftige Ausbreitung in der Praxis geben.

In erster Linie dienen die Unterwasserschallmittel bekanntlich zum Ansteuern fester Punkte bei Nebel. An Feuerschiffen, Bojen, Molenköpfen oder versenkten Grundgestellen sind Unterwassersender angebracht, deren Signale die jeweilige Kennung des Ansteuerungspunktes ergeben und die von den Mikrofonempfängern an Bord aufgenommen werden. Von diesen festen Unterwasserschall-Ansteuerungsmarken müssen die an Grundgestellen befestigten und auf dem Meeresboden versenkten Sender als für die Zukunft besonders wichtig hervorgehoben werden. Sie sind im Gegensatz zu den schwimmenden Sendern, also den Feuerschiffs- und Bojensendern, sicher vor allen Störungen infolge Vertreibens oder infolge von Beschädigungen durch schweres Wetter, durch Eisgang und durch Kollisionen dank ihrer Aufstellung auf dem Meeresgrund und daher auch bei den ungünstigsten Umständen dauernd betriebsklar. Im Verein mit einer in der Nähe ausgelegten Leuchtboje können sie an Stellen, die für die Aufstellung dieser Sender geeignet erscheinen, Feuerschiffe vollkommen ersetzen, wodurch die hohen Bau- und Unterhaltungskosten dieser Schiffe zum größten Teil gespart werden können. Eine erfolgreiche Verwendung dieser Grundsender ist nur bei elektrischem Betrieb derselben möglich, da die pneumatische Betätigung, namentlich bei längeren Preßluftleitungen, große Schwierigkeiten macht und andere Arten von Energiequellen (Gasakkumulatoren, Ausnutzung des Seegangs usw.) für kräftige Erregung kaum in Frage kommen. Bisher wurden als Ansteuerungssender durchweg Schlag-sender, und zwar Glocken, verwandt. Soweit diese für den Betrieb mit

Preßluft eingerichtet sind, eignen sie sich nur dann, wenn lediglich eine kurze Rohr- oder Schlauchleitung erforderlich ist, also beispielsweise auf Feuerschiffen. Für die aus den oben angeführten Gründen für die Schifffahrt so wichtigen Grundsender sind sie wegen der meist längeren Betriebskraftleitungen weniger geeignet, so daß diesem Umstande in der Hauptsache die bisherige, äußerst geringe Verwendung der Unterwasserschallsender als Grundsender zugeschrieben werden kann. Außer diesem Nachteile des pneumatischen Antriebes stand der ausgedehnten Anwendung von Unterwassersendern zur Nebelnavigation in engen oder gewundenen Gewässern ein weiterer Fehler der Schlagsender im Wege. Mit diesem können bekanntlich nur einzelne, kurze Schläge oder Töne erzeugt werden, deren Länge sich stets gleich bleibt. Um durch eine bestimmte Kennung einen Ansteuerungspunkt zu bezeichnen, wird eine Anzahl einzelner Schläge zu einer Gruppe vereinigt, aus deren Schlagzahl und den zeitlich festgelegten Pausen zwischen den einzelnen Schlägen die Kennung hervorgeht. Werden derartige Schlagsender bei einem stark gekrümmten oder engen Fahrwasser so dicht zusammengelegt, daß sich die Unterwasser-signale überlappen, daß man also die Signale mehrerer Ansteuerungspunkte zeitweise gleichzeitig hört, so können die Tongruppen der Schlagsender nicht mehr oder nur sehr schwer voneinander unterschieden werden. In diesem Falle tritt ein Vorzug des Elektromagnetsenders besonders hervor, nämlich seine Eigenschaft, schnelle Morsezeichen abgeben zu können. Ein aus kurzen und langen Tönen zusammengesetztes, dauernd und gleichmäßig wiederkehrendes Signal wird bald aus anderen Signalgruppen ganz deutlich herausgefunden, so daß hier eine Verwechslung mit anderen Kennungen nicht möglich erscheint. Der Elektromagnet-Morsesender ist dem Schlagsender aber noch in anderen Beziehungen überlegen, die ihn zur Verwendung für feste Ansteuerungspunkte besonders geeignet machen. Das ist erstens seine größere Schallenergie, die es ermöglicht, seine Signale weiter und lauter zu hören, als die der Glocken. Dies ist gleichbedeutend mit einer Orientierung des Schiffes in größerer Entfernung vom Gefahrpunkte und bei höherer Fahrt, wodurch die Sicherheit des Schiffes bei Gewinn von Zeit vermehrt wird. Ein weiterer Vorteil des Elektromagnetsenders dem jetzt gebräuchlichen Glockensender gegenüber ist der Umstand, daß seine völlig wasserdichte Konstruktion keine beweglichen Teile aufweist, die geschmiert werden müssen oder sich abnutzen, so daß er für einen Dauerbetrieb im Wasser besonders geeignet ist.

Aber auch zu anderen Zwecken wird der elektromagnetisch erregte Sender in der Handelsschiffahrt bald seinen Einzug halten. Vor allem wird dies der Fall sein, um bei unsichtigem Wetter die Positionslaternen zu ersetzen. Zu diesem Zwecke müssen auf den in Frage kommenden Handelsschiffen zwei Sender, je einer St. B. und B. B. eingebaut werden. Die Anbringung ist die denkbar einfachste, besonders im Vergleich zur Glocke, da man die Sendermembran einen Teil der Außenhaut bilden lassen kann. Da diese Membran, wie schon erwähnt, gelegentlich der Verwendung auf U-Booten für einen Außendruck bis zu 10 Atm. eingerichtet wurde, so sind weder Schwächungen noch Leckwagen der Bordwand infolge Einsetzens der Membran zu befürchten. Auf Kriegsschiffen hat sich diese Einbauart während des Krieges auch in jeder Weise bewährt. Bringt man St. B. und B. B., ähnlich wie bei den Empfängeranlagen, je einen Sender an, so kann mit dieser Doppelsenderanlage im Nebel und bei unsichtigem Wetter beinahe dasselbe erreicht werden, was sonst die grünen und roten Positionslaternen ergaben. Infolge der Morse-eigenschaft des Elektromagnetsenders können für jede Schiffsseite besondere Signale abgegeben werden. Diese besonderen Signale, die man in Übereinstimmung mit den Positions- oder Seitenlichtern „Positions-“ oder „Seitensignale“ nennen könnte, werden so eingerichtet, daß man die beiden Sender scharf voneinander unterscheidet, solange man sich auf einer Seite des sendenden Schiffes befindet. Die Sender geben ihre Morsezeichen abwechselnd ab, so daß der eine tönt, wenn der andere schweigt und umgekehrt. Kommt man mit einem Gegensegler recht voraus in die Kursrichtung des sendenden Schiffes, so vereinigen sich die getrennten Signale zu einem einzigen langen Ton, der wieder zur besseren Kennung durch entsprechende Pausen oder Gruppen von Pausen unterbrochen sein kann. Solchen, mit Positionssendern ausgerüsteten Schiffen gegenüber sind demnach deren Mit- oder Gegensegler, soweit sie Empfängeranlagen besitzen, in der Lage, sich über den Kurs solcher Schiffe dauernd zu unterrichten. Was dies für die Schifffahrt bei Nebel und bei unsichtigem Wetter bedeutet, braucht nicht weiter auseinandergesetzt zu werden.

Weiterhin werden im Lotsendienste und beim Aufsuchen havariierter Schiffe die modernen Unterwasserschallsender bald nützliche Verwendung finden können. Sie ergeben für alle mit Unterwasserschallempfängern ausgerüsteten Schiffe die Möglichkeit, im Nebel auf ein sendendes Schiff — entweder Lotsendampfer oder beispielsweise havariertes Schiff — direkt

zudampfen zu können. Hierdurch kann viel Zeitverlust erspart und im Falle der Havarie manch großer Wert an Waren und Menschenleben gerettet werden.

Wir haben uns mit diesem Vortrage zwar zunächst die Hauptaufgabe gestellt, die Unterwasserschalltechnik im Zusammenhang mit der Handelschiffahrt zu behandeln. Der Vollständigkeit halber soll jedoch hier die Anwendung dieser Technik für die Kriegsmarine nicht ganz unerwähnt bleiben. Wir wollen diese Anwendungsgebiete, wenn auch nur kurz, streifen, zumal die Kriegsmarine Anregerin und erste Anwenderin der neuen Signalmittel der Unterwasserschalltechnik war.

Die aus Geräuschempfängern bestehende Horchanlage haben wir schon erwähnt. Hauptsächlich im U-Bootkrieg diente sie nicht nur den getauchten Booten zur Ausmachung verfolgender oder anzugreifender Gegner, sondern sie wurde auch von den U-Bootjägern und in Gestalt fester, auf dem Meeresboden aufgestellter und vom Lande aus bedienter Anlagen zur Verfolgung der U-Boote benutzt.

Die Morsesenderanlagen dienten unter anderem dazu, Erkennungssignale zwischen U-Booten untereinander oder im Verkehr mit Schiffen, hauptsächlich Vorpostenbooten, auszutauschen und den getauchten U-Booten von Minen und feindlicher Einwirkung freie Fahrstrecken zu bezeichnen. Als einziges Signalmittel im getauchten Zustande dienten sie zur Befehls- und Nachrichtenübermittlung und ermöglichten den U-Booten gemeinsames Operieren unter Wasser. Bei Tauchübungen bleibt das mit einer Morsesenderanlage versehene Boot in steter Verbindung mit dem Führer- oder Mutterschiff und kann bei Havarien sofort Meldungen erstatten und seine Position angeben. Den Überwasserschiffen kann die Unterwassertelegraphie als ein Gefechtssignalmittel dienen, das der Wirkung des feindlichen Feuers sehr weitgehend entzogen ist. Mit diesem Hinweis auf die Zwecke und Anwendungen in der Kriegsmarine wollen wir uns begnügen.

Zum Schluß seien noch kurz einige andere Anwendungsarten aufgezählt, für die technisch zwar bereits Lösungen vorliegen, die aber ihrer Einführung und Erprobung in der Schiffahrt noch harren.

Durch gleichzeitige Abgabe von Unterwasserschallsignalen und solchen mit elektrischen Wellen kann man aus dem Zeitunterschiede beim Eintreffen auf dem Empfangsschiff die Entfernung vom Sendeort bestimmen.

Durch Empfang mit zwei oder mehreren Empfängern auf derselben Schiffsseite kann man durch ein neues Verfahren, das einer Art von stereo-

skopischem Hören gleichkommt, die Richtung, unter der der Schall eintrifft, feststellen, ohne Kursänderungen des Schiffes vornehmen zu müssen.

Durch Erregung der Sender mit Mikrophonströmen, die von der menschlichen Sprache beeinflußt werden, kann man das Problem der Unterwasser-Telephonie lösen.

Durch den Empfang des am Meeresboden oder an Eisbergen reflektierten Schalles kann man die Wassertiefe oder den Abstand von diesen gefährlichen Hindernissen der Schifffahrt feststellen.

Wenn erst einmal die Handelsschifffahrt die vorbeschriebenen einfacheren und durch langjährige Borderfahrten in den Kriegsmarinen ausgebildeten Unterwasserschallanlagen zur Navigierung und Positionsbestimmung im Nebel benutzt, dann wird auch bald die praktische Aus- und Durchbildung der eben genannten etwas komplizierteren Apparaturen und Methoden ganz von selbst schrittweise erfolgen.

Zunächst handelt es sich um den Anfang in der Einführung der modernen Unterwasserschalltechnik in der Handelsschifffahrt. Ein solcher muß mit einfachen Mitteln erfolgen. Ich betrachte es bereits als einen ersten Schritt auf diesem Wege, wenn durch den heutigen Vortrag erreicht ist, daß die interessierten Kreise der Schifffahrt eine Vorstellung von den Fortschritten in der Entwicklung der Unterwasserschalltechnik und der dadurch erheblich gesteigerten Bedeutung der modernen Signalmittel dieser Technik erhalten haben und ich hoffe, Sie überzeugt zu haben, daß auf dem genannten Gebiete heute große wissenschaftliche und technische Fortschritte erzielt wurden und ein hochstehendes industrielles Können — auch vor allem in Deutschland — erreicht ist.

Erörterung.

Herr Professor Dr.-Ing. G ü m b e l - Charlottenburg:

Ich glaube, wir sind Herrn Direktor Hahnemann für den außerordentlich interessanten Vortrag sehr zu Dank verpflichtet. Ich habe mich besonders gefreut, da ich selbst in der ersten Zeit, als die Apparate sich in Deutschland einführten, an ihrer Ausbildung beruflich mitzuarbeiten hatte, im Zusammenhang über die außerordentlichen Fortschritte berichten zu hören, die auf diesem Gebiete, insbesondere ja durch die Arbeit von Herrn Direktor Hahnemann und seiner Firma geleistet worden sind.

Herr Direktor Hahnemann hat die historische Frage aufgerollt und hat einige Wissenschaftler genannt, die an der Aufgabe gearbeitet haben. Meine Herren, die wissenschaftliche Tätigkeit würde in diesem Falle dieselbe allein gar nicht weiter gebracht haben. Ich glaube, wenn man die Sache historisch betrachtet, muß man in erster Linie der Pioniere gedenken, die die Einführung dieses in der ersten Zeit spöttisch belächelten Verfahrens durchgesetzt haben: das waren in Deutschland der Norddeutsche Lloyd, insbesondere Herr Generaldirektor Wiegand und seine nautischen Sachverständigen.

Herr Hahnemann hat die Entwicklung historisch in zwei große Teile geteilt. Der erste Teil ist die Entwicklung der Unterwasserschallgebung für die Handelsschifffahrt, der zweite Teil die Entwicklung, die in neuerer Zeit durch die Anforderungen der Kriegsmarine eingesetzt hat. Die Handelsmarine hat natürlich andere, weniger scharfe Forderungen als die Kriegsmarine. Es hat genügt, nicht abgestimmte Glocken, nicht abgestimmte Empfänger zu besitzen. Die Aufgaben wurden erst schwierig dadurch, daß die Kriegsmarine insbesondere die Forderung des Morsens hereinbrachte; und da scheint mir, daß in dem elektromagnetischen Sender in der Tat ein ganz außerordentlich einfaches und zweckentsprechendes Gerät gefunden worden ist. Der elektromagnetische Sender hat ja gegenüber der Glocke den Vorteil, daß er geringe Maße hat, also bei geringer aufzuwendender Energie rasch den Ton anspringen läßt und, da er das Resonanzprinzip benutzt, auch den Ton mit geringer aufzuwendender Energie aufrecht erhält. Ich glaube aber, wenn auch der elektromagnetische Sender der Glocke technisch überlegen ist, es werden doch beide Verfahren friedlich nebeneinander weiter bestehen können, denn die Glocke hat natürlich wieder Vorteile, die ihre Einfachheit begründet, insbesondere dort, wo es sich lediglich um Handbetrieb handelt. Denken Sie z. B. nur an den Schutz einer Fischereiflotte, daran, daß die kleinen Fischereifahrzeuge die keine oder nur geringe maschinelle Anlagen an Bord haben, mit Handglocken sich Signale geben, sich verständigen können.

Nicht so ganz kann ich mich dagegen in die Richtigkeit der Forderung hineinreden, daß man auch die Empfänger scharf abstimmen soll. Gewiß wird man sie bis zu einem gewissen Grade auf die Tonhöhe der Glocke oder der Signalgeber abstimmen müssen. Ich glaube aber nicht, daß eine scharfe Abstimmung zweckentsprechend ist, und zwar von den Forderungen aus, die die Handelsmarine, also die allgemeine Nautik stellen muß. Ich meine, wenn wir eine scharfe schwach gedämpfte Resonanzkurve haben, so wird die Möglichkeit vorliegen, daß ein solcher scharfer Empfangsapparat auch auf Nebengeräusche anspricht, die nicht von der angesteuerten Tonquelle ausgehen. Ich denke z. B. an die Beobachtungen, die in den letzten Jahren gemacht worden sind, an das Tönen von Schiffsschrauben, deren Tonhöhe ja auch etwa bei 1000 herum liegt. Es würde also ein solcher Empfänger, wenn er scharf abgestimmt ist — ich betone immer wieder: scharf abgestimmt ist, also mit geringer Dämpfung arbeitet — auch auf ein solches Schraubengeräusch ansprechen und unter Umständen dadurch die beabsichtigte Navigierung irreführen. Ich meine, der Empfänger wird vielmehr auf dem Prinzip aufzubauen sein, daß man ihn zwar abstimmt, ihn aber mit einer verhältnismäßig großen Dämpfung versieht und weiter dafür Sorge trägt, daß man durch entsprechende Verstärker die genügende Lautstärke erzielt. Solche Verstärker sind ja im praktischen Bordbetriebe bereits in Verwendung in den Tanks, die Herr Direktor Hahnemann uns im Lichtbild gezeigt hat. Diese Tanks, die an der Bordwand sitzen, sind Verstärker insofern, als die schwingende Membrane der Bordwand in dem kleinen Mikrophon, das im wassergefüllten Tank sitzt, eine entsprechende größere Deformation hervorruft. Ich möchte dies aber nur als meine persönliche Ansicht hier vorbringen. Ich bin zu lange aus dem Gebiete heraus, um es etwa als Urteil ausgeben zu dürfen.

Meine Herren, die Ausführungen des Herrn Direktor Hahnemann waren insbesondere dadurch so wertvoll, daß er dieses für die Nautik so wichtige Problem wissenschaftlich so klar zergliedert und uns gezeigt hat, daß die wissenschaftliche Durchdringung unserer Ingenieurprobleme — sie mögen sein, welche auch immer sie wollen — uns erst zu den wirklichen großen Fortschritten führen kann. (Lebhafter Beifall.)

Herr Hahnemann verzichtet auf ein Schlußwort.

Der Vorsitzende: Herr Geheimer Regierungsrat Professor Dr.-Ing. Busley:

Der Herr Vortragende hat uns in klarer und verständlicher Weise geschildert, wie sich die Unterwasserschalltechnik im Laufe der letzten Jahrzehnte verbessert und vervollkommen hat. Erfüllen sich die von ihm daran geknüpften Hoffnungen, was wir alle von ganzen Herzen wünschen, dann würden wir ein gutes Mittel in Händen haben, um das Anstouern von Häfen bei Nebel ungefährlicher zu gestalten, wie es augenblicklich noch der Fall ist.

Namens der Versammlung spreche ich Herrn Direktor Hahnemann für seinen wertvollen Vortrag unseren besten Dank aus.

XI. Die Probleme der Ölmaschine und ihre Entwicklung auf der Germaniawerft in Kiel.

Vorgetragen von Otto Alt, Kiel.

Der Krieg, der auf der einen Seite in der Entwicklung der Ölmaschine für Handelsschiffe in Deutschland eine Pause hervorrief, hat auf der anderen Seite die Entwicklung für Kriegsschiffe, insbesondere für unsere U-Boote, außerordentlich gefördert. Aus dieser Entwicklung wird die Ölmaschine aller Anwendungsgebiete Nutzen ziehen, also nicht nur die Schiffsmaschine der Kriegs- und Handelsmarine, sondern auch die ortsfeste Maschine und die noch schlummernde Ölmaschine der Diesel-Lokomotive.

Es erscheint mir daher von Nutzen, neben den bereits erschienenen und noch erscheinenden Arbeiten, die die Fortschritte im Kriege schildern, Ihnen ein Bild zu geben von den Problemen, die der Bau von Ölmaschinen stellt. Dabei empfiehlt sich eine möglichst vollständige Erörterung aller Fragen, um den Anteil Deutschlands an dieser Entwicklung festzulegen und den Markstein zu kennzeichnen, den diese Entwicklung am Ende des Krieges erreicht hat. Schließlich wäre es zu begrüßen, wenn eine Aussprache über die bisher gewonnenen Erkenntnisse stattfände und dadurch der Weg, auf dem wir weiter arbeiten müssen, klarer erkannt würde.

Die Entwicklung der Ölmaschine ist, wie so viele Entwicklungen der Technik, den Weg von der Praxis zur Wissenschaft gegangen, nicht umgekehrt: Diesel hat sich einen Arbeitsprozeß vorgestellt und hat, allerdings nach Modifikation dieser Vorstellungen entsprechend den Erfahrungen, solange an der Maschine experimentiert, bis sie lief. Sie werden sagen: im Gegenteil! Diesel hat seinen „rationellen Wärmemotor“ auf Grund theoretischer Erwägungen und wissenschaftlicher Erkenntnisse gefunden. Aber, Sie wissen selbst, daß der Arbeitsprozeß der heutigen Ölmaschine von dem des rationellen Wärmemotors ganz verschieden ist. Ja! man kann heute sagen,

der Arbeitsprozeß der Ölmaschine hat vor dem Arbeitsprozeß z. B. der Flugzeugmaschine auch thermisch — in der thermischen Überlegenheit sollte ursprünglich der Vorteil bestehen — kaum noch etwas voraus; der Wärmeverbrauch ist nahezu der gleiche.

Der Dieselmotor steht und fällt mit den flüssigen Brennstoffen; diese Erkenntnis ist heute Allgemeingut. Diesel glaubte zu Anfang, daß alle Brennstoffe, auch feste, verwendbar seien. Die bequeme Einführung des Brennstoffs führte dazu, mit den flüssigen Brennstoffen zu beginnen. Aber auch selbst dann noch konnte der Dieselmotor zunächst scheitern, nicht nur an der wirtschaftlichen Frage der flüssigen Brennstoffe, sondern an deren chemischer Zusammensetzung. Wäre Diesel z. B. auf Benzol angewiesen gewesen, so hätte er gefunden, daß mit Benzol allein die Maschine — jedenfalls bis 35 at. Kompression — nicht betrieben werden kann.

Unsere Erkenntnisse müssen auch heute noch — im Gegensatz zu der langen Entwicklungszeit — als unvollkommen bezeichnet werden. Solange es noch nicht möglich ist, eine neue Maschine beliebiger Art für einen bestimmten Brennstoff zu liefern, ohne daß langwierige empirische Einregulierungsversuche auf dem Versuchsstand vorangehen, die mit unverhältnismäßig hohen Kosten verbunden sind, solange kann man von dem Stand des Ölmaschinenbaues nicht befriedigt sein. Aber nicht nur der das Wesen der Ölmaschine kennzeichnende Verbrennungsprozeß bedarf noch, wie unten ausgeführt wird, der wissenschaftlichen Aufklärung, es gibt noch eine große Zahl von Fragen zu lösen, die sich eben aufdrängen, wenn der Wettbewerb mit anderen Maschinenarten gebieterisch Fortschritte verlangt.

Welches sind nun die Probleme der Ölmaschine?

Ich möchte hierfür die folgende Einteilung geben:

- | | |
|--|---|
| I. Die mechanischen Probleme. | 5. Die Schmierung. |
| 1. Der Massenausgleich. | 6. Die Spülung der Zweitaktmaschine. |
| 2. Die Drehschwingungen der Wellen (Kurbel- und Steuerwellen). | 7. Der Einspritzvorgang. |
| 3. Die Fundamentbewegungen und -schwingungen. | II. Die thermischen Probleme. |
| 4. Die Beanspruchung der Triebwerksteile. | 1. Die Wärmebeanspruchung. |
| | 2. Die Kühlung durch Wasser, Schmieröl, Luft. |
| | 3. Der Verbrennungsvorgang. |

- | | |
|---------------------------|---|
| 4. Der Energieumsatz. | 2. Der Aufbau. |
| 5. Die Leistungserhöhung. | 3. Die Anlaßsteuerung und Umsteuerung, die Brennstoffregulierung. |
- III. Die chemischen Probleme.
- | | |
|----------------------|--|
| 1. Die Brennstoffe. | 4. Kompressor, Spülpumpe, Kühlwasser-, Öl- und Brennstoffpumpen. |
| 2. Die Anfressungen. | 5. Das Gewicht. |
| 3. Die Ablagerungen. | 6. Die Bauarten für die verschiedenen Anwendungsgebiete. |
- IV. Die technischen Probleme.
1. Zwei- oder Viertakt.

I. Die mechanischen Probleme.

1. Der Massenausgleich.

Das Problem des Massenausgleichs kann heute insofern als gelöst gelten, als man weiß, unter welchen Bedingungen und in welchem Grade sich der Massenausgleich verwirklichen läßt. Es darf aber nicht außer Acht gelassen werden, daß die Massenkräfte nur dann für die Umgebung unschädlich sind, wenn die Maschine in sich steif genug ist (s. auch I., 3.).

2. Die Drehschwingungen der Wellen (Kurbel- und Steuerwellen).

Kaum ein Problem der Ölmaschine ist während des Krieges so sehr gefördert worden, als das der Drehschwingungen von Wellen. Durch die vielseitige Verwendung mehrzylinderiger Maschinen, insbesondere für die zahlreichen U-Boote, ist dieses vor dem Kriege noch kaum erschlossene Gebiet wesentlich aufgehellert worden. Auf Grund der theoretischen und experimentellen Arbeiten — ich nenne nur die wesentlichsten — von Gumbel¹⁾ *), Geiger²⁾ und Frahm³⁾ hat man gelernt, die Schwingungszahlen genügend genau zu berechnen und zu messen und daraus Werte für die Beanspruchungen zu ermitteln. Man hat auch die dämpfenden Einflüsse erforscht.

Ich kann mich hier auf eine kurze Kennzeichnung der Ergebnisse und Ziele beschränken und eine ausführlichere Behandlung den Bahnbrechern auf diesem Gebiet überlassen.

Als Ergebnis von Theorie und Erfahrung bietet sich die Möglichkeit, die gefährlichen kritischen Gebiete von vornherein durch die Bemessung der

*) Siehe Literaturnachweis im Anhang.

Wellen und Schwungmassen so zu legen, daß sie genügend weit oberhalb der Betriebsdrehzahl liegen. Innerhalb des Drehzahlenbereiches von $n=0$ bis $n=n_{\max}$ werden die noch verbleibenden kritischen Gebiete durch den Tor-siographen, beispielsweise von Geiger oder Frahm, festgestellt und für den Betrieb gesperrt. Diese Gebiete sind möglichst schnell zu durchfahren.

Trotzdem werden die noch verbleibenden Schwingungen als lästig empfunden und bleiben eine Gefahr für die Anlage. Man ist daher bemüht, sie durch Dämpfungseinrichtungen unschädlich zu machen. Die bisher gemachten Vorschläge, worunter sich auch solche der Germaniawerft befinden, sind noch in der Entwicklung begriffen.

Neben den Drehschwingungen der Kurbel-, Dynamo- und Propellerwellen ist man bei den von der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg für U-Kreuzer gelieferten Zehnzylinder-Maschinen auch Drehschwingungen von Steuerwellen der Ventilsteuerung auf die Spur gekommen. Durch die gleichen Mittel, wie man sie auch bei den Maschinenwellen angewandt hat — nämlich Anordnung einer Zusatzschwungmasse — konnte das kritische Gebiet so gelegt werden, daß es mit dem der Kurbelwelle übereinstimmte und so in das Sperrgebiet fiel.

3. Die Fundamentbewegungen und -schwingungen.

In erster Linie treten Fundamentbewegungen bei Maschinen mit un- ausgeglichenen Massen auf. Auf Schiffen sind sie an ausgeglichenen und un- ausgeglichenen Dampfmaschinen, allerdings mehr in ihrem Einfluß auf das ganze Schiff, insbesondere von Schlick eingehend untersucht worden. Für stationäre Maschinen liegen die Untersuchungen von Sauer⁴⁾ vor.

Bei praktisch vollständig ausgeglichenen U-Bootsölmaschinen haben sich Fundamentbewegungen gezeigt, die zum Lockern und Reißen der Fundamentbolzen, die die Maschine mit dem Schiffsfundament verbinden, und zum Lockern von Nieten geführt haben und wahrscheinlich auch die Ursache von Rissen in Grundplatten und Kurbelgehäusen sind. Man ist diesen Schwierigkeiten dadurch begegnet, daß man die Zahl der Fundamentbolzen erhöhte, sie als Paßbolzen ausführte und schließlich die Maschinen noch besonders mit dem Fundament verkeilte. Abb. 1 zeigt eine solche von der Germaniawerft ausgebildete Verkeilung von U-Bootsmaschinen. Außerdem hat man die Maschinen durch Verbinden oder Zusammengießen der Zylinder in sich steifer und die Maschinenfundamente im Schiff besonders kräftig gebaut (Anordnung eines starken Querverbandes). In der Abb. 2 ist das Fundament des von der

Germaniawerft gebauten U-Kreuzers 139 mit 1650 PS Zweitakt-Maschinen (s. Anhang Tabelle Nr. 6)*) und die Anordnung der Verkeilung wiedergegeben.

U-Kreuzer 139. Aufkeilung der Hauptölmaschinen auf den Maschinenfundamenten

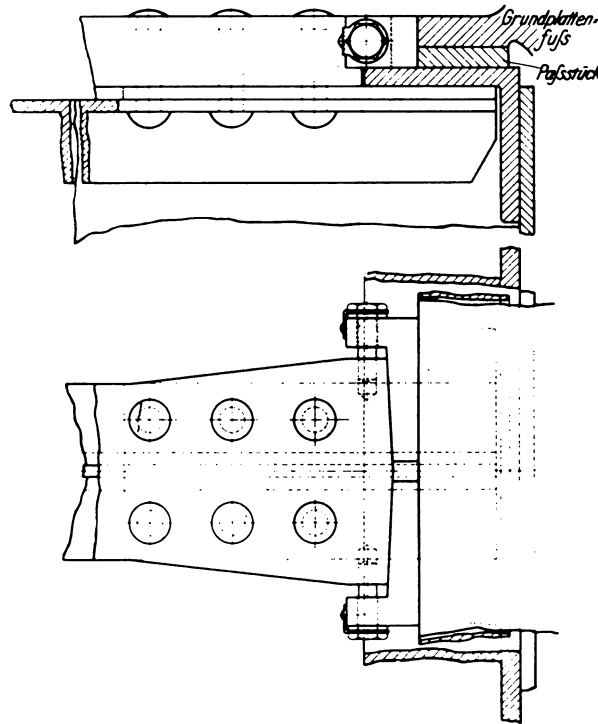


Abb. 1.

4. Die Beanspruchung der Triebwerksteile.

Bemißt man die Grundlager- und Treibstangenbolzen, sowie die Verbindungsschrauben zweiteiliger Kolben schnelllaufender Viertaktmaschinen, ohne sich von den wirklich auftretenden Kräften möglichst genaue Rechenschaft abzulegen, so besteht keine Gewähr für die Haltbarkeit der genannten Teile.

Bei den Grundlagerbolzen von Sechszylinder-Viertaktmaschinen sind diejenigen zwischen Zylinder 3 und 4 am höchsten beansprucht. In Abb. 3 sind die Lagerdrücke verzeichnet, die auf das Mittellager einer von der Germaniawerft gebauten 1700 PS U-Bootsmaschine Nr. 14 bei einer Drehzahl $n = 370$ wirken und zwar herrührend von den Arbeitsdrücken der Kolben-

*) Die Hauptdaten der in dem Vortrag erwähnten, von der Germaniawerft gebauten Ölmaschinen sind im Anhang in einer Tabelle zusammengestellt. Die erste Spalte enthält die Nummern der einzelnen Maschinen.

U-Kreuzer 139. Maschinenfundament für 1650 Pse Zweitakt-Ölmaschinen Nr. 6.

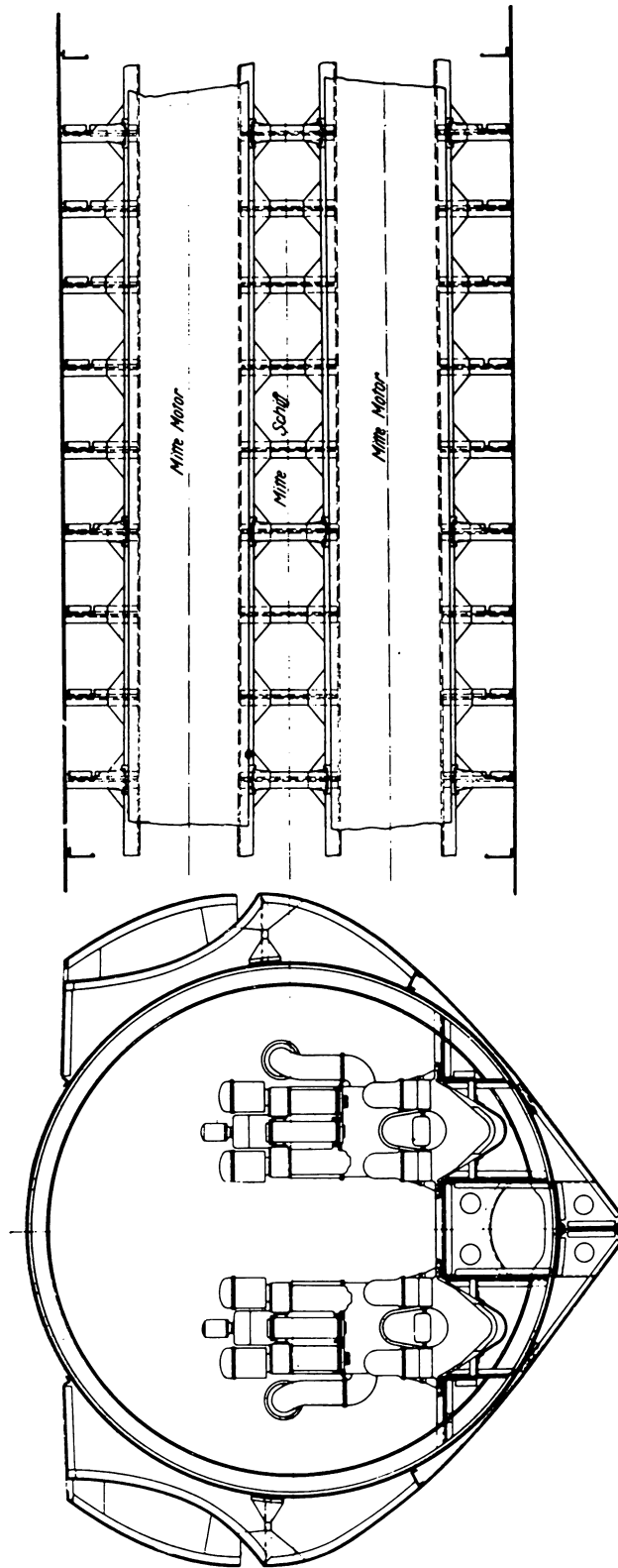


Abb. 2.

Lagerdrücke einer 1700 Pse-Viertakt-Ölmaschine Nr. 14 für U-Boote im Grundlager zwischen Zylinder III u. IV

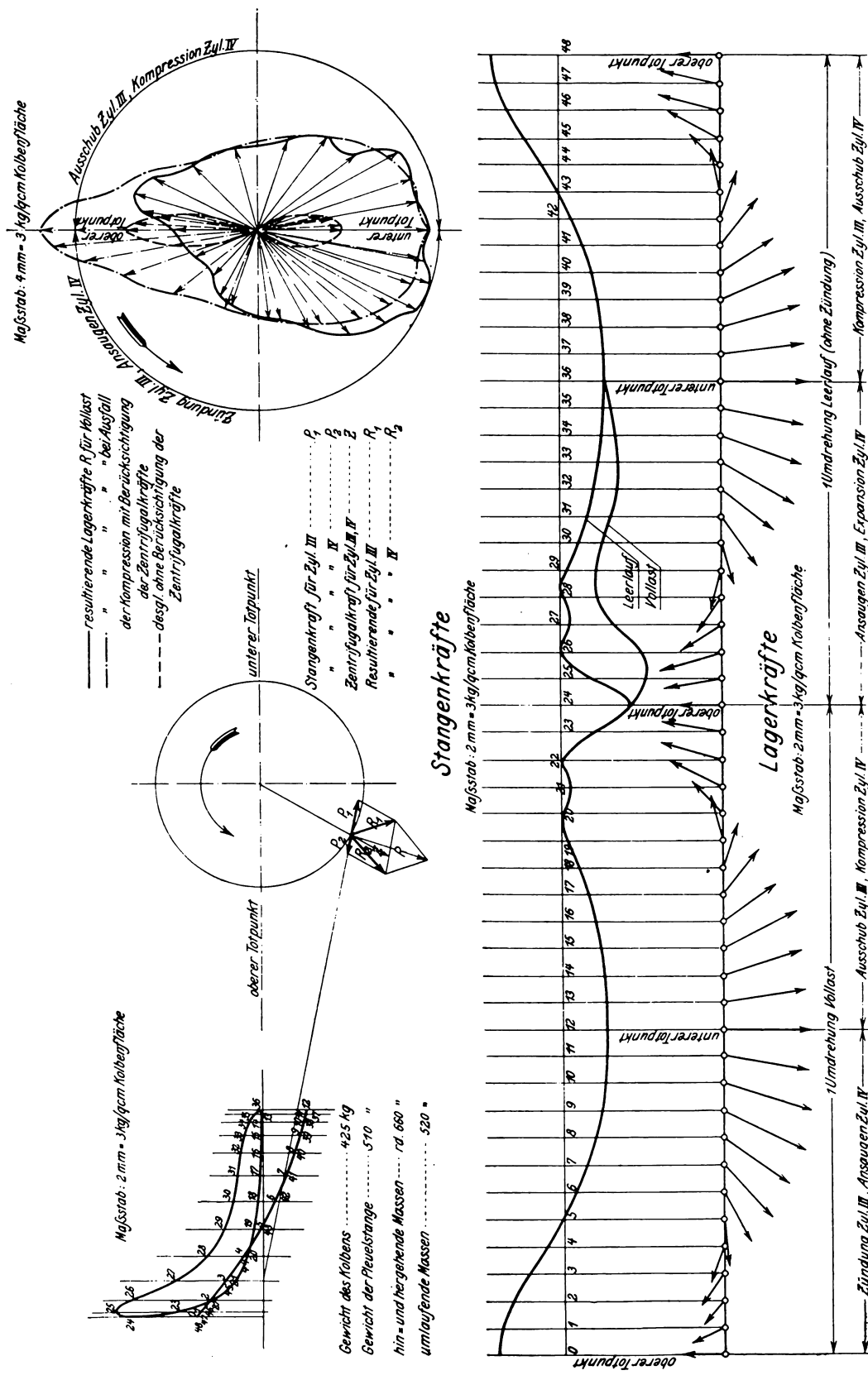


Abb. 3.

zylinder 3 und 4, den Kräften der beschleunigten Massen und den Zentrifugalkräften der rotierenden Massen. Irgendwelche weiteren Kräfte, z. B. von den übrigen Zylindern oder der mehrfach gelagerten Welle herrührend, sind unberücksichtigt geblieben. Wie man erkennt, tritt die nach oben gerichtete größte, auf die Lagerbolzen wirkende Zugkraft, nicht im oberen Totpunkt, sondern etwa 30° vor dem oberen Totpunkt auf. Bei den für das Lager vorgesehenen 4 Stück $2\frac{1}{4}$ " (engl.) Bolzen ergibt sich nach dieser genaueren Rechnung eine höchste Zugbeanspruchung von $k_z = 320 \text{ kg/cm}^2$, während die Zugbeanspruchung im oberen Totpunkt nur 247 kg/cm^2 beträgt. Läßt man die Zentrifugalkräfte der rotierenden Massen ganz außer Acht, so ergibt sich nur eine Beanspruchung von 145 kg/cm^2 , andererseits steigt die Beanspruchung auf 645 kg/cm^2 , wenn unter Berücksichtigung der Zentrifugalkräfte die Kompression bei voller Drehzahl ausfallen würde.

Nun kommen aber beim Durchfahren der kritischen Drehzahl, oder falls die Maschine längere Zeit in oder in der Nähe der kritischen Drehzahl läuft, noch Beanspruchungen durch Verbiegungen des Lagerzapfens hinzu, die je nach der Deformation der Welle und der Stärke der Schwingungen sehr groß werden können. Man sollte daher unter Zugrundelegung der genaueren Berechnung mit der Beanspruchung nicht über $k_z = 300 \text{ kg/cm}^2$ hinausgehen. Zweckmäßig ist es auch, die Bolzen auf Kernquerschnitt abzdrehen, die elastische Länge möglichst groß zu machen und schroffe Querschnittsübergänge zu vermeiden. Es ist anzunehmen, daß auch Deformationserscheinungen der Grundplatte von Einfluß sind, daß vom Verbrennungsdruck herrührende Durchbiegungen der Lagerbrücken und Senkungen der Kurbelwelle auf die anderen Lager zurückwirken und zusätzliche Kräfte ergeben. Hieraus ergibt sich die Forderung einer möglichst steifen Grundplatte.

Bei der Anordnung von 4 Bolzen für ein Grundlager kann nur dann eine möglichst gleichmäßige Verteilung der Kräfte auf alle 4 Schrauben eintreten, wenn der Lagerdeckel genügende Steifigkeit besitzt.

Bei den Treibstangenbolzen ist ebenfalls Vorsicht am Platze. Hier steigern sich die normalen Massenkräfte durch die Massenkräfte im kritischen Gebiet, und man darf nicht übersehen, daß es sich dabei je nach der Ordnung der Schwingung um eine vielfach zwischen einem negativen und positiven Höchstwert schwankende Kraft innerhalb einer Umdrehung handelt. Ist dann noch das Lagerspiel infolge Verschleiß größer als normal oder die Auflagefläche der Bolzenköpfe und -muttern infolge ungenauer Bearbeitung eingeschlagen und dadurch ein größeres Spiel eingetreten, so entstehen im Trieb-

werk heftige Stöße, die zum Bruch der Bolzen führen müssen. Das beste Mittel, um diese Brüche einzuschränken, besteht darin, die Bolzen so stark wie möglich zu machen.

Bei den Verbindungsschrauben von Kolbenoberteilen spielen anscheinend außerdem noch Wärmedehnungen eine Rolle.

Stromeyer⁵⁾ hat in einem Vortrag vor der Institution of Naval Architects im Frühjahr 1918 (der mir im Original bisher nicht zugänglich war) darauf hingewiesen, daß Bolzenbrüche auch von unzweckmäßiger Bearbeitung der Gewinde herrühren können. Um die Gewindegänge von Bolzen und Muttern gleichmäßiger zum Tragen zu bringen, schlägt er vor, die Steigung derselben in der Mutter etwas größer zu machen als am Bolzen. Ob man die gleiche Wirkung erzielt, wenn man den Spitzenwinkel des Gewindes im Bolzen größer macht als in der Mutter, also z. B. 60° bzw. 55° , bedarf noch der Aufklärung. Versuche mit Bolzen von 1" (engl.) der Germaniawerft haben zunächst bei gleichem und ungleichem Spitzenwinkel, sowie gleicher und verschiedener Steigung keine Bestätigung der Ergebnisse Stromeyers gebracht, da alle Versuchsbolzen außerhalb der Mutter rissen. Es ist denkbar, daß die feinen Unterschiede bei s c h w a c h e n Bolzen noch keine Gefahr bedeuten, daß dies vielmehr erst bei stärkeren Bolzen eintritt. Es erscheint richtig, hierüber noch Aufklärung zu gewinnen, in erster Linie der g e n a u e n Herstellung von Gewinden hochbeanspruchter Bolzen besondere Aufmerksamkeit zu widmen.

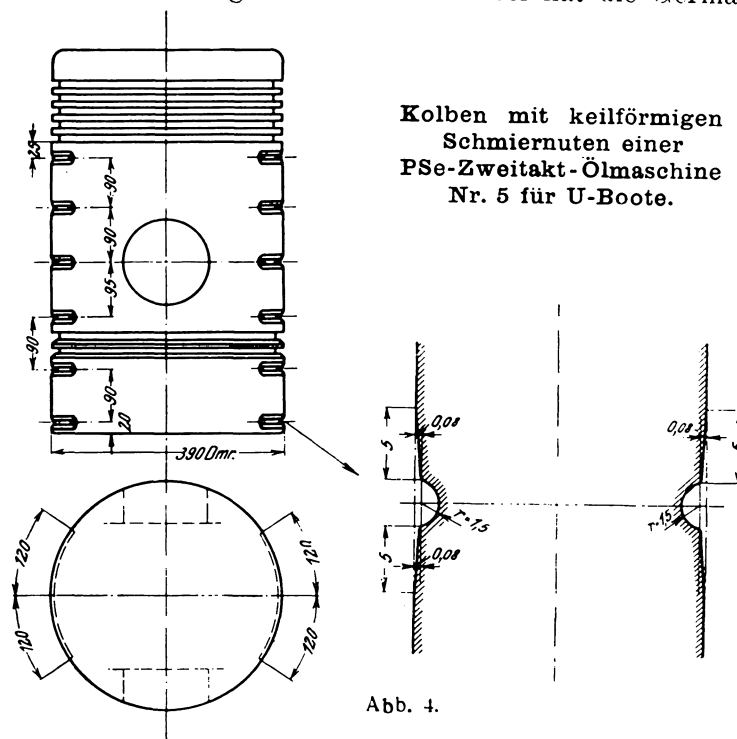
5. Die Schmierung.

Durch die verdienstvollen Arbeiten von Gumbel⁶⁾ hat man wertvolle Aufschlüsse über das Wesen der Schmierung erlangt und hat sich bemüht, die aus den theoretischen Erwägungen gezogenen Schlüsse für die Bemessung der Lager und Anordnung der Schmiernuten bzw. Zuführung des Schmieröls nutzbar zu machen. Welche Erfolge damit erzielt werden kann erst die Zukunft lehren, da nach diesen Grundsätzen gebaute Lager von Ölmaschinen noch nicht genügend lange im Betrieb sind.

Bisher hat man für Schnellläufer, insbesondere für ortsfeste Zwecke, nicht viel übrig gehabt, weil die Maschinen wegen starker Abnutzung und häufigem Nachpassen der Lager zu viele Stillstände und Überholungsarbeiten verursachten. Gelingt es, mit der Schmierung nach den Gumbelschen Grundsätzen in weitgehendem Maße Flüssigkeitsreibung zu erzielen, so muß auch die Lagerabnutzung geringer werden, so daß dieser Nachteil der Schnellläufer weniger in die Erscheinung tritt.

Bei Viertaktmaschinen mit Preßschmierung hat sich die wertvolle Erfahrung ergeben, daß eine besondere Zylinderschmierung für die Arbeitszylinder nicht erforderlich ist. Das von dem Triebwerk herumgeschleuderte Öl genügt im allgemeinen bei allen Belastungen für die Schmierung. Es empfiehlt sich aber, eine an die Preßschmierung angeschlossene Hilfsschmierung für die Zylinder vorzusehen, die durch von Hand zu betätigende Ventile nach Überholungen, zum Einlaufen und bei plötzlichen Leistungssteigerungen mehr Öl zu geben gestattet.

Bei Zweitaktmaschinen erscheint eine sorgfältige Zylinderschmierung auch bei Preßschmierung notwendig, und zwar weil infolge der Auspuff- bzw. Spülschlitze ein Teil des Öls an den Rändern der Schlitze abgestreift wird. Auf Grund eines Vorschlages von Prof. Gümbel hat die Germaniawerft an



den Kolben ihrer U-Boots-Zweitaktmaschinen Nuten mit keilförmigen Übergängen nach Abb. 4 vorgesehen. Es konnte jedoch nicht mit Sicherheit auf eine bessernde Wirkung geschlossen werden. Es erscheint möglich, daß etwaige Freßstellen kleiner und häufiger auf den Raum zwischen zwei Nuten beschränkt bleiben, so daß ein warmer Kolben durch vermehrte Schmierung in Betrieb gehalten werden kann.

Ein Hauptgrund für die schnelle Abnutzung der Lager ist in schlecht gereinigtem Schmieröl zu suchen. Selbstverständlich muß man äußere Ver-

unreinigungen des Öls durch Sand, Staub und Rost möglichst vermeiden, aber auch dann tritt noch eine Verunreinigung durch Koksteilchen ein. Diese stammen vom Schmieröl her, das an die heißen Teile ungekühlter Kolben spritzt, verkockt und schließlich abbröckelt. Man vermeidet dies durch einen Zwischenboden im Kolben, der nicht so hoch erhitzt wird, oder durch Kühlung der Kolben. Bei ölgekühlten Kolben bilden sich ebenfalls Koksteilchen am heißen Kolbenboden des Kühlraumes. Diese feinen Koksteilchen, die die Wirkung von Schmiergel haben, gehen durch die gewöhnlichen Filter mit Drahtsieben hindurch. Man ist daher, wie schon früher bei ortsfesten Anlagen, bei Schiffsmaschinen zu einer Feinreinigung durch Tuchfilter, die in

Schnitt durch den Arbeitszylinder einer 1150 PSe-Zweitakt-Ölmaschine Nr. 5 für U-Boote.

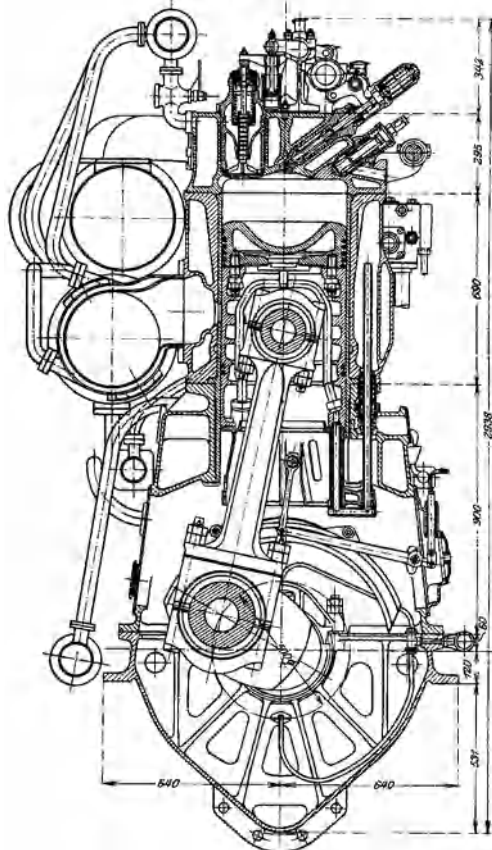
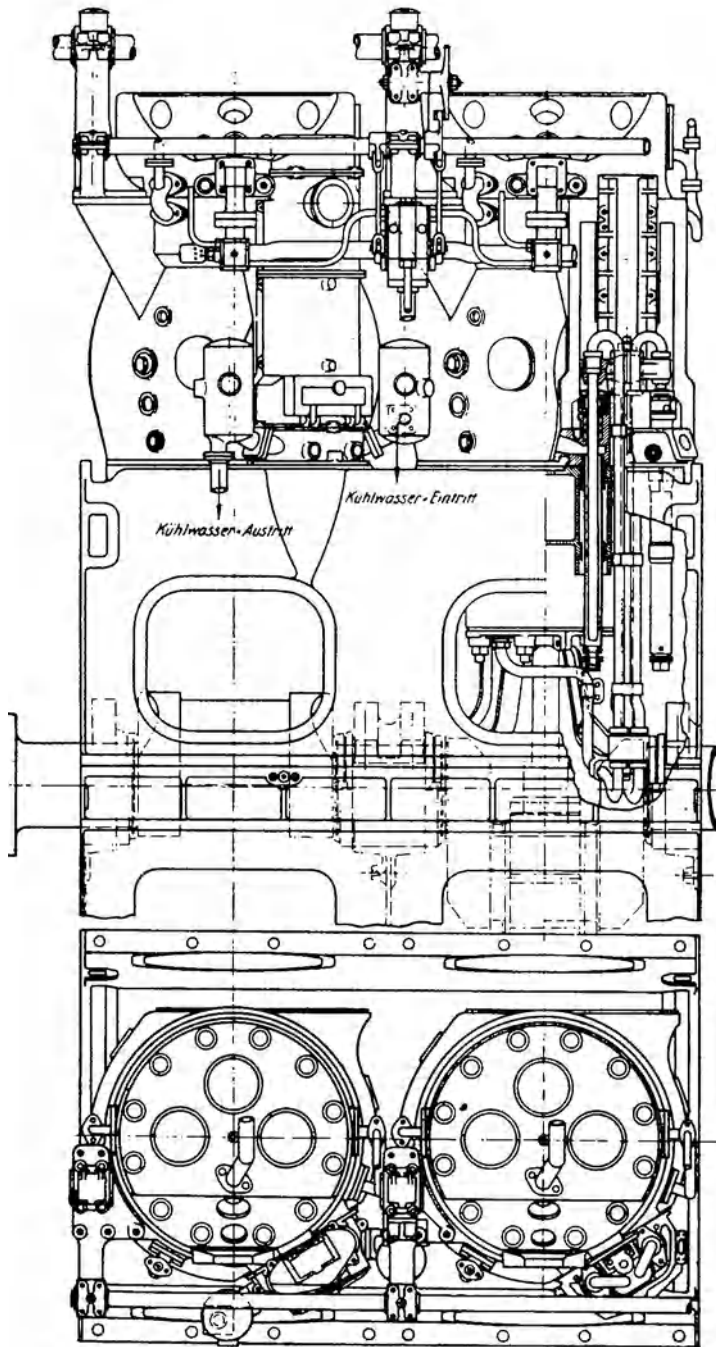


Abb. 5

einen Nebenkreislauf eingeschaltet werden und so dauernd einen Teil des Öls noch besonders reinigen, übergegangen.

Besonders schädlich ist Wasser, insbesondere Seewasser, im Schmieröl. Von einer betriebssicheren Maschine muß verlangt werden, daß kein Wasser

sich in dem umlaufenden Schmieröl befindet. Diese Forderung stößt bei Kolbenkühlung durch Wasser auf Schwierigkeiten. Selbst bei der durch die Germaniawerft auf Grund langjähriger Erfahrungen ausgebildeten und von ihr



1650 PSe-Zweitakt-Ölmaschine Nr. 6
für U - Kreuzer 139. Kolbenkühlung
mit außenliegenden Posaunen.

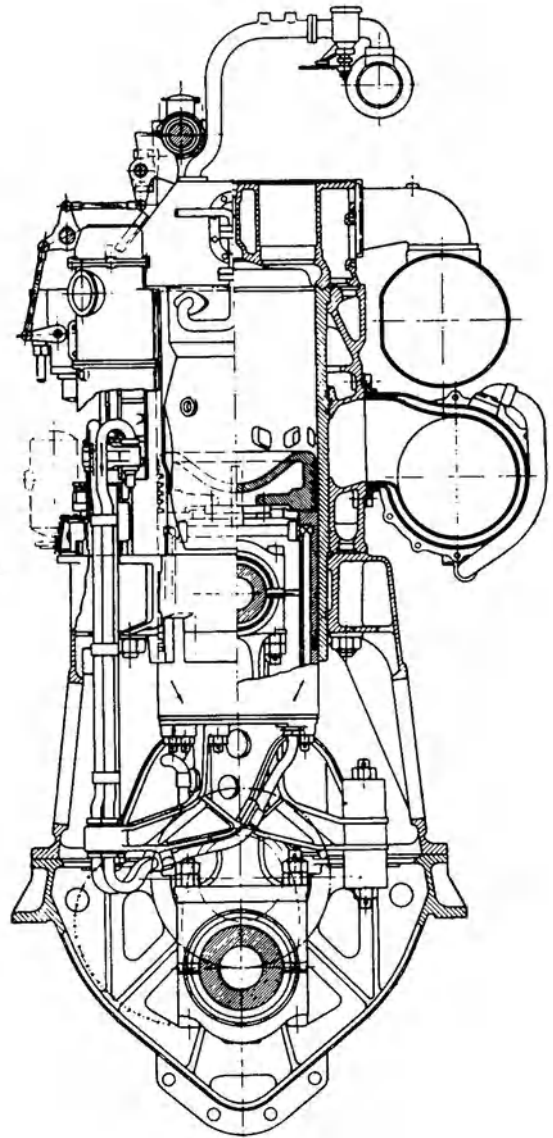


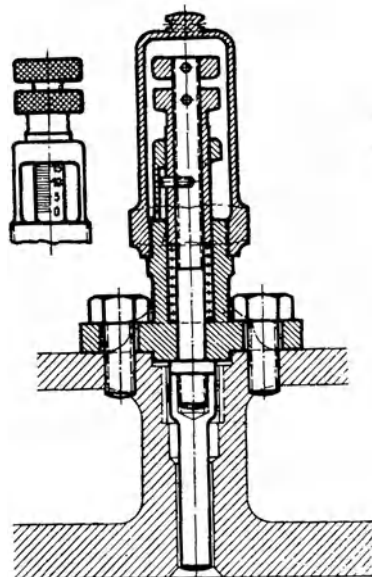
Abb. 6.

patentierten Anordnung der Posaunen, wie sie allgemein bei den U-Boots-Zweitaktmaschinen benutzt wurde (siehe die Abb. 5 des Querschnitts einer 1150 PS Zweitaktmaschine Nr. 5 für die Boote U 96—98), haben sich diese Nachteile gezeigt. Nur durch außerhalb des Kurbelraumes angeordnete Posaunen lassen sich diese Schwierigkeiten beheben. Die Germaniawerft hat probeweise solche Posaunen an den 1650 PS Zweitaktmaschinen Nr. 6 des U-Kreuzers U 139 verwendet, mit denen gute Erfahrungen gemacht worden sind (s. Abb. 6).

Bei Zutritt von Wasser zum Schmieröl bildet sich — falls sich das Schmieröl nicht sofort wieder vom Wasser trennt — eine Emulsion, die mit zunehmendem Wassergehalt an Viscosität zunimmt. Auf einem U-Boot mit Zweitaktmaschinen ergab die Untersuchung des Öls folgendes:

	Ungebrauchtes Öl aus Vorratstank	Gebrauchtes Öl aus Betriebstank
Spezifisches Gewicht	0,911	0,961
Viscosität bei 50°	4,88	20,3

Infolgedessen gelangt bei Preßschmierung das Öl bei normalem Druck nicht mehr in genügendem Maße zu dem oberen Treibstangenlager, so daß Warmlaufen des Lagers und häufig als Folge davon auch ein Fressen des



Tiefenmeßlehre für
U-Boots-Ölmaschinen.

Abb. 7.

Kolbens eintritt. Außerdem nimmt die Abnutzung der Lager schnell zu, so daß der Schmieröldruck nicht mehr gehalten werden kann, und die Treibstangenlager, die ihr Öl durch die Grundlager aus der hohlen Kurbelwelle erhalten, nicht genügend Öl bekommen.

Ferner ist das starke Abfließen der Kurbelwellenzapfen auf Wasser und Verunreinigungen (Rost) im Schmieröl zurückzuführen. Bei U-Bootsmaschinen sind Unrundigkeiten der Kurbelwellen bis nahezu 1 mm vorgekommen. Die Folgeerscheinungen sind schließlich Verlagerungen der Kurbelwelle mit Kurbelwellenbrüchen. Unrunde Wellen müssen daher rechtzeitig nachgedreht oder geschliffen werden. Um solche Unrundigkeiten und Verlagerungen rechtzeitig zu erkennen, hat man an den Grundlagern Tiefenmeßlehren etwa nach Abb. 7 vorgesehen. Sie können neuerdings bei allen Lagern angebracht werden.

6. Die Spülung der Zweitaktmaschine.

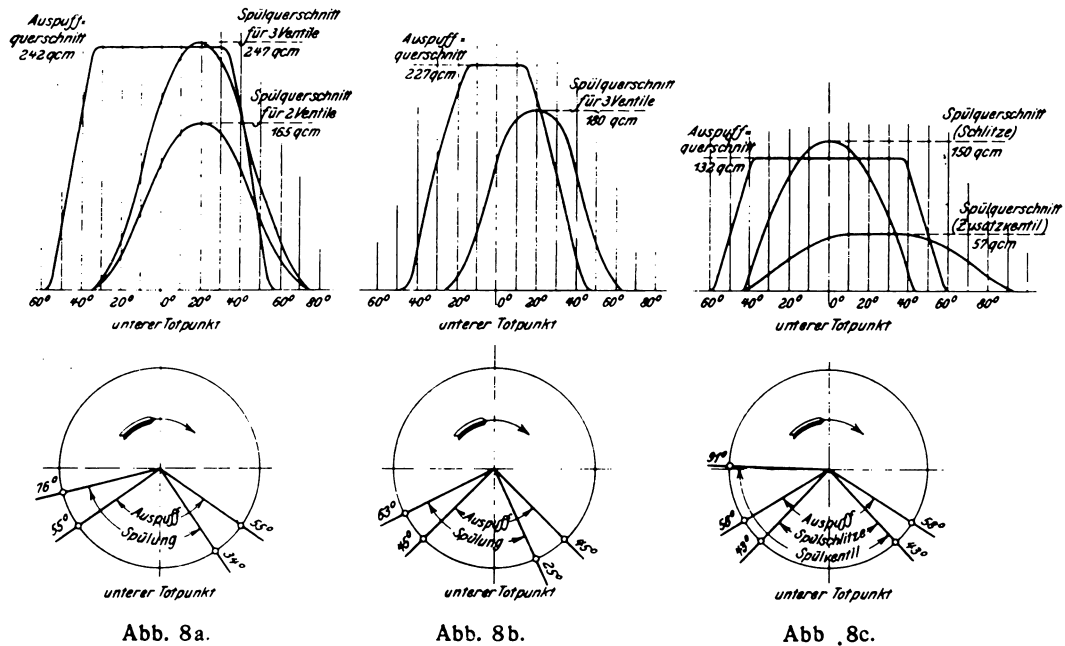
Dieses schwierige Problem hat durch theoretische Untersuchungen von Föppl⁷⁾, Kreglewski⁸⁾ und neuerdings Neumann⁹⁾ und durch Versuche der ersten Ölmaschinenfirmen eine ganz wesentliche Förderung erfahren. Bei der Dieselmaschine hat man zunächst die Spülluft durch Ventile im Deckel zugeführt, und zwar verwendete man 1—4 Spülventile pro Zylinder. Nach und nach hat man jedoch erfahren, welche Schwierigkeiten mit einer größeren Zahl von Ventilen im Deckel verbunden sind. Einmal bietet der Antrieb mehrerer Ventile unerwünschte Umstände in der Steuerung und hohe Steuergeräusche. Vor allem aber neigen die bei Anordnung mehrerer Ventile stark durchbrochenen Deckel, insbesondere bei der hohen Wärmebelastung der Zweitaktmaschine — ganz abgesehen von der Schwierigkeit in der Herstellung so komplizierter Stücke —, zum Reißen und genügen den Anforderungen hinsichtlich Lebensdauer vielfach nicht.

Da man heute wohl sagen kann, daß man Zweitaktmaschinen mit Ventilen im Deckel wenigstens in Deutschland nicht mehr bauen wird, besonders nachdem die Maschinen mit Schlitzspülung so erfolgreich waren, so haben die Erkenntnisse auf diesem Gebiet nur noch historisches Interesse. Immerhin sei es mir gestattet, Ihnen die Ergebnisse einiger Untersuchungen meiner Firma mit der Ventilspülung bei U-Bootsmaschinen mitzuteilen und sie denjenigen an einer Maschine mit Schlitzspülung gegenüberzustellen.

Um die später noch zu besprechenden Nachteile, die in der Anordnung von 3 Spülventilen liegen, zu vermeiden, wurde versuchsweise an einer 1150-PS Maschine Nr. 5 ein Ventil durch einen Blindkegel ersetzt, so daß nur zwei Ventile in Tätigkeit traten; dadurch ermäßigte sich der Spülquerschnitt auf $\frac{2}{3}$ des ursprünglichen. In Fig. 8 a sind die Querschnitte für die Spülventile und Auspuffschlitze in Abhängigkeit vom Kurbelwinkel wieder-

gegeben. An einer weiteren Maschine der gleichen Größe wurden Auspuffschlitze und Spülventile so bemessen, daß ein möglichst beträchtliches Nachfüllen von Spülluft durch die Spülventile eintreten sollte, wie sich aus Fig. 8 b

Spül- und Auspuff-Querschnitte von Zweitakt-Ölmaschinen für U-Boote.



ergibt. Zum Vergleich zeigt Fig. 8 c die Auspuff- und Spülquerschnitte der 1100-PS Maschine Nr. 4.

Die Probestandergebnisse sind in der umstehenden Tabelle I enthalten:

Wie man aus der Tabelle erkennt, sind alle diese Änderungen ohne erheblichen Einfluß auf Leistung und Brennstoffverbrauch. Wenn auch die Leistung mit 2 Spülventilen nicht ganz erreicht ist, so kann man doch schließen, daß mit 2 Ventilen etwa die gleichen Ergebnisse erzielt werden, wie mit 3, wenn die 2 Ventile so groß als möglich ausgeführt werden. Dies war nicht geschehen, weil die Unterbringung von 3 Ventilen sonst nicht möglich gewesen wäre. Außerdem hätte der Ventilhub noch etwas vergrößert werden können.

Von den experimentellen Untersuchungen der Spülvorgänge sind, soweit ich sehe, nur die von Herrn Direktor Regenbogen¹⁰⁾ nach seinen Vorschlägen und unter seiner Leitung ausgeführten, in der Somerversammlung

Schnitt durch den Arbeitszylinder einer
1100 PSe-Zweitakt-Ölmaschine Nr. 4 mit
Schlitzspülung für U_{63/65}.

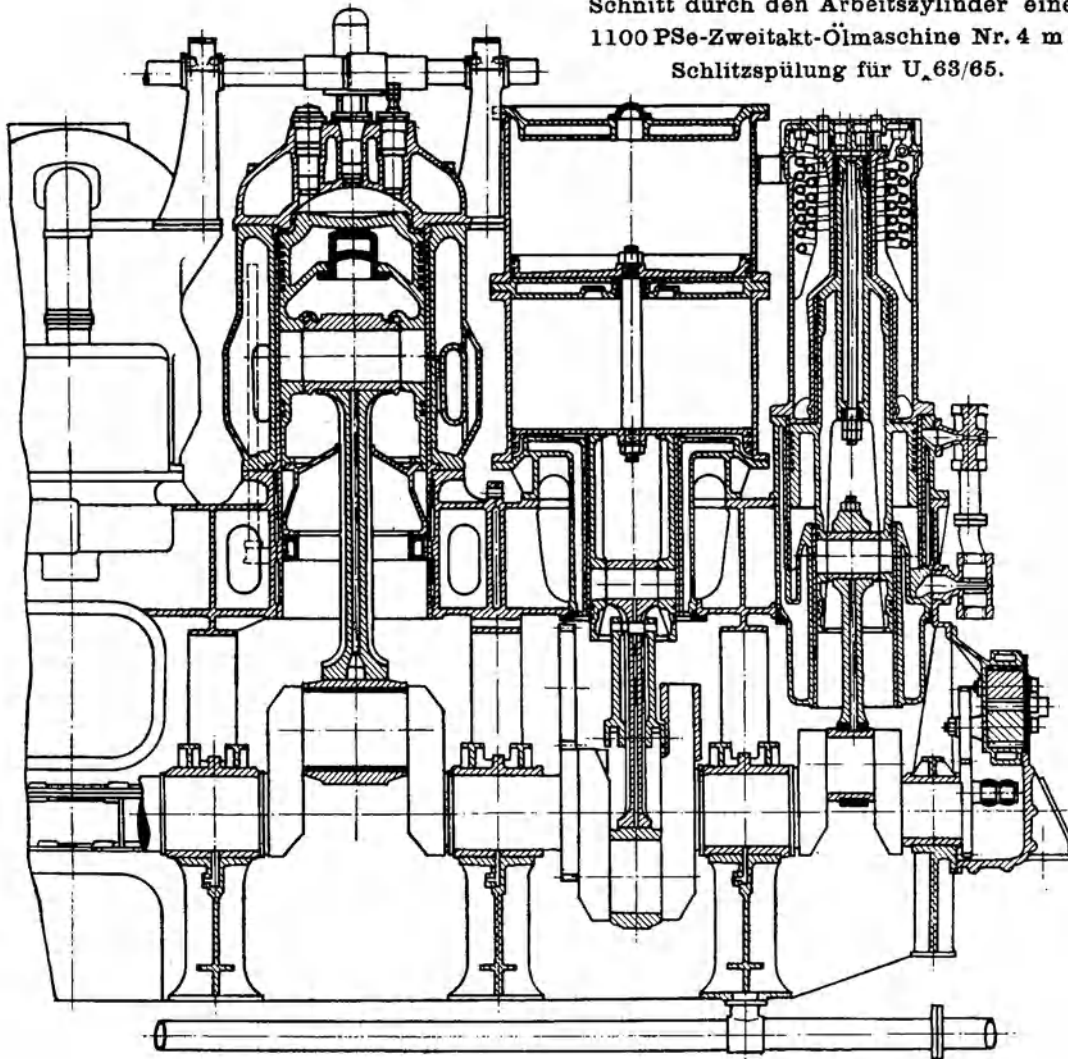


Abb. 9.

1912 dieser Gesellschaft vorgetragenen Versuche bekannt geworden. Die von Herrn Regenbogen damals besprochenen Versuche mit Ventilspülung sind inzwischen auf die Schlitzspülung ausgedehnt worden und haben bemerkenswerte Ergebnisse gezeitigt. Mit Hilfe des Verfahrens konnten die Bedingungen ermittelt werden, unter denen ein möglichst vollständiges Ausspülen des Zylinderinnern stattfand. Herr Regenbogen wird bei gelegener Zeit selbst über diese interessanten Versuche berichten.

Diese Versuche haben bei den 1100-PS Maschinen Nr. 4 der Germaniawerft für die Unterseeboote U 63—65 zu einer wesentlichen Verbesserung des mittleren Druckes geführt und erst die Erreichung der vorgeschriebenen

Leistung ermöglicht. Abb. 9 ist ein Schnitt durch den Arbeitszylinder, Abb. 10 eine Photographie dieser Maschine. Allerdings ist bei dieser Maschine noch ein Zusatzspülventil im Zylinderdeckel in erster Linie zum Nachfüllen nach Abschluß der Auspuffschlitze vorgesehen; es hat sich jedoch gezeigt, daß damit keine nennenswerte Leistungssteigerung erreicht wird.

7. Der Einspritzvorgang.

Der eigentliche Einspritzvorgang — darunter sei allgemein die Einführung des Brennstoffes in den Zylinder verstanden — ist bisher nur

1100 PSe Zweitakt-Ölmaschine mit Schlitzspülung Nr. 4 für U 63 65.

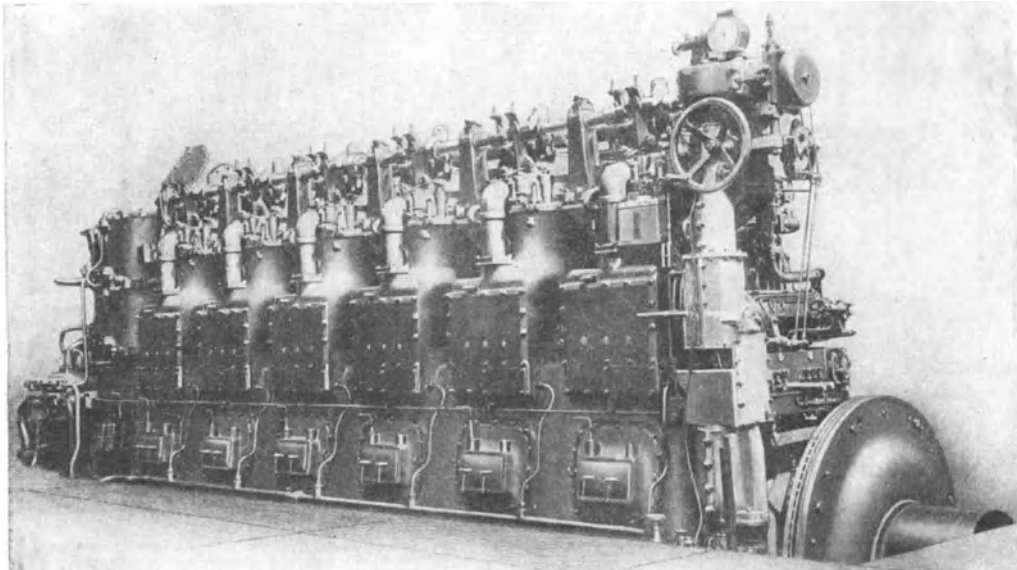


Abb. 10.

Tabelle I. Leistungsdaten von Zweitakt Ölmaschinen

Konstruktions-		Anzahl der Spülventile	Größter Spülquerschnitt in cm ²	Größter Auspuffquerschnitt in cm ²	Leistung bei Versuch PSe
Leistung PSe	Drehzahl in der Minute				
1150	390	3	247	242	1120
1150	390	2	165	242	1050
1150	390	3	180	227	1210
1100	390	1	207*)	132	1100

*) Schlitz 150, Ventil 57 cm².

empirisch verfolgt worden. Bisher sind im wesentlichen 3 Arten der Einspritzung bekannt und verwendet worden:

- a) die Druckluft-Einspritzung,
- b) die Druck-Einspritzung (ohne Luft),
- c) die Einspritzung durch Teilzündung in einer besonderen Kammer (Retorte).

a) Bei dieser Art der Einspritzung hat man den Einfluß von Nocken, Zerstäuber, Nadelsitz und Düse auf die Gestaltung der Diagramme untersucht, und man hat jeweils bestimmte Abmessungen hierfür ermittelt, die gute Diagramme und rauchfreie Verbrennung ergeben. Will man hohe mittlere Drücke bei hoher Umlaufzahl, wie bei U-Bootsmaschinen, oder eine gute Regulierung, wie bei Mehrzylinder-Maschinen für Dynamoantrieb, erreichen, so ist jedoch immer noch eine unverhältnismäßig große, sehr kostspielige Arbeit auf dem Versuchsstand zu leisten. Diese Versuche sind bisher eine der Hauptlasten der Ölmaschinenfabriken gewesen und haben vielfach einen finanziellen Erfolg vereitelt. Welches sind die Gründe für die noch bestehende Unsicherheit? Es sind die gleichen, die auch bei der Spülung bestanden haben; dort sind sie nur durch systematische, wissenschaftliche Versuche überwunden worden. Dieser Weg wird auch bei der Einspritzung zum Ziele führen, d. h. man wird die Bedingungen für die beste Einspritzung und die Grenzen, die hier gezogen sind, kennen lernen. Der Einspritzvorgang ist eben so verwickelt, daß er sich der Rechnung zunächst entzieht und nur durch wissenschaftliche Versuche aufgeklärt werden kann. Über die Forderungen ist man sich vollständig klar: Zerteilung des Brennstoffes in möglichst kleine Tropfen, möglichst gleichmäßige zeitliche und räumliche Verteilung auf den Verbrennungsraum.

mit versch. Spül- und Auspuffquerschnitten.

Drehzahl hierbei	Mittlerer ind. Druck	Mittlerer eff. Druck	Mechan. Wirkungs- grad	Brennstoff- verbrauch	Spüldruck	Ind. Leistg der Spülpp.
in der Min.	in kg/cm ²	in kg/cm ²	in %	in g/PSe-st	in kg/cm ²	in PS
390	6,08	4,02	66	258	0,45	240
400	5,74	3,68	64	263	0,58	255
403	6,9	4,18	63	235	0,60	250
400	6,2	3,84	62	240	0,48	237

Neumann¹¹⁾ hat den Einfluß der Tropfengröße in der Dieselmachine theoretisch untersucht, ohne auf die absolute Größe einzugehen und ohne die Einflüsse anzugeben, die diese Größe bestimmen. Solange wir aber darüber nichts wissen, werden wir auch die Leistungsgrenze der Ölmaschine nicht mit Sicherheit feststellen können. Man wird annehmen können, daß der Druck der Einblaseluft, die Gestalt des Zerstäubers und der Düse, sowie die Durchtrittsquerschnitte in diesen Organen die Größe der Tropfen in erster Linie bestimmen. Es fehlen uns aber noch Messungen über die Größe der Tropfen bei verschiedenen Einblasedrücken, Zerstäuber- und Düsenformen und über die Grenze für die Tropfenkleinheit, unter die man nicht hinunterkommen kann, schließlich über das Verhältnis der Größe der Tropfen zur Größe der Moleküle.

Über die Größe kleinster Massenteilchen sowie der Moleküle kann uns die physikalische Forschung einigen Aufschluß geben, wenn wir auch damit für unsere Zwecke zunächst nur zu einer Größenvorstellung gelangen.

Erst in unserem Jahrhundert ist es gelungen, die Existenz der Moleküle experimentell nachzuweisen und zwar gerade dadurch, daß man die Bewegungsgesetze kleiner Massenteilchen: Wachskügelchen, Öltropfen und Tabakrauch untersuchte. Ein näheres Eingehen auf diese grundlegenden Untersuchungen über Größe und Existenz der Moleküle würde zu weit führen, es muß auf die Monographien von Svedberg¹²⁾, Perrin¹³⁾ und die Kultur der Gegenwart, Band Physik¹⁴⁾, verwiesen werden.

Die Größe von Tropfen ist vielfach bestimmt worden; für die vorliegenden Zwecke am geeignetsten sind die Untersuchungen von Millikan¹⁵⁾. Mittelst Zerstäubung durch Luft stellte er Öltropfen mit Durchmessern von $d = 0,626 - 13,162 \mu$, $\mu = \frac{1}{1000}$ mm her. Broglie¹⁶⁾ hat die Bewegung von Tabakrauchteilchen mit einem mittleren Durchmesser von $0,1 \mu$ untersucht. Vergleicht man damit den Durchmesser eines Moleküls, z. B. der Kohlensäure mit etwa $0,0003 \mu$, so sieht man, daß die Durchmesser der bisher gemessenen zerstäubten Tropfen noch rund 1000mal so groß sind, als die Moleküle der Kohlensäure.

Man kann also — unter der Voraussetzung, die Größe der zerstäubten Tropfen in der Dieselmachine stimme mit den kleinsten bisher gemessenen Tropfen überein — sagen, daß der zerstäubte Brennstoff sich gegenüber dem vergasten, wo die Moleküle vollständig voneinander getrennt sind, noch in einem sehr schlecht verteilten Zustand befindet. Es unterliegt m. E. z. B. bei Teeröl keinem Zweifel, daß, wenn es gelänge die Zerstäubung wesentlich zu

verfeinern, auch die Schwierigkeiten in der Verbrennung dieses Treiböles geringer wären. Auch von diesem Gesichtspunkt aus erscheinen messende Untersuchungen zerstäubter Brennstoffe wichtig. Wir bearbeiten diese Frage, und sollte es uns gelingen, hier Fortschritte zu erzielen, so behalten wir uns vor, hierauf zurückzukommen.

Durch die Verwendung von 2 Brennstoffventilen hat man bei größeren Zylinderdurchmessern höhere mittlere Drücke erzielt, ein Zeichen, daß es auf eine möglichst gleichmäßige Verteilung des Brennstoffes ankommt. Das Einregulieren von Maschinen mit 2 Brennstoffventilen, insbesondere bei hohen mittleren Drücken und Drehzahlen, hat aber noch erheblich größere Schwierigkeiten, viel Zeitaufwand und Kosten verursacht als bei einer Nadel; es hat sich gezeigt, daß die Steuerung sehr empfindlich ist, daß schon Deformationen der Steuer- und Hebelwellen, Hebel und Lagerung für die Einregulierung von Einfluß und noch zusätzliche Organe, wie Brennstoffverteiler mit Rückschlagventilen und genauer Einstellung der auf die beiden Ventile sich verteilenden Brennstoffmengen erforderlich sind.

Der Vorteil zweier Brennstoffventile liegt aber nicht nur in der besseren Verteilung des Brennstoffes. Bei den normalen einfach wirkenden Viertaktmaschinen mit einem Ein- und einem Auslaßventil und Zweitaktmaschinen mit 2 Spülventilen bieten 2 Brennstoffventile gegenüber einem Ventil die Möglichkeit einer besseren Kühlwasserführung, Vermeidung von Materialanhäufung und damit Rissen zwischen Brennstoff- und Auslaß- bzw. Spülventil und erhöhte Festigkeit des Deckels in dem durch die Ventile geschwächten Querschnitt.

In Abb. 11 ist die der Germaniawerft geschützte Antriebsart von 2 Brennstoffnadeln durch einen gemeinsamen Hebel wiedergegeben. Die durch die verschiedenen Hebelarme sich ergebenden verschiedenen Hübe werden durch verschiedene Querschnitte im Sitz der Nadel ausgeglichen. Durch diesen Kniff werden die zuerst eingetretenen Schwierigkeiten in überraschend einfacher Weise behoben.

Eine Regulierung des Einblasedruckes und bei größeren Maschinen auch des Nadelhubes, z. B. gemäß Abb. 12, hat sich als vorteilhaft erwiesen.

b) Die Druckeinspritzung ist in Deutschland von verschiedenen Firmen untersucht worden. Soweit mir bekannt, werden neuerdings Maschinen kleiner Leistung mit solchen Einrichtungen von der Gasmotorenfabrik Deutz gebaut.

Antrieb von 2 Brennstoffventilen einer Viertakt-U-Bootsmaschine.

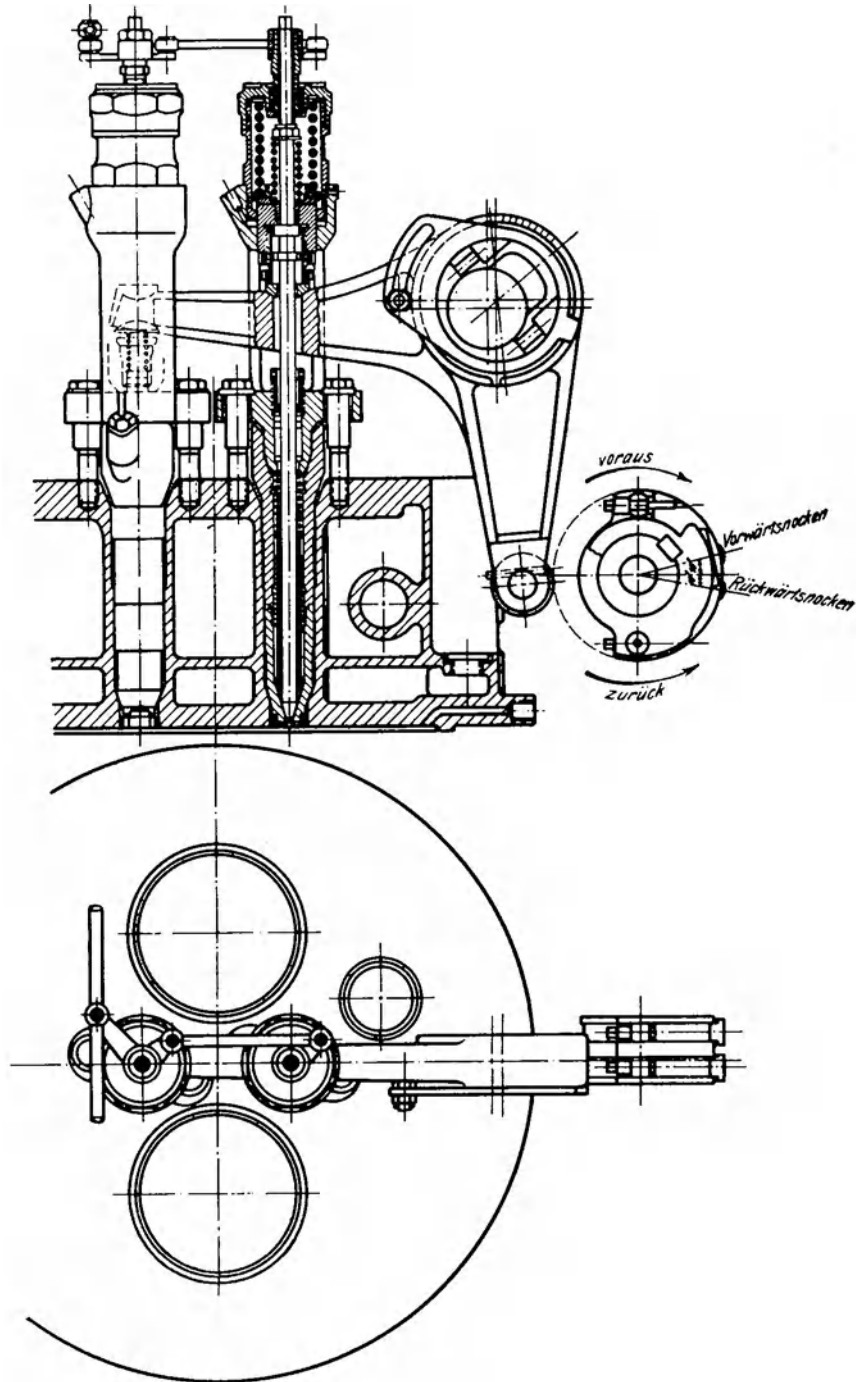


Abb. 11.

Dieses System wird in erster Linie bei Glühkopfmotoren angewendet und scheint hier den Anforderungen zu genügen.

Bei Dieselmotoren wird diese Methode in umfassendem Maße von der englischen Firma Vickers¹⁷⁾ angewendet. Da diese Firma bei U-Boots-

Regulierung des Ventilhubes der Brennstoffventile einer Viertakt-Ölmaschine für U-Boote.

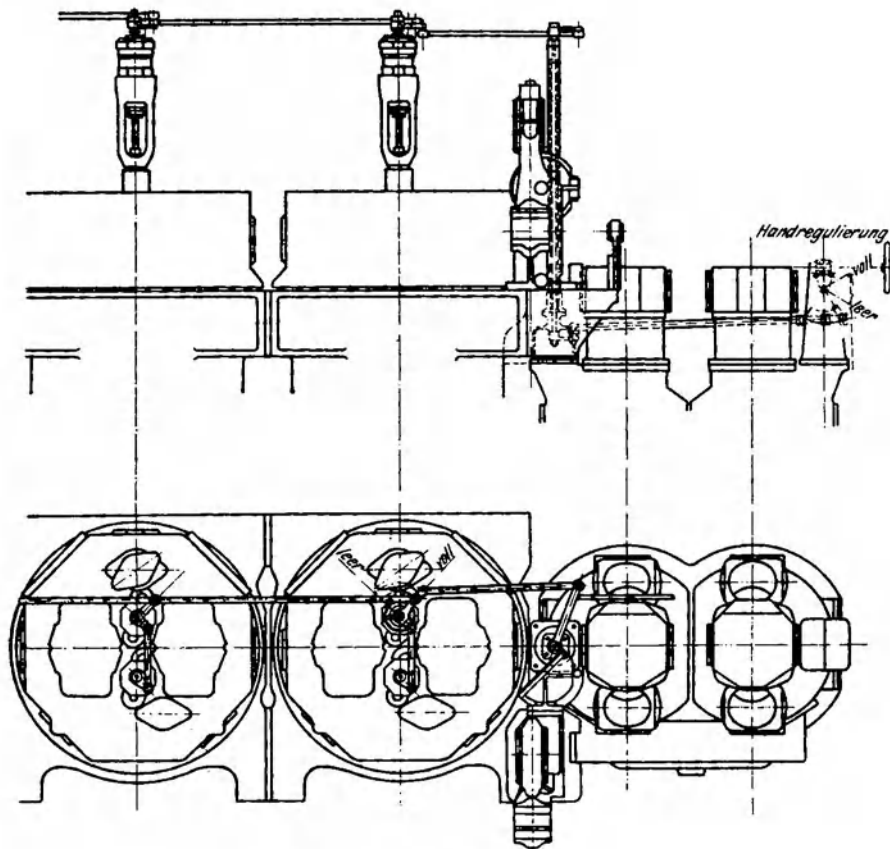


Abb. 12.

maschinen mit einer Leistung von 1300 PS 12 Zylinder vorsieht, im Gegensatz zu deutschen Maschinen, wo man erst bei Leistungen über 1800 PS und da aus anderen Gründen, zu mehr als 6 Zylindern überging, so ist es wahrscheinlich, daß die mechanische Zerstäubung bei größerem Zylinderdurchmesser und hohem mittleren Druck eine nicht mehr genügende Verteilung des Brennstoffes und schlechte Verbrennung ergibt. Denn es unterliegt keinem Zweifel, daß die Einblaseluft neben der besseren Zerstäubung auch noch eine bessere Verteilung dadurch ergibt, daß sie sich infolge des Druckunterschie-

des auf das 2 bis 3 fache Volumen ausdehnt. Eine weitere verbessernde Wirkung liegt in der hohen Geschwindigkeit, die das durch das Brennstoffventil eingeführte Brennstoff-Luftgemisch erreicht, im Gegensatz zu dem rein mechanisch eingeführten Brennstoff. Diese Überlegungen werden am einfachsten durch nachstehenden zahlenmäßigen Vergleich beleuchtet, der sich auf eine 1700-PS Viertakt-U-Bootsmaschine Nr. 14 bezieht. Bei dieser Leistung und einer minutlichen Drehzahl $n = 370$ ist der gemessene Brennstoffverbrauch pro PS — st 210 g, der Einblaseluftverbrauch etwa 550 g, der Einblasedruck im Brennstoffventil 85 kg/cm^2 , der Kompressionsdruck 32 kg/cm^2 . Für eine Zündung und Brennstoffnadel ist dann das Gewicht der verbrauchten Brennstoffmenge 2,68 g, dessen Volumen bei einem spez. Gewicht des Treiböls von $0,9 \text{ kg/l}$ etwa 3 ccm, das Gewicht der verbrauchten Luftmenge etwa 7 g, dessen Volumen bei 85 kg/cm^2 und 40° C (im Brennstoffventil) etwa 74,5 ccm, dessen Volumen bei etwa 34 kg/cm^2 und 600° C (im Zylinder) etwa 510 ccm, das Volumenverhältnis

	Einblaseluft
	Brennstoff
im Brennstoffventil . . .	etwa 25.

Während beim Einblasen mit Luft ein Brennstoffluftgemisch von 77,5 ccm bei jeder Zündung eingeführt wird, so bei der Druckeinspritzung nur ein Brennstoffvolumen von 3 ccm. Im ersten Fall beträgt die Geschwindigkeit des eingeführten Gemisches etwa 270 m/sec . Will man bei der Druckeinspritzung ebenfalls Gleichdruckdiagramme erhalten, also den Brennstoff während der gleichen Zeit einführen, so müssen die Bohrungen der Düsen etwa $\frac{1}{25}$ des Querschnittes gegenüber Luftenblasung erhalten. Statt der bei Luft verwendeten 6-Lochdüsen mit 2,2 mm Bohrung würde man 6-Lochdüsen mit 0,45 mm Bohrung anwenden müssen. Hieraus erkennt man, welche Schwierigkeiten dem Verfahren anhaften, die zweifellos weit über die Schwierigkeiten mit dem Kompressor hinausgehen, Schwierigkeiten, die übrigens durch die Anwendung von 3 und 4 Verdichtungsstufen vollständig überwunden sind (s. IV., 4.).

c) Die Einspritzung durch Zündung eines Teils des eingeführten Brennstoffes in einer besonderen Kammer (Retorte) ist nicht neu. In dem D. R. P. 238 832 vom 22. 7. 1908 der Gasmotorenfabrik Deutz ist dieses Verfahren in einer grundlegenden Form beschrieben worden. Steinbecker hat es dann in jahrelangen, sehr mühevollen Versuchen modifiziert und so verbessert, daß es zunächst für Motoren kleiner und mittlerer Zylinderleistung, auch für

schwer zündliche Brennstoffe, anwendbar erscheint. Das Verfahren ist gemäß dem jetzigen Stand der Versuche Steinbeckers etwa folgendes (vgl. Abb. 13):

Durch die im Zylinderdeckel angeordnete Brennstoffpumpe wird der Brennstoff etwa 3° vor Erreichung des Totpunktes in den Schußkanal eingeführt. Ein Teil des Brennstoffes gelangt mit der noch strömenden Luft in

Steinbecker-Motor 60 PSe stehend, Viertakt, Längsschnitt.

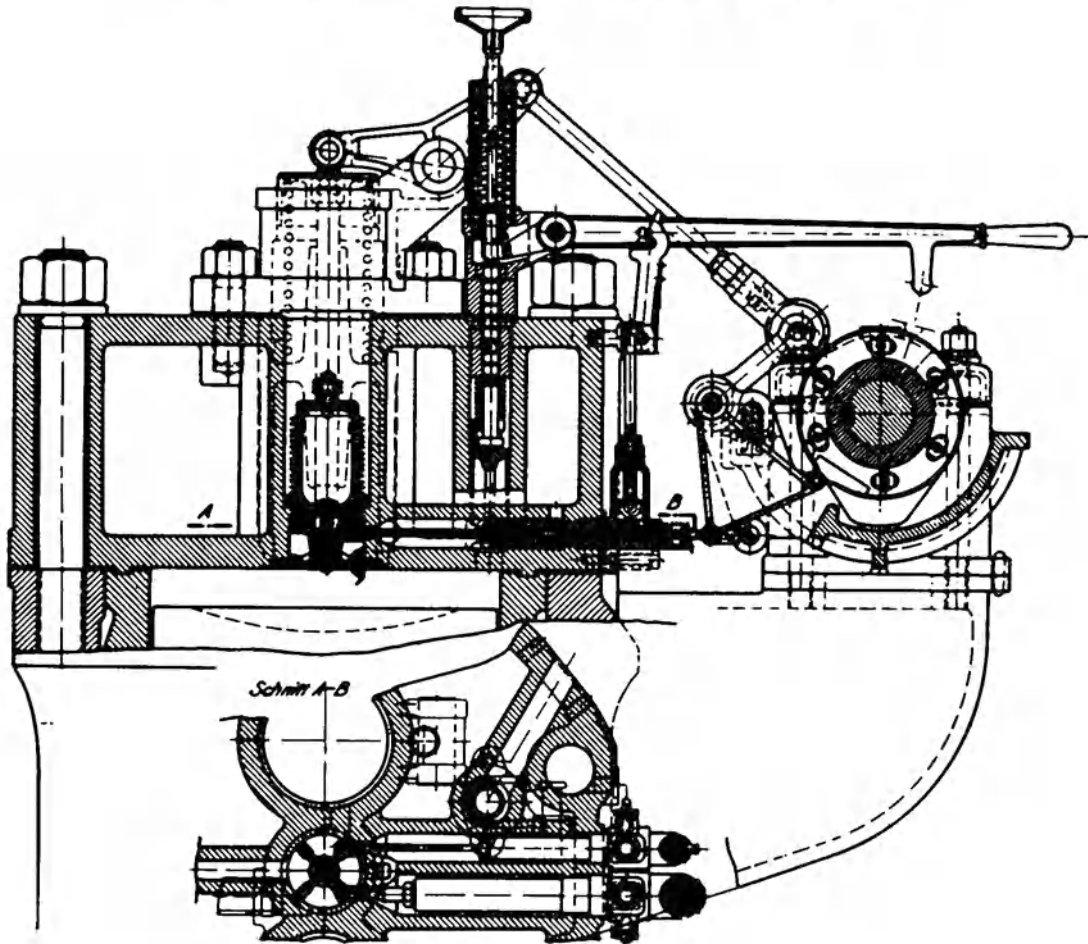


Abb. 13.

die Retorte, die mit hochehitze Luft von 30 at — einige at kleiner als die Kompression — angefüllt ist, entzündet sich dort, so daß der Druck auf etwa 65 at steigt. Die Drucksteigerung in der Retorte bewirkt kräftiges Einblasen des durch die Pumpe in den Schußkanal eingepreßten Brennstoffes. Gegenüber der Druckeinspritzung ist also eine erhöhte Wirkung vorhanden. Die Ver-

brennung ist daher, selbst bei höheren mittleren Drücken genau so gut, wie bei der Druckluft einspritzung. Bei Verwendung schwer zündlicher Brennstoffe, wie Teeröl, ist neben dieser Einrichtung noch eine Zündölpumpe im Zylinderdeckel vorhanden, die eine geringe Treibölmenge unmittelbar vor der Hauptmenge mechanisch in den Zylinder zerstäubt. Es liegt hier die gleiche Wirkung wie bei dem bekannten Zündölverfahren vor. Das Verfahren ist bei Zwei- und Viertaktmaschinen anwendbar. Der Fortfall des Kompressors, des Brennstoffventils sowie der Einblaseflasche mit ihren Ventilen und Leitungen ist als ein Vorteil anzusehen, der bei Maschinen kleiner Leistung und geringer Zylinderzahl eine nicht unbeträchtliche Verbilligung bewirkt.

Anlaß-Diagramm des Steinbecker-Motors.

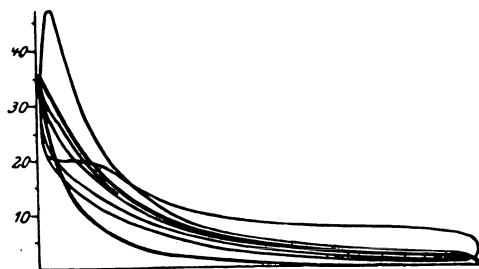


Abb. 14.

Diagramm für Leerlauf des Steinbecker-Motors.

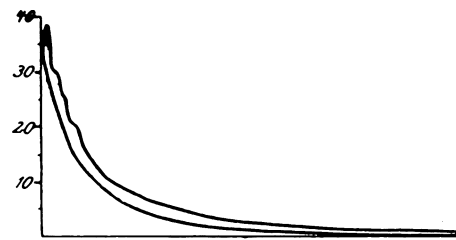


Abb. 16.

Diagramm für Normallast des Steinbecker-Motors.

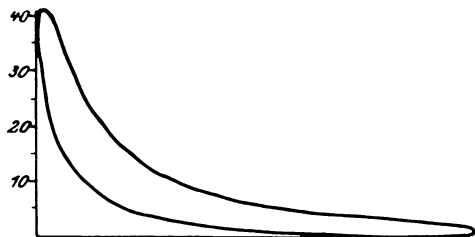


Abb. 15.

Diagramm der Retorte des Steinbecker-Motors.

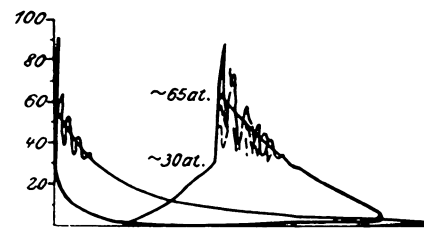


Abb. 17.

Wegen der Einzelheiten sei auf die Veröffentlichung Steinbeckers¹⁸⁾ verwiesen.

Die Abb. 14 bis 17 zeigen eine Reihe von Diagrammen, die an einer bei der Hannoverschen Maschinenbau A.-G. vormals Georg Egestorff aufgestellten Versuchsmaschine genommen sind. Abb. 14 ist ein Anlaßdiagramm, Abb. 15 ein Diagramm für Vollast, Abb. 16 ein Diagramm für Leerlauf, beide mit einem schweren Teeröl als Brennstoff. Abb. 17 ist das Diagramm der Retorte selbst. Die Verbrennung war bei allen Belastungen unsichtbar.

Die günstigen Ergebnisse der letzten Versuche haben die Firmen Krupp und Ehrhardt & Sehmer veranlaßt, mit der Deutschen Automobil-Construktions-Gesellschaft, Berlin, als der Inhaberin der Steinbecker-Patente, einen Lizenzvertrag abzuschließen zwecks Verwertung der Steinbecker-Einrichtungen an Ölmaschinen aller Art.

II. Die thermischen Probleme.

1. Die Wärmebeanspruchung.

Man hat vielfach, insbesondere im Gasmaschinenbau, versucht, die Wärmebeanspruchungen von Zylindern und Zylinderdeckeln zu berechnen. Besonders erfolgreich sind diese Bestrebungen nicht gewesen, man war vielmehr im allgemeinen auf Erfahrungen angewiesen. So hat man festgestellt, daß Wärmerisse an Stellen starker Materialanhäufung bzw. schlechter Kühlung aufgetreten sind. Man ist dann dazu übergegangen, Materialanhäufungen zu vermeiden und die Kühlung durch gute Wasserführung und entsprechende Querschnittsbemessungen zu verbessern. Weitere Verbesserungen sind auch dadurch erzielt worden, daß man die betreffenden Maschinenteile zerlegte, um den einzelnen Teilen eine ungehinderte Ausdehnung zu ermöglichen. Abb. 5 und 18 zeigen diesen Grundsätzen entsprechende Konstruktionen von Kolben der Germaniawerft für die 1150-PS Zweitakt- und 1700-PS Viertaktmaschinen von U-Booten bzw. U-Kreuzern. Die Kolbenoberteile bestehen aus Stahl. Abb. 19 gibt den Kolben einer stationären Maschine nach der der Germaniawerft geschützten Konstruktion wieder.

Neuere Bestrebungen gehen dahin, bei besonders hoch beanspruchten Teilen größerer Maschinen besondere Wasserkammern oder Kühlringe einzubauen. In den D. R. P. 286 319, Abb. 20, und D. R. P. 293 034, Abb. 21, sind z. B. der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg solche Konstruktionen geschützt. Die Germaniawerft baut bei großen Zweitaktmaschinen Wasserkammern nach Abb. 22 ein. Solche Wasserkammern machen aber die Maschinen insbesondere dann sehr kostspielig, wenn sie aus geschmiedetem Material bestehen.

Ein einfaches Kriterium für die zu erwartenden Wärmebeanspruchungen bzw. die Wahl einer dieser Beanspruchung Rechnung tragenden Konstruktion scheint mir der schon mehrfach herangezogene Wert der stündlich pro qm der Verbrennungsraumoberfläche ins Kühlwasser übergehenden Wärmemenge zu sein. Junkers hat in seinem Vortrag vor unserer Gesellschaft¹⁹⁾

unter Oberfläche des Verbrennungsraumes nur diejenige des Totraumes verstanden. Richtiger erscheint es mir, darunter diejenige Oberfläche zu ver-

Schnitt durch eine 1700 PSe Viertakt-Ölmaschine Nr. 14 für U-Boote mit Arbeitskolben und Gelenken für Ölkühlung.

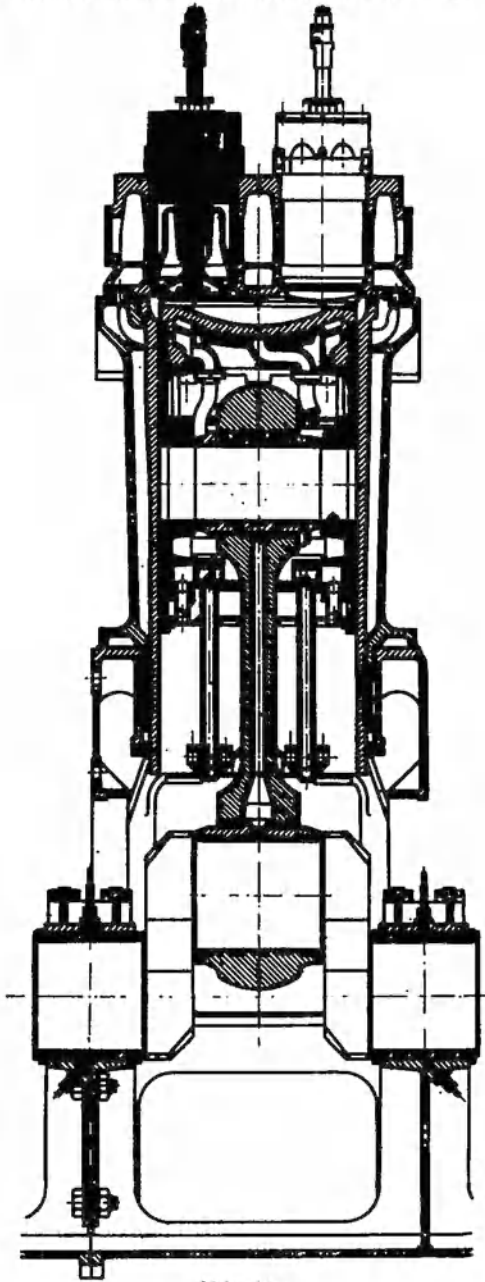


Abb. 18.

Kolben mit pilzförmigem Einsatz. Bauart der Germaniawerft.

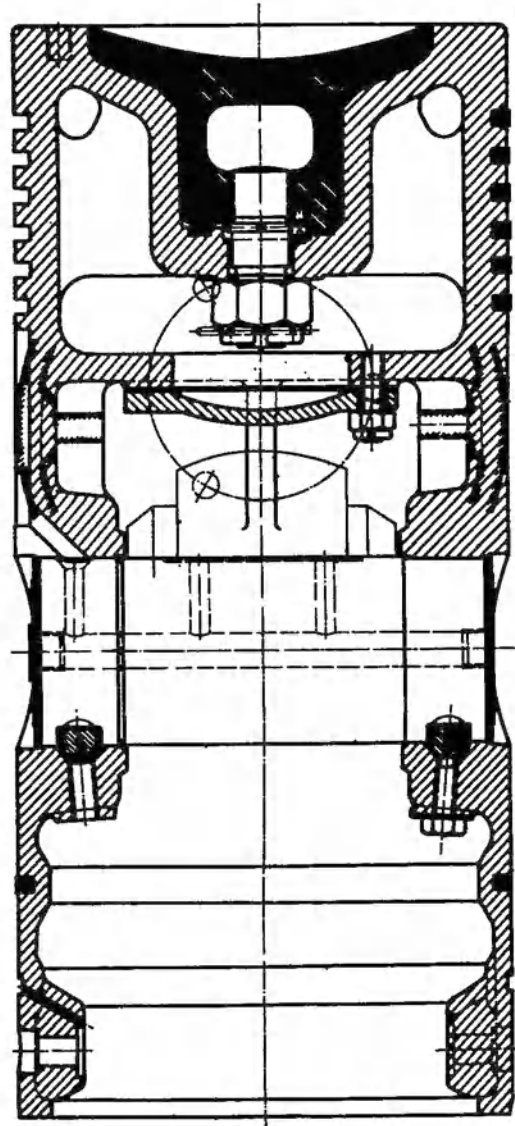


Abb. 19.

stehen, die durch Kolbenboden, Zylinderwand und Zylinderdeckel im Augenblick des Schließens der Brennstoffnadel gebildet wird, denn theoretisch wird

erst in diesem Augenblick die höchste Temperatur erreicht. Dabei bleibt allerdings ein Nachbrennen außer acht, ebenso ein frühzeitiger Schluß der Verbrennung, wenn nämlich der Einspritzvorgang schon vor Schluß der

Zylinder-Deckel mit Wasserkammer.
Bauart der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg.

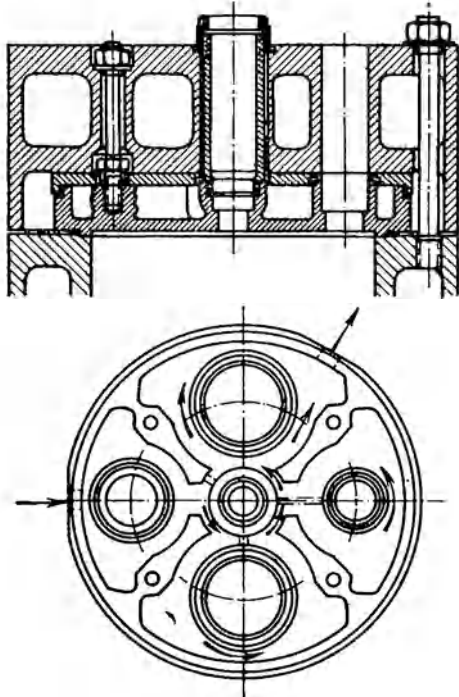


Abb. 20.

Zylinder mit KÜhrling.
Bauart der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg.

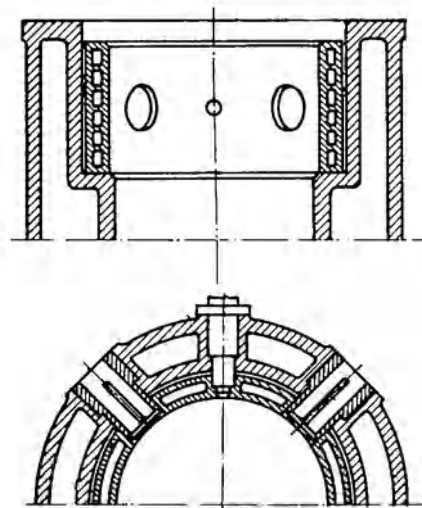


Abb. 21.

Brennstoffnadel beendet war, z. B. bei niedrig belasteten Maschinen. Da es sich aber hierbei lediglich um einen Vergleichs- und keinen Absolutwert handelt, so kommt es auf Feinheiten nicht an.

Bedeutet

- N_e die effektive Leistung der Maschine in PS.
- D der Durchmesser des Zylinders in m,
- H der Kolbenhub in m,
- n die minutliche Drehzahl,
- V_{sec} das sekundliche Hubvolumen in m^3 ,
- p_e der effektive mittlere Druck in kg/m^2 ,
- O die oben definierte Verbrennungsraumoberfläche in m^2 .

346 Alt, Probleme der Ölmaschine und ihre Entwicklung auf der Germaniawerft in Kiel.

- Q die stündliche, durch die Verbrennungsraumoberfläche O hindurchtretende Wärmemenge im WE,
q die stündlich pro PS durch die Verbrennungsraumoberfläche hindurchtretende Wärmemenge in WE,

Zylinderdeckel mit Wasserkammer. Bauart Germaniawerft.

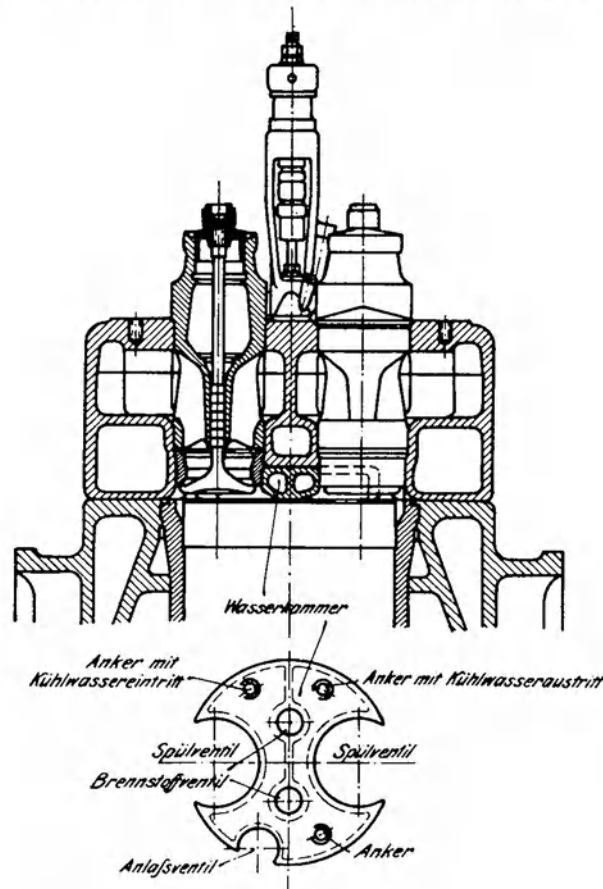


Abb. 22.

- q_0 die stündlich pro m^2 durch die Verbrennungsraumoberfläche hindurchtretende Wärmemenge in WE,
und weiter

$$\frac{H}{D} = x,$$

- αH die Höhe des zylindrischen Verbrennungsraumes bei Schluß des Brennstoffventils,
dann ergibt sich, falls man den Verbrennungsraum idealisiert als Zylinder auf-

faßt, der durch den Kolbenboden, den Zylinderdeckel und die Mantelfläche $\alpha \pi DH$ begrenzt ist,

$$O = 2 \cdot i_1 \cdot \frac{\pi D^2}{4} (1 + 2 \alpha \cdot z)$$

($i_1 = 1$ für einfachwirkenden Zweitakt und Viertakt,

$i_1 = 2$ für doppeltwirkenden Zweitakt und Viertakt),

$$N_e = \frac{i_2 \cdot n \cdot p_e}{4500} \cdot z \cdot \frac{\pi D^3}{4}$$

($i_2 = 1/2$ für einfachwirkenden Viertakt,

$i_2 = 1$ für einfachwirkenden Zweitakt und doppeltwirkenden Viertakt,

$i_2 = 2$ für doppeltwirkenden Zweitakt),

$$Q = q \cdot N_e$$

$$q_0 = \frac{Q}{O} = \frac{q \cdot N_e}{O}$$

oder

$$q_0 = 9000 \cdot i_1 \cdot \frac{i_2 \cdot z}{(1 + 2 \cdot \alpha \cdot z)} \cdot q \cdot n \cdot D \cdot p_e \quad \dots \quad (1)$$

Die Formel (1) zeigt, daß der gesuchte Vergleichswert für die Wärmebeanspruchung q_0 (von α , z , i_1 und i_2 abgesehen) direkt proportional ist q , n , D und p_e , wie man es vermutet und erwartet hat. Nun ist q , soweit sich nach den vorliegenden Versuchen beurteilen läßt, für Vollast, worauf es zunächst ankommt, ziemlich unabhängig von i , n , D , p_e . Darin braucht noch keine Gesetzmäßigkeit zu liegen; vielmehr wird die wahrscheinlich vorhandene Veränderlichkeit mit diesen Größen so ausgeglichen, daß q selbst sich nicht wesentlich ändert.

Außerdem darf nicht außer acht gelassen werden, daß bei Messung der durch das Kühlwasser abgeführten Wärmemengen nicht lediglich die durch die Wand des Verbrennungsraumes hindurchgehenden Wärmemengen bestimmt werden. Bei Viertaktmaschinen mit im Kühlraum des Zylinderdeckels liegendem Auslaßkanal geht ein nicht unbeträchtlicher Teil der Wärme aus dem mit hoher Geschwindigkeit hindurchströmenden Auspuffgasen an das Kühlwasser über.

Auch hinsichtlich der Größe der Maschine scheint keine wesentliche Abhängigkeit zu bestehen, vorausgesetzt, daß n nicht zu sehr verschieden und p_e konstant ist. Hopkinson²⁰⁾ hat diese Tatsache bei seinen Versuchen, Gasmaschinen durch Wassereinspritzung zu kühlen, ebenfalls bestätigt gefunden und es gemäß der neuesten Entwicklung der Theorie der Gasmaschine dahin erklärt, daß der Wärmeverlust durch Strahlung sich mit der Tiefe der Flamme sehr vermehrt, so daß der Wärmeübergang an die Wand bei einer

großen Maschine größer ist als bei einer kleinen, obgleich die Flammentemperatur etwa dieselbe ist.

In der Tabelle II ist für eine Reihe von der Germaniawerft gebauter Maschinen teils unter Verwendung gemessener Werte die stündlich pro m² Verbrennungsraumoberfläche hindurchtretende Wärmemenge q_0 angegeben. Bei Festsetzung von q ist dabei angenommen, daß von der gesamten im Zylinder abgeführten Wärme die Hälfte durch die zylindrische Begrenzung der Verbrennungsraumoberfläche hindurchgeht, was allerdings eine ziemlich willkürliche Schätzung ist, die jedoch, da es sich bei q um einen Vergleichswert handelt, mit in den Kauf genommen werden kann.

Wie man aus der Tabelle erkennt, sind bei den bisher gebauten U-Boot-Maschinen etwa gleicher Leistung die Werte von q_0 bei Zweitakt nur um etwa 20 % größer als bei Viertakt. Dies liegt darin, daß die mittleren indizierten Drücke für Zweitakt wesentlich niedriger sind als für Viertakt. Wenn nämlich q für Zwei- und Viertakt gleich ist, so muß, wie aus Gleichung (1) hervorgeht, q_0 für gleiches p_e bei Viertakt halb so groß sein als bei Zweitakt.

Es ist nun wertvoll, die Formel (1) an Hand der Erfahrungen als Kriterium für den Bau von Maschinen zu benutzen.

Bei den 300-KW-Dieseldynamos Nr. 11, die in großer Zahl als U-Boots-Maschinen verwendet wurden, hat sich gezeigt, daß einteilige Kolben aus Gußeisen zum Reißen neigen und auch sonst Schwierigkeiten, z. B. bei dem oberen Treibstangenlager, auftreten, die auf das Fehlen der Kolbenkühlung zurückzuführen sind. Nun ist bei diesen Maschinen $q_0 \sim 140\,000$ WE/m²-st. Man wird also wesentlich unter diesem Wert bleiben müssen, wenn man auf Kolbenkühlung verzichten will. Nimmt man als Grenze $q_0 = 100\,000$ WE/m²-st., so erhält man aus (1), wenn man für $q = 500$, $\alpha = 0,25$, $\kappa = 1$ bzw. 1,5 zugrunde legt,

$$n \cdot D \cdot p_e = \frac{i_1}{i_2} \cdot 270 \text{ bzw.}$$

$$n \cdot D \cdot p_e = \frac{i_1}{i_2} \cdot 210 \text{ (} p_e \text{ in kg/cm}^2 \text{)}.$$

Für eine U-Boots-Viertaktmaschine Nr. 12, $n = 400$, $D = 0,35$ m, $\kappa = 1$, $i_1 = 1$, $i_2 = \frac{1}{2}$, ergibt sich $p_e = 3,86$, also gegenüber einem normalen $p_e = 5,2$ eine um 35 % kleinere Leistung. Eine Handelsschiffs-Viertaktmaschine Nr. 17, $n = 120$, $D = 0,65$, $\kappa = 1,5$, könnte hiernach noch mit einem mittleren Druck, $p_e = 5,38$ kg/cm², ohne Kolbenkühlung betrieben werden. Dieser Wert erscheint nach den bisherigen Ausführungen hoch. Eine Zweitaktmaschine gleicher Abmessungen könnte nur ein $p_e = 2,69$ kg/cm² haben, würde also

Tabelle II. Wärmebelastung von Zwei- und Viertakt-Ölmaschinen der Germaniawerft

Leistung, Maschinenart, Nr. der Tabelle im Anhang	Effektive Drehzahl in PSe	Mittlerer Druck in kg/cm ²	Wärme- menge q in WE/PS-st in WE/m ²	Wärme- belastung q ₀	Bemerkungen
Zweitakt					
925 PSe Ubootsmaschine Nr. 3	925	3,92	550	264000	Keine Messungen
1150 " " Nr. 5	1140	4,02	560	279000	
1650 " " Nr. 6	1650	4,45	550	302000	Keine Messungen
1450 " " Nr. 7	1450	4,40	550	324000	" "
1750 " Handelsschiffsmaschine Nr. 10	1750	4,20	550	163000	" "
Viertakt					
450 PSe Ubootsmaschine, Dieseldynamo Nr. 11	450	5,0	500	144000	Ungekühlte Kolben, keine Messung.
1200 " " Nr. 13	1200	6,25	550	245000	Keine Messungen
1700 " " Nr. 14	1700	5,92	550	244000	" "
1450 " " Nr. 15	1450	5,95	550	275000	" "
225 " Dieseldynamo Nr. 16	225	4,94	512	117500	Ungekühlte Kolben
1250 " Handelsschiffsmaschine Nr. 17	1250	4,72	500	91000	Keine Messungen
800 " Ortsfeste Maschine Nr. 19	909*)	4,98	390	90500	Ungekühlte Kolben

*) Ohne Kompressor.

auch keine größere Leistung ergeben. Handelsschiffs-Zweitaktmaschinen größerer Leistung ohne Kolbenkühlung kommen daher nicht in Frage. Der Fortfall der Kolbenkühlung ist bei Viertaktmaschinen nur mit einer Kolbenkonstruktion möglich, die eine starke lokale Erwärmung verträgt, wie etwa die der Germaniawerft, Abb. 19.

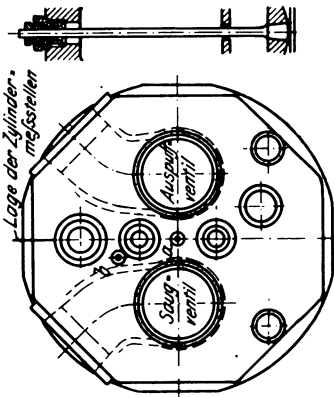
Bei Zwei- und Viertakt-U-Boot-Maschinen sind einige einteilige, gekühlte Kolben aus Gußeisen gerissen, und zwar bei einer Wärmebelastung $q_0 > 240\,000$ WE/m²-st. Dieser Wert ist also als Grenze zu betrachten; bei allen höher belasteten U-Boot-Maschinen wird man die Kolben zweiteilig, entsprechend den Abb. 5 und 18, mit Oberteilen aus Stahl ausführen. Bei dauernd voll belasteten Handelsschiffsmaschinen wird man die Grenze noch niedriger legen, vielleicht etwa bei $q_0 = 200\,000$. Die Grenze, von der an sich die Anwendung besonderer gekühlter Kammern oder Kühlringe empfiehlt, liegt heute noch nicht fest; es scheint aber, als ob bei Überschreitung des Wertes $q_0 = 300\,000$ eine normale Lebensdauer mit einteiligen Zylinderdeckeln nicht mehr gewährleistet werden kann.

Bei dem hier angestellten Vergleich ist gleiche Konstruktion und gleiches Material Voraussetzung. Es ist sehr wohl möglich, daß man durch zweckentsprechende Bemessung der Wandstärken und gute Wasserführung Komplikationen, die mit geteilten Zylinderdeckeln und Kolben verknüpft sind, auch bei hoher Wärmebeanspruchung vermeidet. Beim Vergleich gleichartiger Konstruktionen von Maschinen verschiedener Abmessungen kann aber die Gleichung (1) wertvolle Dienste leisten.

Als weitere Hilfsmittel zur Beurteilung von Wärmebeanspruchungen können die Untersuchungen von Rehfus²²⁾ und die Messungen von Wandtemperaturen nützlich sein. Auf der Germaniawerft sind von Dr.-Ing. Daiber an den verschiedensten Maschinen mit Thermoelementen solche Messungen von Wandtemperaturen ausgeführt worden. Es würde zu weit führen, die Einzelheiten dieser Untersuchungen und deren Ergebnisse hier anzuführen. Viele Messungen konnten auch nicht systematisch durchgeführt werden, weil nur kurze Zeit während der Abnahmeerprobung zur Verfügung stand. In den Abb. 23 ist die Anordnung der Thermoelemente in dem Zylinderdeckel bzw. dem Zylinder einer 1700-PSe U-Boots-Viertaktmaschine Nr. 14 wiedergegeben. Bei den übrigen Maschinen, an denen Messungen vorgenommen wurden, war die Anordnung eine ähnliche. Die Ergebnisse der Messungen gehen aus den beigedruckten Tabellen hervor.

Temperaturmessungen einer 1700 PSe-Viertakt-Ölmaschine für U-Boote.

a) Zylinderdeckel.



Belastung 398 Volt
 2898 Amp.
 370 n
 1685 PS

Mittlerer indizierter Druck p_i : 9,2 Atm.

Einblasdruck 76 "

Auspuff { Temperatur $\sim 500^\circ \text{C}$.
 Druck $\sim 210 \text{ mm W. S.}$

Druck 1,6 Atm.
 Temperatur E $\sim 33^\circ$
 Temperatur A $\sim 57^\circ$

Zylinderkühlwasser:
 Druck $\sim 2,8 \text{ Atm.}$
 Eintrittstemperatur auf Steuerseite 20°
 Eintrittstemperatur auf Auspußseite 23°
 Temp. hinter Zylinder beim Saugventil 33°
 Temp. hinter Zylinder beim Auspuffventil $35,5^\circ$
 Temp. hinter Auspuffventil-Gehäuse $\sim 46^\circ$
 Temp. hinter Auspuffrohr $\sim 53^\circ$

Abb. 23 a.

b) Zylinder.

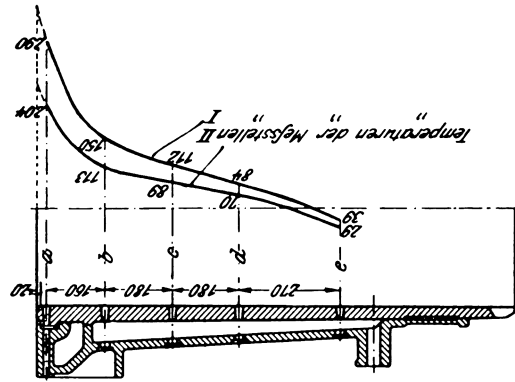


Abb. 23 b.

Messstelle	Temperatur t_1 $^\circ\text{C}$	Entfernung der Meßstellen I u. II $t_1 - t_2$ cm	Temperaturgefälle $t_1 - t_2$ $^\circ\text{C/cm}$
a) I. 1 mm v. Feuerseite	285	3	285 - 141 = 48 $^\circ\text{C}$
II. 3 mm v. Wasserseite	141		
b) I. 1 mm v. Feuerseite	281	3	281 - 143 = 46 $^\circ\text{C}$
II. 3 mm v. Wasserseite	143		

Messstelle	Temperatur t_1 $^\circ\text{C}$	Entfernung der Meßstellen $t_1 - t_2$ cm	Temperaturgefälle $t_1 - t_2$ $^\circ\text{C/cm}$
a) I. 3,5 mm v. Feuerseite	290	4,8	290 - 204 = 18 = 4,8
II. 3,5 mm Außenseite	204		
b) I. 1,5 mm v. Feuerseite	150	3,75	150 - 113 = 10 = 3,75
II. 2 mm v. Wasserseite	113		
c) I. 1,5 mm v. Feuerseite	112	3,15	112 - 89 = 7,3 = 3,15
II. 2 mm v. Wasserseite	89		
d) I. 1,5 mm v. Feuerseite	84	2,45	84 - 70 = 5,7 = 2,45
II. 2 mm v. Wasserseite	70		
e) I. 1,5 mm v. Feuerseite	39	2,45	39 - 25 = 4,1 = 2,45
II. 2 mm v. Wasserseite	29		

An dieser Maschine treten bei Vollast im Zylinder und Zylinderdeckel Wandtemperaturen im Verbrennungsraum von annähernd 300° C auf. Während jedoch das Temperaturgefälle in der Laufbuchse höchstens 18° C beträgt, ist es im Zylinderdeckel 48° C.

Merkwürdigerweise wurden an U-Boots-Viertaktmaschinen höhere Werte als an Zweitaktmaschinen gemessen, im Gegensatz zu den übergehenden Wärmemengen. Es ist jedoch zu beachten, daß die Wandstärken bei den Viertaktmaschinen größer und die mittleren Drücke höher sind als bei den Zweitaktmaschinen.

An Kolben sind die Messungen mit Thermoelementen wegen deren Bewegung schwierig auszuführen. Immerhin ist es gelungen, an einer ortsfesten Maschine Nr. 18 die in Tabelle III letzte Spalte enthaltenen Temperaturen festzustellen.

Tabelle III. Kolbentemperaturen.

Kompressionsdruck	Drehzahl	Leistung PSe	Einblase- druck at	Mittlerer ind. Druck pi kg/cm ²	Brennstoff- verbrauch pro PSe-st in g	Kolben- temperatur
	in der Min.					°C
20	etwa 190	39	50	7,6—7,8	237	etwa 330
28	„ 190	39	58	7,6—7,8	218	„ 350
40	„ 190	39	83	7,6—7,8	217—222	„ 465

Hierzu ist folgendes zu bemerken:

Die Meßstelle lag in der Mitte des ungekühlten, einteiligen, normalen Kolbens, 3 mm von der Feuerseite. Auffallend ist die niedrige Temperatur trotz des hohen Brennstoffverbrauches bei der niedrigen Kompression von 20 at. Die Temperatur der Kolbenmitte ist nicht so sehr abhängig von der Brennstoffmenge als von der Kompression und in erster Linie vom Einblasedruck, wie die ausgedehnten Versuche der Germaniawerft beweisen.

Einfacher ist die Messung unter Anwendung von Metallen mit verschiedenen Schmelzpunkten, z. B. Zink, Blei, Zinn und deren Legierungen. Dadurch kann man die eigentliche Wandtemperatur, die zwischen der Temperatur eines geschmolzenen und eines ungeschmolzenen Metalles oder einer Legierung liegt, ziemlich genau bestimmen. Bei der 1700-PSe-U-Boot-Maschine sind aus den Messungen bei Vollast an einem ölgekühlten Kolben. Abb. 18, etwa in dessen Mitte, folgende Werte ermittelt worden:

Temperatur der feuerberührten Seite 400° C,
„ der ölberührten Seite 190° C

Die Ölablauftemperatur betrug 57° C.

Nach dieser Methode hat man eine erhebliche Abnahme der Temperatur durch eine zwangläufige Führung des Kühlöls mit erhöhter Geschwindigkeit dem Kolbenboden entlang gegenüber der ungeführten Strömung festgestellt.

Auf die Materialfrage möchte ich nur kurz eingehen, da eine er-

Zylinder-Deckel einer Zweitakt-Ölmaschine für U-Boote. Rißbildung.

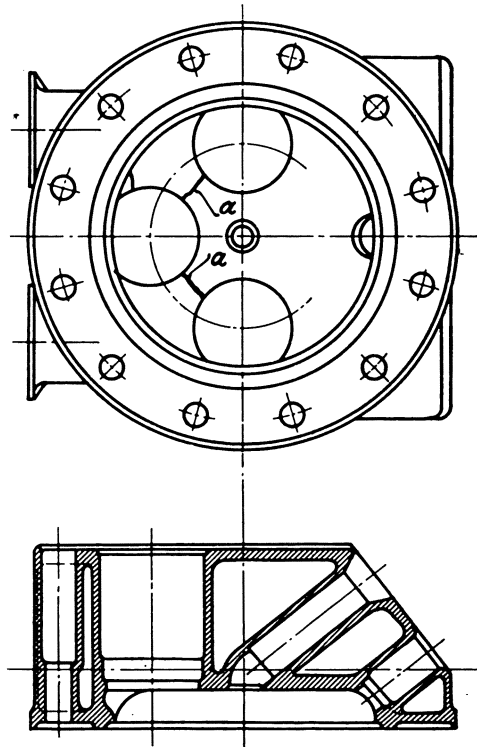


Abb. 24.

schöpfende Behandlung auf Grund des heutigen Standes unserer Kenntnisse an dieser Stelle zu weit führen würde. Bei den von der Germaniawerft gebauten U-Boots-Zweitaktmaschinen Nr. 3 sind Zylinderdeckel aus Bronze von der Zusammensetzung 87 % Cu, 9 % Sn, 4 % Zn in größerer Zahl mehrfach, wie die Abb. 24 zeigt, gerissen.

Abb. 25 gibt die Photographie des gerissenen Deckels auf die Feuerseite gesehen, Abb. 26 des abgesägten Teiles auf den gekühlten Boden gesehen, wieder. In der letzten Abbildung sind die Ablagerungen zu erkennen,

die den Boden oft mit einer mehrere Millimeter starken Schicht überzogen und von dem Mittelmeerwasser stammen (die Boote mit Germaniawerft-Zweitaktmaschinen sind vorwiegend im Mittelländischen Meer gefahren)

Da dies in weiteren Kreisen bekannt ist, so möchte ich hierauf ausführlicher eingehen.

Wenn man die Zugfestigkeit in kg/cm^2 von Bronze und Gußeisen bei zunehmender Temperatur vergleicht, so ergibt sich etwa folgendes:

Temperatur	20°	100°	200°	300°	400°
Bronze*)	2395	2424	2245	1368	625
Gußeisen	2362	2355	2345	2335	2177

**Zylinder-Deckel einer Zweitakt-Ölmaschine für U-Boote mit Rißbildung.
Auf die Feuerseite gesehen.**

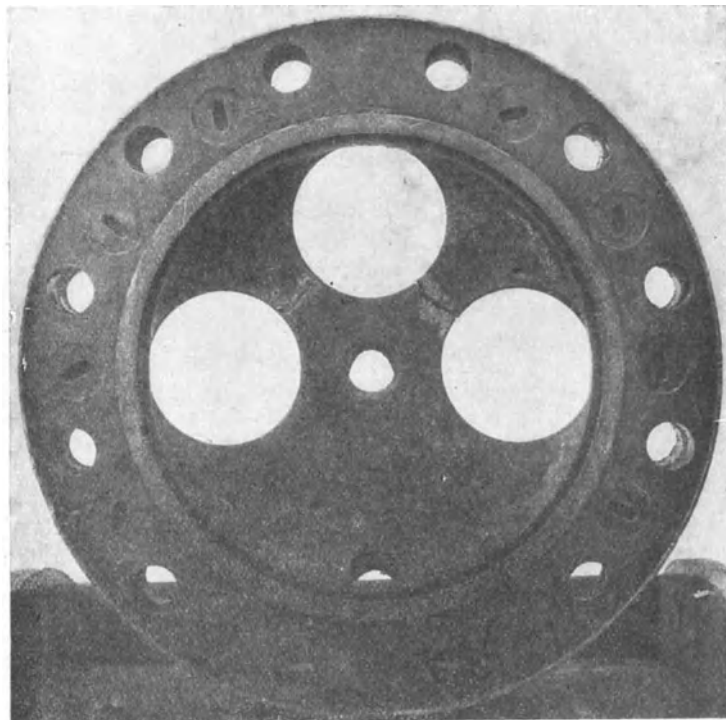


Abb. 25.

Man wird hieraus ohne weiteres den Schluß ziehen, daß Gußeisen gegen hohe Temperaturen widerstandsfähiger ist als Bronze. Nun haben die

*) Diese Werte sind von Bach für eine Bronze der Zusammensetzung: 91,4 Cu, 5,5 % Sn, 2,8 % Zn, 0,3 % P ermittelt worden. Für die bei den Zylinderdeckeln verwendete Bronze liegen Messungen nicht vor. Die Abweichungen dürften auch nur gering sein und jedenfalls die gezogenen Schlüsse nicht beeinflussen.

Messungen von Wandtemperaturen ergeben, daß z. B. bei der Maschine Nr. 5 die höchste Temperatur 200° nur wenig übersteigt; hierbei hat sich aber die Festigkeit der Bronze noch nicht erheblich verschlechtert. Anscheinend ermüdet aber Bronze bei höheren Temperaturen schneller als Gußeisen, sie wird mürbe. Man kommt daher zu der Ansicht, daß Bronze als Material wohl weniger geeignet ist als Gußeisen.

Zylinderdeckel einer Zweitakt-Ölmaschine für U-Boote (durchgesägt).
Ansicht auf die Wasserseite mit Ablagerung.

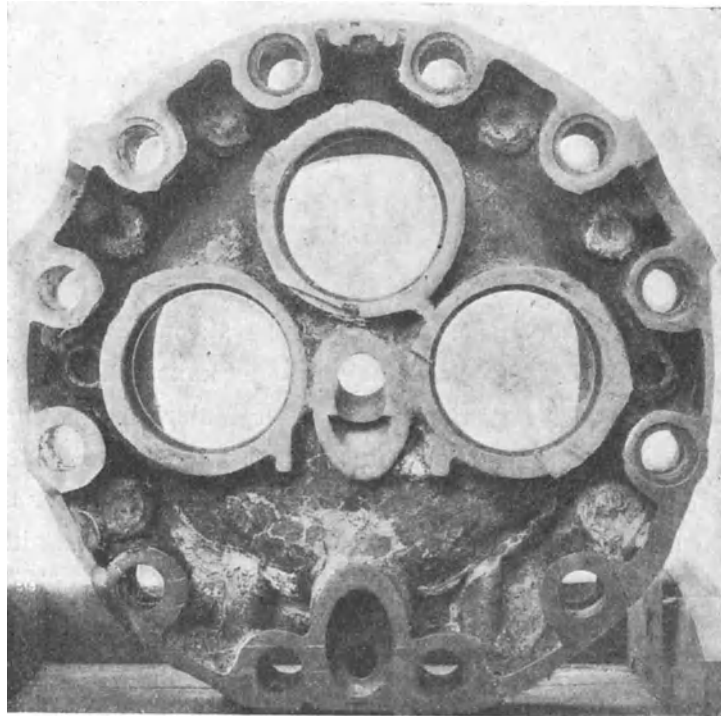


Abb. 26.

Infolge der komplizierten Form der Deckel mit 3 Spülventilen, des geforderten niedrigen Gewichtes, also geringer Wandstärke, der Widerstandsfähigkeit gegen Anfressungen und aus gußtechnischen Gründen hatte man sich zunächst für Bronze entschieden und hatte bis Kriegsausbruch keine Veranlassung, davon abzugehen, weil Risse nicht auftraten. Erst infolge der erhöhten — nicht für möglich gehaltenen — Leistungen unserer U-Boote zeigten sich Risse. Es hat sich aber im Laufe des Krieges, und besonders gegen dessen Ende, gezeigt, daß das frühzeitige Reißen der Zylinderdeckel aus Bronze wohl weniger durch Wärmebeanspruchung, als in erster Linie

durch undichte Sitze der Spülventile eingeleitet oder verursacht wird. Infolgedessen schlagen die Verbrennungsgase unter den Sitzen durch, und es treten starke örtliche Erwärmungen, verbunden mit Nachlassen der Materialfestigkeit, und schließlich Risse ein.

Begünstigt wird dies durch die Schwäche der Deckel infolge der drei Spülventile.

Eine große Anzahl von Deckeln ist zweifellos auch wegen starker Ablagerungen gerissen. Später hat man diese Ablagerungen durch regelmäßiges Ausspülen der Kühlräume mittels verdünnter Salzsäure zu beseitigen versucht.

In der Mitte des Krieges wurde, insbesondere auch wegen Einschränkung des Verbrauchs an Sparmetallen, der Versuch gemacht, Zylinderdeckel nach der gleichen Zeichnung wie für Bronze in Gußeisen auszuführen. Wenn auch die ersten Deckel z. T. gegenüber Bronze eine längere Lebensdauer zeigten, so war sie durchschnittlich jedoch geringer. Da die Risse jedoch nicht nur im Verbrennungsraum auftraten, so mußten sie in anderen Schwächen vermutet werden. Außerdem erwiesen sich schon bei der Herstellung ein hoher Prozentsatz als Fehlgüsse, während dies bei Bronze eine Ausnahme war. Erst nach sehr langwierigen konstruktiven Änderungen, z. T. ganz unbedeutender Art, und geeigneterer Materialverteilung gelang es, die Deckel ohne allzu großen Ausschuß dicht herzustellen. Jedenfalls hatte man erkannt, daß die Herstellung in Bronze bei weitem einfacher und sicherer war. Ob nun diese letzten Deckel aus Gußeisen im Durchschnitt denen aus Bronze wirklich überlegen waren, konnte wegen des Kriegsendes nicht mehr nachgewiesen werden.

Am Schluß dieser Überlegungen möchte ich meine Ansicht dahin aussprechen, daß durch die bisher gewonnenen Erfahrungen und Erkenntnisse und deren folgerichtige Verwertung für die Konstruktion die Gefahr der Wärmerisse vermindert worden ist. Es erscheint möglich, für jede Wärmebelastung diejenige Konstruktion auszuwählen, die eine genügende Lebensdauer verbürgt. Dadurch ist man auch der Lösung des Problems der Überlastung nähergekommen (s. II., 5.).

2. Die Kühlung durch Wasser, Schmieröl, Luft.

Über Kühlung ist in den vorhergehenden Abschnitten schon einiges gesagt worden.

Die Kühlwassermengen, die man bei den einzelnen Maschinenarten: Zweitakt, Viertakt, schnellaufend, langsamlaufend braucht, sind ziemlich

genau bekannt. Bei Schiffsmaschinen mit Seewasserkühlung muß man, um Ablagerungen zu vermeiden, unter einer bestimmten Höchsttemperatur des Kühlwassers (etwa 50°) bleiben, die von der Zusammensetzung des Seewassers abhängt (s. III., 3.). Aber auch bei ortsfesten Maschinen darf die Temperatur aus gleichen Gründen nicht zu hoch werden; die Zusammensetzung des Wassers ist hierfür bestimmend.

Die Abhängigkeit der abgeführten Wärmemengen von der Kühlwassermenge bei gleicher Zuflußtemperatur ist bei einer 150-KW Diesel-Dynamo Nr. 16 unter gleichzeitiger Messung der Wandtemperaturen mittels Thermoelementen für verschiedene Leistungen und Drehzahlen festgestellt worden.

Die Ergebnisse sind in Tabelle IV enthalten:

Tabelle IV.

Versuche mit verschiedenen Kühlwassermengen an der 150 Kw Dieseldynamo Nr. 16.

Nr. des Versuchs	Effektive Leistung PSe/Zyl.	In-dizierte Leistung PSi/Zyl.	Drehzahl hierbeider Min.	Mittlerer eff. Druck in kg/cm ²	Mittlerer ind. Druck in kg/cm ²	Kühlwasser			Wandtemperaturen auf der Feuerseite in °C		
						Menge in l/PSe.st	Temperatur		Minutl. entzogene Wärme aus Zyl. Deckel u. Auslaßventil in WE	29 mm aus Mitt.	72 mm aus Mitt.
							vor Zyl. °C	hinter Auslaßventil °C			
1	~ 40	61,4	400	5,2	8,03	~ 20	5,2	35,8	416	~ 209	~ 184
2	~ 32	47,6	300	5,6	8,32	~ 25	5,6	27,6	296	~ 190	~ 175
3	~ 23	33,0	200	6,0	8,65	~ 35	6,7	26,3	262	~ 185	~ 168
4	~ 41	62,3	400	5,4	8,15	~ 8	6,0	70,6	362	~ 232	~ 206
5	~ 21	31,1	200	5,5	8,15	~ 16	5,3	48,6	247	~ 180	~ 165

gemessen im Mittelschnitt zwischen Auslaß- u. Einlaßventil.

Es zeigt sich, daß bei Ermäßigung der Kühlwassermenge auf etwa den 2,5. Teil die minutlich abgeführte Wärmemenge um 15 % niedriger ist, während die Wandtemperatur um etwa 10 % steigt. Das Wärmegefälle in der Wand ist nahezu das gleiche, also auch die Wärmebeanspruchung. Da nun die Kühlwassertemperatur im Zylinderdeckel, mithin an der Meßstelle des Thermoelementes, im Mittel etwa doppelt so hoch ist: 26,0° gegen 53° bei geringerer Kühlwassermenge, so erkennt man, daß die Erhöhung der Kühlwassertemperatur die Materialbeanspruchung nicht wesentlich steigert.

Der Einfluß der Wassergeschwindigkeit auf die abgeführte Wärmemenge ist von Rehus²²⁾ an Hand der bisherigen Veröffentlichungen besprochen worden.

Es zeigt sich, daß mit zunehmender Strömungsgeschwindigkeit des Kühl-

wassers entlang der zu kühlenden Wand bis 1 m/sec ein stark anwachsender Wärmeübergang vorhanden ist. Bei Wassergeschwindigkeiten über 2 m/sec nimmt die Wärmeaufnahme jedoch nur noch mäßig zu. Nun ist aber bei gewöhnlichen Maschinen die Strömungsgeschwindigkeit meist weniger als 0,1 m/sec. Will man diese Geschwindigkeit vermehren, so sind besondere

Gelenke für Ölkühlung einer 1700 PSe Viertakt-Ölmaschine für U-Boote.

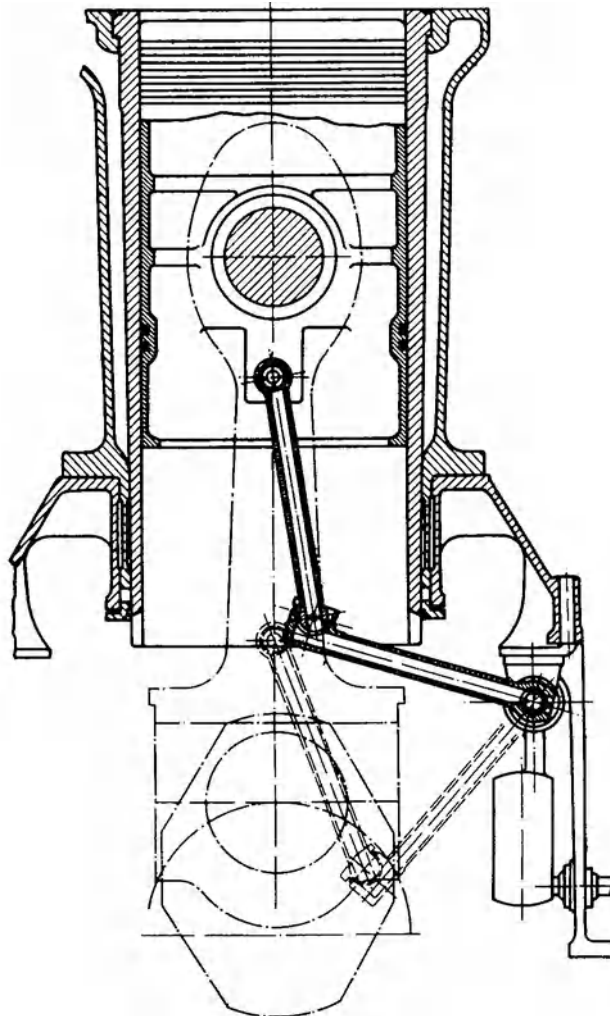


Abb. 27.

Einbauten zur Führung des Kühlwassers nötig, oder man muß das Wasser an die Stellen, wo man vermehrte Kühlung haben möchte, durch besondere Rohrleitungen führen. Messungen über den Einfluß erhöhter Wassergeschwindigkeit an Maschinen selbst scheinen zu fehlen. Es sind nur die schon erwähnten Messungen an ölgekühlten Kolben gemacht worden, die

jedoch den zahlenmäßigen Einfluß nicht erkennen lassen. Die oben aufgeführten Versuche an der 150-KW Diesel-Dynamo Nr. 16 sind zur Beurteilung der Frage nicht geeignet, weil neben der Wassergeschwindigkeit auch die Kühlwassermenge geändert worden ist. Die Erfahrungen an ausgeführten Maschinen beweisen jedoch, daß durch zwangläufige Führung des Kühlwassers die Lebensdauer der durch Wärme beanspruchten Maschinenteile erhöht werden kann.

Für Kolben hat sich bei schnellaufenden Maschinen mit Preßschmierung und geschlossener Bauart die Ölkühlung der Wasserkühlung überlegen gezeigt. Die befürchtete Koksbildung im Kolbenkühlraum am heißen Kolbenboden hat man durch niedrige Öltemperaturen (also große Ölmengen) und hohe Ölgeschwindigkeiten an dem Kolbenboden (zwangläufige Führung) vermieden. Die Zuführung des Öles geschieht, da es auf Dichtigkeit nicht ankommt, durch Gelenke, deren Anordnung im Kurbelraum keine Schwierigkeiten bietet, Abb. 27.

Bei Wasserkühlung haben sich selbst bei Süßwasser Anfressungen und Rostbildungen (s. III., 2.) eingestellt. Für die Zuführung des Wassers kommen bei geschlossener Bauart nur die Posaunen (außenliegende Posaunen, s. Abb. 6) in Betracht. Gelenke sind nur anwendbar, wenn genügend Raum für die bei Gasmaschinen erprobte Bauart mit reichlicher Stopfbuchse und von ihr getrenntem Lager vorhanden ist und kein Wasser ins Schmieröl gelangen kann. Für Handelsschiffsmaschinen sind daher Posaunen vorzuziehen.

Für die in Kolben von U-Boots-Maschinen abgeführten Wärmemengen und die erforderlichen Mengen an Kühlmittel möchte ich folgende Werte angeben:

Maschinenart und Leistung	Nr. der Tabelle	Pro PSe-st im Kolben abgeführte Wärmemenge in WE	Kühlmittel	Pro PSe-st erforderliches Kühlmittel in l
Zweitakt 1150 PSe	5	238—252	Süßwasser	15 *)
Viertakt 1700 PSe	14	117—124	Schmieröl	20 **)

Die Luftkühlung ist für Kolben bisher nur vereinzelt angewendet worden. Will man große Ölverluste, die bei einfacher Ventilation des Kurbelraumes eintreten würden, vermeiden, so muß man die Luft durch

*) Durch Seewasser rückgekühlt.

**) Einschließlich Lageröl.

Tauchrohre oder Gelenke zu- und abführen und bekommt wegen der geringen spezifischen Wärme der Luft große Abmessungen.

Die vielfach vorgeschlagene Heiß- oder Verdampfungskühlung ist bei gelieferten Ölmaschinen bisher nicht angewendet worden. Bei Fahrzeugmaschinen, bei denen die Rückkühlung durch Luft möglichst große Temperaturunterschiede erwünscht erscheinen lassen, und bei denen man zwecks Gewichtersparnis die umlaufende Kühlmenge möglichst niedrig halten muß, wird man sich vielleicht dieser Kühlungsart zuwenden.

Die Kühlung durch Einspritzen von Wasser, die Hopkinson auf Grund seiner Versuche²⁰⁾ für Gasmaschinen empfiehlt, hat nach den Erfahrungen mit Banki- und Glühkopf-Motoren bis jetzt in der ausführenden Praxis keine Anhänger gefunden.

3. Der Verbrennungsvorgang.

Merkwürdig ist es, daß man den Verbrennungsvorgang in der Ölmaschine, der das Wesen dieser Maschinenart ausmacht und bestimmt, erst spät aufzuklären versucht hat. Die Unkenntnis der Verbrennungsvorgänge ist auch in erster Linie die Ursache, warum sich Diesel²⁸⁾ so ungeheure Schwierigkeiten bei der Entstehung des Dieselmotors entgegenstellten; daher das Tasten nach den verschiedensten Richtungen, die Irrwege, die zeitweise unübersteigbaren Hindernisse. Wir müssen, nachdem sich unsere Kenntnisse auf diesem Gebiet wesentlich erweitert und vertieft haben, die unbeugsame Tatkraft und Energie bewundern, mit der Diesel sein Ziel verfolgt hat.

Es gehört zum Wesen des technischen Fortschrittes, daß die wissenschaftliche Aufklärung aller in Betracht kommenden Vorgänge nicht abgewartet werden kann. Das ist Sache der späteren Entwicklung. Hätte Diesel oder die Maschinenfabrik Augsburg und Krupp erst die Einzelheiten der Vorgänge im Dieselmotor wissenschaftlich erforscht, so hätte die Entwicklung bis zur marktfähigen Maschine voraussichtlich viel länger gedauert. Solche Arbeiten können nur nebenher gehen, sie müssen aber auch nebenher gehen.

Diesel hat in seinem Vortrag über die Höhe der Verdichtung folgendes ausgeführt:

„Es wird häufig von Laien, auch selbst in wissenschaftlichen Kreisen kurzerhand ausgesprochen, das Wesensmerkmal des Dieselverfahrens sei die Selbstzündung des Brennstoffes, der Zweck der hohen Verdichtung sei, daß der im Totpunkt eingespritzte Brennstoff

sich von selbst entzündet, und die Höhe der Verdichtung sei bedingt durch die sichere Selbstzündung.

Nichts ist unrichtiger, als diese Anschauung, die den Tatsachen und insbesondere der geschichtlichen Entstehung direkt zuwiderläuft.“ Und weiter:

„Ich suchte einen Prozeß mit höchster Wärmeausnutzung und dieser gestaltete sich so, daß die Selbstzündung ganz von selbst in ihm enthalten war.“

Abhängigkeit des Brennstoffverbrauches von der Belastung bei verschiedenen Kompressionsenddrücken und Einblasedrücken einer ortsfesten Maschine.

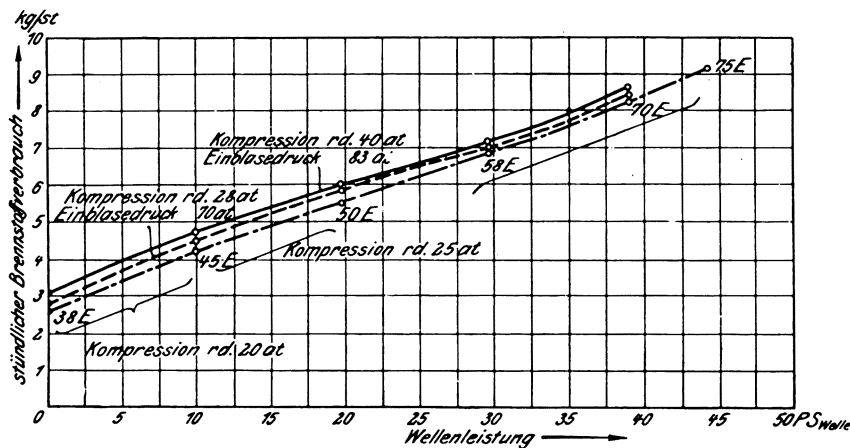


Abb. 28.

Demgegenüber glaube ich den heutigen Standpunkt durch die folgenden Ausführungen wiederzugeben:

Die Unterschiede in der Wärmeausnutzung (wenn man darunter die dem Gesamtwirkungsgrad entsprechende versteht) sind zwischen 20 und 40 at Kompression, wie aus der Abb. 28, die Versuche an einer ortsfesten Maschine Nr. 18 über diese Frage wiedergibt, hervorgeht, nur gering. Da nun das Gewicht und der Preis einer Maschine umso höher ist und die Betriebsschwierigkeiten umso größer werden, je höher der Verbrennungsdruck ist, so wird man die Höhe der Verdichtung möglichst niedrig wählen.

Nun zeigt sich aber, daß die Selbstzündung für die verschiedenen Brennstoffe je nach deren Zusammensetzung und dem Wärmezustand der Maschine bei ganz verschiedenen Temperaturen, also verschiedenen Verdichtungsspannungen, eintritt, und zwar liegt sie unter Berücksichtigung des An-

lassens der kalten Maschine bei normaler Außentemperatur etwa in den angegebenen Grenzen für die Kompression und darüber.

Auf diese Zusammenhänge ist man besonders aufmerksam geworden, als man dazu übergang, die Destillate der Steinkohle und zunächst Teeröl zu verwenden und Schwierigkeiten begegnete. Die Arbeiten von Kutzbach²⁴), Rieppel²⁵) und Constam & Schläpfer²⁶) haben hier manche Aufklärung gebracht, aber sie bieten uns in der Hauptsache nur eine Reihe von Kriterien für die Verwendbarkeit der verschiedenen Arten von Treibölen. Neumann¹¹) hat versucht, einen Schritt weiterzugehen und physikalische und chemische Grundlagen für den Verbrennungsvorgang zu geben. Wo seine Ausführungen benutzt sind, ist dies besonders hervorgehoben.

Für die weitere Entwicklung der Ölmaschine:

die Verbesserung in der Ausnutzung der Brennstoffenergie,
Steigerung der Drehzahl,
Überlastung,

Verminderung des Gewichts und der Herstellungskosten,

genügen die bisherigen Erkenntnisse nicht, weil uns der zeitliche Verlauf des Verbrennungsvorgangs vom Beginn des Einspritzens bis zum Ende der Verbrennung in der Maschine selbst nicht bekannt ist. Es fehlt uns noch die Kenntnis der Zusammensetzung der Ölgase in der Maschine, deren pyrogene Zersetzung bis zur Entzündung bzw. während der Verbrennung, die Entzündungstemperaturen und die Ausbreitung der Flamme im Verbrennungsraum bzw. Zylinder (Zündgeschwindigkeit), und zwar in Abhängigkeit von Druck, Temperatur, Zeit und Oberfläche, von der Beimengung von Abgasen und Feuchtigkeit, vom Grad der Zerstäubung, von der zeitlichen und räumlichen Verteilung des Brennstoffes und von etwaigen Wirbelungen. Diese Erkenntnisse können nur an den der Maschine angepaßten Versuchsapparaten, bzw. der Maschine selbst gewonnen werden.

Die Entzündungstemperaturen, die von besonderer Bedeutung sind, erweisen sich für die verschiedenen Kohlenwasserstoffe als sehr verschieden. Wir besitzen hierüber vor allem die Untersuchungen von Dixon & Coward²⁷), Holm²⁸) und Constam & Schläpfer²⁶). Es würde hier zu weit führen, mich mit diesen Veröffentlichungen im einzelnen auseinanderzusetzen. Die Frage der Entzündungstemperatur ist heute nicht mehr lediglich ein Kriterium für die Brauchbarkeit eines Brennstoffes, denn bei geeigneter Temperatur, sei es nun, daß man sie durch die Kompression allein oder hierdurch

und durch Vorwärmung der Arbeitsluft (der angesaugten Luft bei Viertakt- bzw. der Spülluft bei Zweitaktmaschinen), der Einblaseluft oder des Brennstoffes oder durch Verwendung von Zündöl erreicht, ist jedes Treiböl verbrennbar, sofern der Wasser- und Schwefelgehalt, sowie der Gehalt an unverbrennlichen Bestandteilen bestimmte Grade nicht übersteigt. Vielmehr ist die Kenntnis der Zündtemperatur in Abhängigkeit von den genannten Einflüssen notwendig, um beurteilen zu können

1. bei welchem Wärmezustand (Höhe der Kompression, Grad der Vorwärmung von Einblaseluft und Brennstoff) bei einem bestimmten gegebenen Brennstoff und den verlangten Belastungen die Zündung mit Sicherheit erfolgt,
2. wie die Treiböle zusammengesetzt sein müssen, um sie bei einer möglichst niedrigen Kompression zu entzünden und restlos zu verbrennen und
3. ob die Verwendung von Zündöl zweckmäßig und notwendig ist.

Da nach der bisher allgemein anerkannten Vorstellung die Ölgasbildung der Verbrennung vorausgeht, so erscheinen bei außerhalb der Maschine angestellten Laboratoriumsversuchen nur solche wichtig, bei denen die Zündtemperaturen der aus den verschiedenen Treibölen gewonnenen Gase und Gasgemische bestimmt werden, also Versuche wie die von Dixon & Coward und ihren Vorgängern (im Literaturverzeichnis ihres Aufsatzes angegeben).

Nach Neumann enthalten die Ölgase der von ihm untersuchten Treiböle (Paraffinöl, Dieselmotorenöl, schweres Teeröl, Anthrazenöl): Wasserstoff H_2 , Methan CH_4 , Aethan C_2H_6 , schwere Kohlenwasserstoffe $C_m H_n$ (also der Naphtalin-, Phenanthren- und Anthrazengruppe), Kohlenoxyd CO , Kohlendioxyd CO_2 , Sauerstoff O_2 und Stickstoff N_2 . Nach Dixon & Coward ergeben sich in Luft bei Atmosphärendruck für einige dieser Gase folgende Zündtemperaturen:

Gas	Zündtemperatur °C
Wasserstoff H_2	580—590
Methan CH_4	650—750
Aethan $C_2 H_6$	520—630
Schwere Kohlenwasserstoffe $C_m H_n$	Messungen liegen nicht vor
Kohlenoxyd CO	644—658
Einen niedrigeren Zündpunkt als diese Gase hat beispielsweise	
Acetylen $C_2 H_2$	406—440

Außerdem wurde für Wasserstoff nachgewiesen, daß bei Erhöhung der Geschwindigkeit und des Druckes die Zündtemperaturen abnehmen.

Nach der Gasentropietafel von Schüle²⁹) *) ergeben sich für die verschiedenen Kompressionsdrücke die in nachstehender Tabelle V. angegebenen Kompressionsendtemperaturen in ° C, und zwar ist einmal die Kompressionsendtemperatur beginnend mit 27 ° C Anfangstemperatur, also etwa entsprechend Leerlauf, das andere Mal beginnend mit 50 ° C, also etwa entsprechend Vollast, angegeben.

Tabelle V.

Kompressionsenddruck kg/cm ²	Kompressionsendtemperaturen	
	27° C ° C	50° C ° C
10	310	340
15	370	410
20	430	470
25	470	515
30	510	560
35	540	595
40	570	625
45	595	655
50	620	680

M. E. steht auch heute noch die Beantwortung der Frage aus, welches Gas beim Dieselmotor die Zündung einleitet. Jedenfalls ist es möglich, daß nicht der Wasserstoff, sondern ein Kohlenwasserstoff zuerst zündet. Neben der Temperatur im Verbrennungsraum spielt noch die Temperatur der Wände, in erster Linie des Kolbens, ob dieser gekühlt oder ungekühlt ist, eine wichtige Rolle.

Aber auch die Zündtemperaturen sind nicht von alleiniger Bedeutung für den Verlauf, sondern es kommt auch noch auf das Mengenverhältnis der einzelnen Gase, wie auch Neumann ausführt, an. Ist z. B. die Menge des zuerst zündenden Gases gering und ist es zu sehr verteilt, so wird dessen Wärme nicht genügen, um die erst bei höherer Temperatur zündenden übrigen Gase zum Verbrennen zu bringen. Also auch dann treten Aussetzer bzw. unvollständige Verbrennung auf.

*) Die Tafel von Stodola ergibt um einige Grad niedrigere Werte.

Bei der Wärmeausnutzung des Brennstoffes wird auch die Zündgeschwindigkeit eine Rolle spielen. Während über die Zündgeschwindigkeit von Gasgemischen, die durch örtliche Erwärmung, sei es durch eine Flamme, durch Heizen der Wand oder den elektrischen Funken, gezündet werden, sehr umfangreiche Versuche vorliegen, fehlen, soweit ich unterrichtet bin, Untersuchungen über die Zündgeschwindigkeit zerstäubter Brennstoffe, die, wie beim Dieselmotor, sich in der hochoberhitzten Luft selbst entzünden. Diese Frage ist für die Drehzahlsteigerung der Ölmaschine von großer Bedeutung. Daß innere Bewegungen, insbesondere Wirbelungen, hierbei von Bedeutung sind, ist lange vermutet, aber erst durch Versuche von Dugald Clerk und Hopkinson⁸⁰⁾ nachgewiesen worden. Die Beobachtungen erscheinen mir von solcher Bedeutung, daß ich ausführlicher auf sie eingehen möchte. Clerk fand schon früher bei seinen Bombenversuchen für eine Gasmischung von einem Teil Leuchtgas und neun Teilen Luft eine Explosionszeit (also von Beginn bis Ende der Zündung) von 0,2 Sekunden, und es blieb unerklärlich, daß der höchste Druck in der laufenden Gasmaschine, also das Ende der Explosion schon nach $\frac{1}{20}$ bis $\frac{1}{30}$ Sekunde, erreicht war. 1912 gelang es dann Clerk nachzuweisen, daß die Schnelligkeit der Explosion mit der Drehzahl zunahm und daß dies auf die Wirbelbewegung im Verbrennungsraum, die sich während des Saughubs durch die einströmenden Gase bildet und während des Kompressionshubes erhält, zurückzuführen sei. Er untersuchte nun den Einfluß dieser Wirbelbewegung auf folgende Weise:

Die Maschine lief mit normaler Drehzahl und Zündung; alsdann wurde nach erfolgter Ladung plötzlich die Steuerung der Ein- und Auslaßventile sowie der Zündung ausgerückt, so daß die Ladung während einer oder zwei Umdrehungen komprimiert wurde und expandierte, bevor die gezündet wurde. Dadurch starb der Wirbel ab, und es wurde eine beträchtliche Verzögerung der Entzündung und Explosion festgestellt. Abb. 29 ist eines der von Clerk erhaltenen Diagramme einer Leuchtgasmaschine mit 225 mm Zylinderdurchmesser, 415 mm Kolbenhub, $n = 180$, bei Betrieb mit 1 Volumenteil Gas, 9,3 Volumenteile Luft, aus dem die Bedeutung des beim Einsaugen des Gasgemisches entstehenden Wirbels für die Erzeugung hoher Zündgeschwindigkeit und Leistungsfähigkeit bei Verbrennungskraftmaschinen schlagend hervorgeht. Während die gewöhnliche Zündung von A bis B am Ende der ersten Kompression 0,037 Sekunden dauert, verstreichen von A' bis B' nach der dritten Kompression 0,92 Sekunden. Diesen beiden Werten entsprechen Zündgeschwindigkeiten von etwa 7 und 2,7 m/sec gegen-

über von 1,2 m/sec bei gleicher Gasmischung in der Bombe. Der Unterschied der letzten beiden Zahlen erklärt sich durch die erhöhte Kompression in der Gasmaschine. Hopkinson fand bei etwa gleichem Gasgemisch in der Bombe eine Zündgeschwindigkeit von etwa 1,5 m. Die Zündgeschwindigkeit in der Gasmaschine ist also etwa 4 bis 5 mal so groß wie in der Bombe.

Indikator-Diagramme einer Gasmaschine der Versuche von Dugald Clerk zur Feststellung des Einflusses der Wirbelung auf den Verbrennungsvorgang.

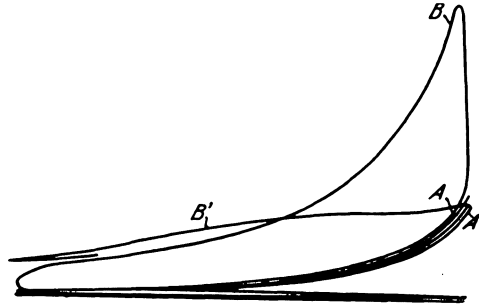


Abb. 29.

Bei den über den Einfluß der Turbulenz gleichzeitig von Hopkinson ausgeführten Versuchen in einem geschlossenen zylindrischen Gefäß von 300 mm \varnothing und 300 mm Höhe, in dessen Mitte sich ein Ventilator befand, wurde eine beträchtliche Erhöhung der Zündgeschwindigkeit bei Bewegung des Gases festgestellt. Eine Mischung von einem Teil Gas, neun Teilen Luft ergab vom Augenblick der Zündung bis zur Erreichung des Höchstdruckes:

Ventilator	Zeit in Sekunden
Ruhe	0,13
n = 2000	0,03
n = 4500	0,02

Da bei den Ölmaschinen der Verbrennungsprozeß wesentlich anders verläuft, so erscheint es richtiger, hier nur von Verbrennungsgeschwindigkeit bzw. Verbrennungszeit zu sprechen und darunter die Geschwindigkeit zu verstehen, mit der sich die Verbrennung im Raum in irgend einer bestimmten Richtung ausbreitet, bzw. die Zeit, die vom Augenblick des Einführens des betreffenden Brennstoffteilchens bis zu dessen Verbrennung verstreicht. Bei dieser Festsetzung ist dann noch die Vergasung des eingespritzten Treiböls mitenthalten. Trotz alledem müssen Verbrennungsgeschwindigkeiten und Zeit bei Dieselmotoren ähnlich hohe Werte wie bei den untersuchten Gas-

maschinen annehmen; ob die Werte so weit steigen wie bei Kraftwagen- und Flugmotoren, steht noch dahin. Eine kurze Überlegung mag dies zeigen.

Bei der 1450-PS U-Boots-Maschine Nr. 15 ist bei $n = 500$ die Zeit für den Verbrennungshub $\frac{6}{100}$ Sekunden und für das Einspritzen des Brennstoffes $1,5 \frac{6}{100}$ Sekunden. Es stehen also für die Verbrennung nur Zeiten zur Verfügung, die etwa den von Hopkinson ermittelten entsprechen. Der Einfluß der Wirbelung muß also auch hier ganz beträchtlich sein. Dazu kommt noch, daß das Brennstoffluftgemisch mit einer Geschwindigkeit, die etwa bei 300 m/sec liegt, in den Verbrennungsraum einströmt. Die kleinen Brennstofftropfen breiten sich also mit der Geschwindigkeit von Geschossen im Raum aus. Alle Überlegungen über den Verbrennungsvorgang in der Dieselmaschine, die diesen eigenartigen Vorgängen nicht Rechnung tragen, können daher nicht zum Ziele führen. So haben sich die allgemein und auch von Neumann erwarteten Schwierigkeiten in der Verbrennung von Teerölen bei Ölmaschinen mit hoher Drehzahl nicht gezeigt. Auf der Germaniawerft konnte sowohl eine Viertakt-U-Boots-Maschine von 1700 PS und $n = 370$ Nr. 14 als auch eine solche von 530 PS und $n = 450$ Nr. 12, selbst mit einem Teeröl, dessen spez. Gewicht 1,098 und Heizwert 8943 WE betrug, ohne Schwierigkeit mit mittlerer und voller Leistung betrieben werden und zwar ohne Zündöl, bei allerdings etwas erhöhter Kompression. Diese ist aber nur zur Einleitung der Zündung notwendig. Und darin liegt eben der Unterschied gegenüber anderen Verbrennungsprozessen und gegenüber den vielfach angestellten Überlegungen: hat sich erst einmal die Flamme gebildet, so entzündet sich das nachströmende Gemisch viel leichter und schneller, und die Unterschiede der einzelnen Treiböle (von Beimengungen abgesehen) scheinen keine so erhebliche Rolle zu spielen.

Wollen wir mit unseren wissenschaftlichen Untersuchungen den praktischen Ergebnissen nicht immer nacheilen, wollen wir also statt nur erklärend auch schöpferisch wirken, so müssen wir, wie immer wieder betont, die Untersuchungen möglichst an der laufenden Maschine ausführen. Versuche mit Apparaten können nebenher gehen, um solche Vorgänge noch im einzelnen zu klären, die in der Maschine so zusammengesetzt sind, daß sie nicht getrennt werden können, weiter um einen Vergleich zu haben und schließlich, um schneller vorwärts zu kommen und Einzelheiten besser messen zu können.

4. Der Energieumsatz.

Der Energieumsatz in der Ölmaschine ist häufig an Hand von Abnahmeversuchen und Erprobungsreihen durchgesprochen worden. Ferner besitzen wir neuerdings hierüber die sehr eingehenden experimentellen und theoretischen Untersuchungen von Münzinger³¹⁾, Weißhaar³²⁾ und Zwerger³³⁾. Im folgenden sollen diese Betrachtungen durch einige Untersuchungen von U-Boots-Maschinen ergänzt werden. Zuvor seien jedoch einige grundlegende Formeln, die sich auf meßbare Werte stützen, abgeleitet, um auch die mit der Leistungserhöhung der Ölmaschine zusammenhängenden Fragen zu klären.

Zu diesem Zwecke werde als Ausgangspunkt die indizierte Leistung der Arbeitszylinder N_i gewählt, wie sie sich aus den Indikatordiagrammen ergibt. Die dieser Leistung in der Stunde entsprechende Wärmemenge ist dann $632 N_i$. Andererseits ist die in der Stunde aufgewendete Wärmemenge $B \cdot h$, worin B der stündliche Brennstoffverbrauch in kg und h dessen Heizwert in WE/kg bedeutet. Das Verhältnis dieser beiden Werte: der der indizierten Leistung entsprechenden Wärmemenge ist der indizierte thermische Wirkungsgrad

$$\eta_i = \frac{632 N_i}{Bh} \dots \dots \dots (1)$$

oder

$$N_i = \eta_i \frac{B \cdot h}{632} \dots \dots \dots (1a)$$

Bezeichnet man mit β_i den stündlichen Brennstoffverbrauch pro P'Si also

$$\beta_i = \frac{B}{N_i},$$

so kann (1) auch

$$\eta_i = \frac{632}{\beta_i \cdot h} \dots \dots \dots (2)$$

geschrieben und zur Berechnung des thermischen Wirkungsgrades aus bequemen meßbaren Werten benutzt werden.

Geht man auf den thermochemischen Umsatz der Brennstoffenergie nicht weiter ein, sondern nimmt vereinfachend an, daß der Verbrennungsvorgang in einer Erwärmung der Luftladung besteht, so kann für $B \cdot h$ auch $G \cdot q_g$ gesetzt werden, wenn G das Gewicht der in der Stunde von der Maschine verbrauchten Luft in kg und q_g die von einem kg dieser Luft in

der Stunde aufgenommenen Wärmemenge in WE bedeutet. Die Formeln (1) und (1 a) können dann auch geschrieben werden

$$\eta_i = \frac{632 N_i}{G \cdot q_g} \dots \dots \dots (3)$$

oder

$$N_i = \eta_i \frac{G \cdot q_g}{632} \dots \dots \dots (3a)$$

Ist c der zum Verbrennen von 1 kg Treiböl theoretisch erforderliche Luftbedarf in kg und k der Luftüberschußkoeffizient, so ist

$$h = q_g \cdot c \cdot k \dots \dots \dots (4)$$

Das Gewicht der Luftladung G läßt sich bestimmen, wenn der Druck p und die absolute Temperatur T im Zylinder am Anfang der Kompression, das in diesem Augenblick vorhandene Luftvolumen V und die Einblaseluftmenge pro Stunde g bekannt sind. Ist weiter n die Drehzahl, z die Zylinderzahl, i₂ der auf die Taktzahl bezügliche Koeffizient (s. II., 1.) und R die Gaskonstante für Luft, so ist

$$G = 60 \cdot i_2 \cdot z \cdot n \cdot V \cdot \frac{p}{R \cdot T} + g \dots \dots \dots (5)$$

Nimmt man an, daß v einen bestimmten Prozentsatz ζ des Hubvolumens V_H beträgt und vernachlässigt die Einblaseluftmenge g, so ist

$$G = 60 \cdot i_2 \cdot z \cdot n \cdot \zeta \cdot V_H \cdot \frac{p}{R \cdot T} \dots \dots \dots (5a)$$

Nach der Definition ist andererseits, wenn p_i der mittlere Druck im Indikator-diagramm in kg/m² ist

$$N_i = \frac{i_2 \cdot z \cdot n \cdot p_i}{4500} \cdot V_H$$

Aus diesen letzten beiden Gleichungen folgt unter Beachtung von (2), (3 a) und (4)

$$p_i = \frac{270\,000 \cdot \zeta \cdot p}{\beta_i \cdot c \cdot k \cdot R \cdot T} \dots \dots \dots (6)$$

oder mit

$$\gamma = \frac{p}{R \cdot T}$$

$$p_i = \frac{270\,000 \cdot \zeta \cdot \gamma}{\beta_i \cdot c \cdot k}$$

Die Formel kann auch noch geschrieben werden

$$p_i = \frac{270\,000 \cdot \zeta \cdot q_g \cdot \gamma}{\beta_i \cdot h} \dots \dots \dots (6a)$$

und

$$p_i = 427 \cdot \eta_i \cdot \zeta \cdot q_g \cdot \gamma \dots \dots \dots (6b)$$

Will man also hohe mittlere Drücke erreichen, so muß der theoretische Wirkungsgrad, die pro kg Luftladung aufgewendete Wärmemenge und das spez. Gewicht der Verbrennungsluft möglichst groß bzw. der Brennstoffverbrauch pro P*S*i oder der Luftüberschußkoeffizient möglichst klein sein.

Die Formeln (6 bis 6b) mögen zunächst dazu benutzt werden, die theoretischen und heute praktisch erreichten Grenzwerte zu berechnen.

Würde es gelingen, bei dem heute erreichbaren Brennstoffverbrauch $\beta_i = 0,14$ kg die Zylinder zu Beginn der Kompression mit Luft von 20° und Atmosphärendruck zu laden und ohne Luftüberschuß auszukommen, so erhielte man $p_i = 16$ kg/cm².

Statt dessen ergibt sich heute für U-Boots-Viertaktmaschinen als Grenzwert beispielsweise

$$T = 273 + 50^\circ, \quad p = 9500 \text{ kg/m}^2, \quad \beta_i = 0,15 \text{ kg}, \quad c = 14,5, \quad k = 1,4, \quad \zeta = 1,0, \quad \eta_i = 0,42$$

$$p_i \sim 9,0 \text{ kg/cm}^2,$$

also nur etwa 56 % des theoretischen Wertes, und man erkennt, welche Anstrengungen erforderlich sind, um nennenswerte Fortschritte zu erzielen.

Die Formeln (6 bis 6b) geben keinen Aufschluß über den eigentlichen Energieumsatz, sondern sie erlauben nur, die Leistung zu ermitteln, die man aus einer Maschine von gegebenen Abmessungen herausholen kann. Diese Frage spielt aber, von U-Boots- und Fahrzeugmaschinen abgesehen, keine so ausschlaggebende Rolle, weil die hohen erreichbaren mittleren Drücke nicht ausgenutzt werden können, es sei denn, daß es sich nur um eine vorübergehende Überlastung handelt oder eine kürzere Lebensdauer in den Kauf

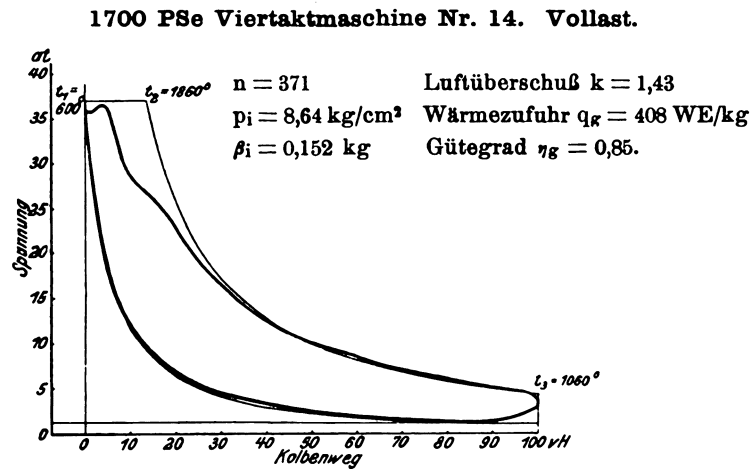
Tabelle VI. Diagramm-Untersuchung einer 1700 P*S*e

Maschine	Diagramm Abb.	Belastung	N _e PS	N _i PS	n in der Min.
1. 1700P <i>S</i> eViertakt-Oelmaschine Nr.14	30	Vollast	1700	2400	370,3
2. dito	31	Ueberlast	1810	2505	377,6
3. dito		$\frac{3}{4}$	1300	1960	342
4. dito	32	$\frac{1}{2}$	858	1385	296
5. dito	33	$\frac{1}{4}$	440	707	239
6. 1650P <i>S</i> eZweitakt-Oelmaschine Nr.6	34	Vollast	1650	2660	350

*) Dies sind, im Gegensatz zu den auf den Abb. 30–33 angegebenen Werten der

genommen wird. Wichtiger, insbesondere für Handelsschiffs- und ortsfeste Maschinen, ist das wirtschaftliche Arbeiten, d. h. lange Lebensdauer und geringe Brennstoffkosten, also nicht zu hohe mittlere Drücke und niedriger Brennstoffverbrauch, s. unten.

Die nachfolgenden Untersuchungen an U-Boots-Maschinen erstrecken sich auf zwei typische Vertreter, und zwar auf die 1700-PSe Viertakt- und die 1650-PSe Zweitakt-Maschine Nr. 14 und 6. Sie sind zum Zwecke eines Vergleiches mit den von Münzinger und Weißhaar untersuchten Maschinen, zur Aufklärung des Energieumsatzes von U-Boots-Maschinen und zur Entscheidung der Frage, ob die Wirtschaftlichkeit der Ölmaschine steigerungsfähig ist, unternommen.



Viertakt- und einer 1650 PSe Zweitakt-Ölmaschine.

p_e kg/m ²	p_i *) kg/m ²	β_e kg	β_i kg	η_m = $\frac{N_e}{N_i}$	η_i	η_w	η_g	q_g WE/kg	k
59000	83000	0,212	0,150	0,71	0,422	0,299	0,85	408	1,43
61000	85000	0,212	0,152	0,72	0,415	0,299	0,88	416	1,39
48500	73400	0,203	0,134	0,66	0,472	0,311			
37000	60000	0,223	0,138	0,62	0,458	0,283	0,9	278	2,27
33600	38000	0,250	0,155	0,62	0,408	0,253	0,87	210	3,2
45700	72000	0,235	0,146	0,62	0,432	0,268	0,86	355	1,6

einzelnen Diagramme Mittelwerte aus den Diagrammen aller Zylinder.

Die Rechnungsgrundlagen, sowie die Ergebnisse der untersuchten Diagramme sind in der Tabelle VI zusammengestellt.

In den Abb. 30 bis 34 sind die theoretischen und wirklichen Indikator-diagramme der genannten Maschine wiedergegeben. Für Viertakt sind bei allen Belastungen der Einfachheit halber die gleichen Anfangsbedingungen für die Kompression zugrunde gelegt, also für die Abb. 30 bis 33 0,95 at und 50 ° C; bei Zweitakt für Abb. 34 1,05 at und 90 ° C. Die Verdichtungs- und Ausdehnungslinien sind für veränderliche spez. Wärme nach der Entropietafel von Schüle²⁹⁾ aufgezeichnet; die Füllung errechnet sich aus der pro kg Ladung zugeführten Wärmemenge q_g^*) und der hierdurch bei konstantem Druck entstehenden Temperatur- und Volumenzunahme. Das Verhältnis der

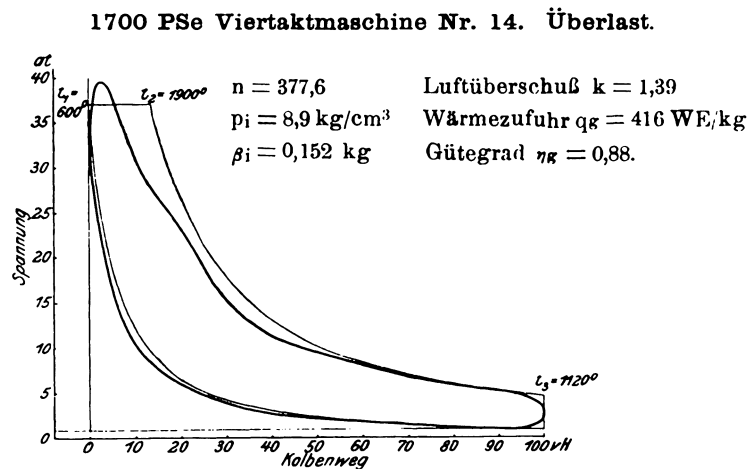


Abb. 31.

Fläche des wirklichen zu der des theoretischen Diagramms wird als Gütegrad η_g bezeichnet. Ist $\eta_{i th}$ der dem theoretischen Indikator-diagramm entsprechende thermische Wirkungsgrad, so ist der Gütegrad mit dem indizierten thermischen Wirkungsgrad η_i durch die Beziehung verknüpft:

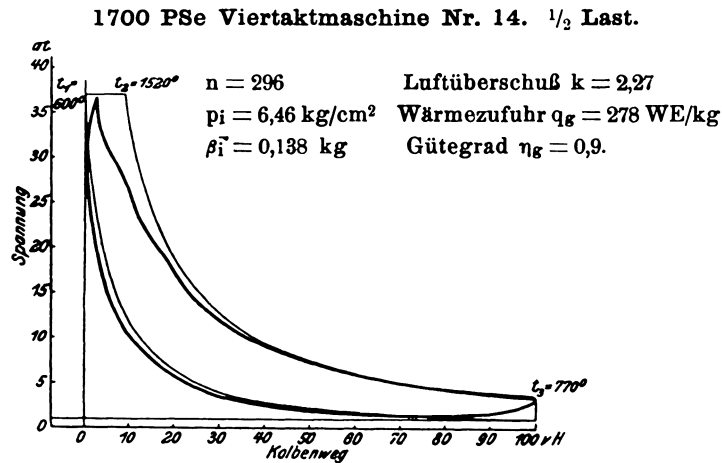
$$\eta_i = \eta_g \cdot \eta_{i th} \dots \dots \dots (7)$$

Der Unterschied beider Diagramme gibt jeweils den durch Wärmeentziehung während des Arbeitsprozesses bzw. durch Nachbrennen entstehenden Verlust an. Während nun der durch den Gütegrad ausgedrückte Wärmeverlust bei der 1700-PSe Maschine für Vollast unter Beachtung der Werte

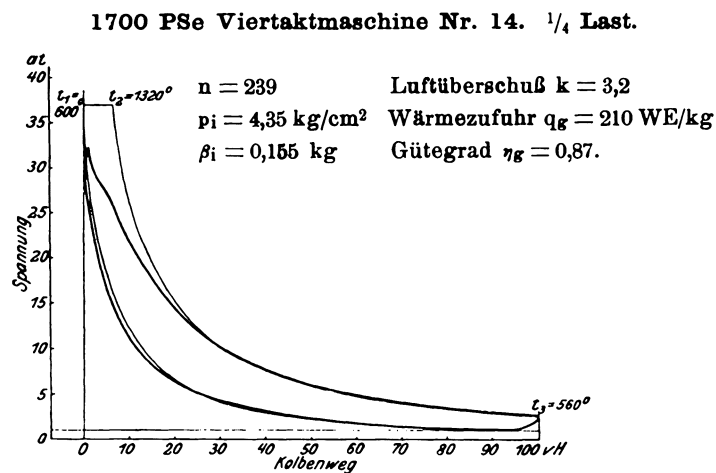
*) q_g ist nicht identisch mit dem auf Seite 368 definierten Wert, sondern ist hier genau ermittelt.

in der Tabelle (s. auch unten) 163 WE/PSe beträgt, ist die im Kühlwasser abgeführte Wärme nach den Messungen 558 WE/PSe, also mehr als das Dreifache.

Die übliche Wärmebilanz von Verbrennungsmaschinen, die die Wärme-



verluste nach der im Kühlwasser abgeführten Wärmemenge beurteilt, gibt kein zutreffendes Bild von dem Verschwinden der Wärme während des Ar-

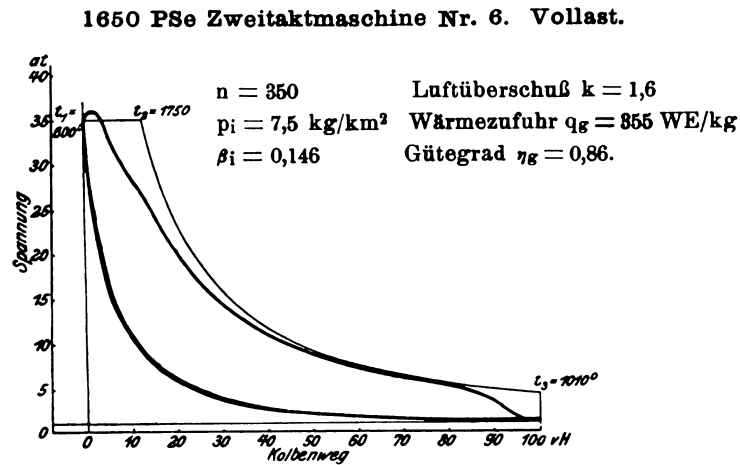


beitsvorganges, weil ein Teil der im Kühlwasser abgeführten Wärme den Gasen nach Eröffnung der Auslaßorgane entzogen wird.

Wie schon oben ausgeführt, geht bei der Viertaktmaschine mit im gekühlten Zylinderdeckel liegenden Auspuffkanal ein ganz beträchtlicher Teil

der Wärme von den Auspuffgasen an das Kühlwasser über, und zwar auch von der anschließenden Auspuffleitung; weiterhin wird den Wandungen während der Ausschub- und Ansaugperiode Wärme entzogen.

Eine Wärmebilanz für den eigentlichen Arbeitsvorgang läßt sich in der Weise aufstellen, daß man neben der dem indizierten thermischen Wirkungsgrad entsprechenden Wärmemenge Q_i den Abgasverlust Q_a am Ende der Expansion nach Schüle³⁴⁾ berechnet. Die Genauigkeit des Abgasver-



lustes ist dadurch begrenzt, daß sich die Gastemperaturen am Ende der Expansion nur rechnerisch bestimmen lassen. Die durch das Restglied

$$Q_k = B \cdot h - Q_i - Q_a \dots \dots \dots (8)$$

errechnete Wärmemenge gibt dann den Kühlverlust an.

Für die 1700-PSe Maschinen ergibt sich für Vollast (vgl. Abb. 30):

- Mittl. ind. Druck p_i . . . 8,64 kg/cm²
- Luftüberschuß 1,43
- Abgastemperatur etwa . . 900° C
- Ind. therm. Wirkungsgrad 40,5 %
- Abgasverlust 53 %
- Restglied
(Kühlverlust während Ver-
brennung und Expansion) 6,5 %.

Weißhaar hat versucht, eine Trennung der Verlustquellen: Kühlung und Nachbrennen vorzunehmen, indem er unter Annahme einer Wärmeübergangs-

zahl die vom Kühlwasser abgeführte Wärmemenge berechnete. Seine Werte sind den für die 1700-PSe Maschinen aus Gütegrad und Restglied errechneten im Nachfolgenden gegenübergestellt:

	Versuch I	Versuch VI	1700 PSe-Maschinen
Gütegrad	85,1%	83,1%	85%
Kühlverlust	5,1%	2,5%	6,5%
Verlust durch Nachbrennen	9,8%	14,4%	8,5%

Da es sich bei Versuch I um eine langsamlaufende, bei Versuch VI um eine schnelllaufende Maschine handelt, so zieht Weißhaar den Schluß, daß

Temperaturverlauf während der Verbrennung und Expansion, errechnet aus Indikatordiagrammen.

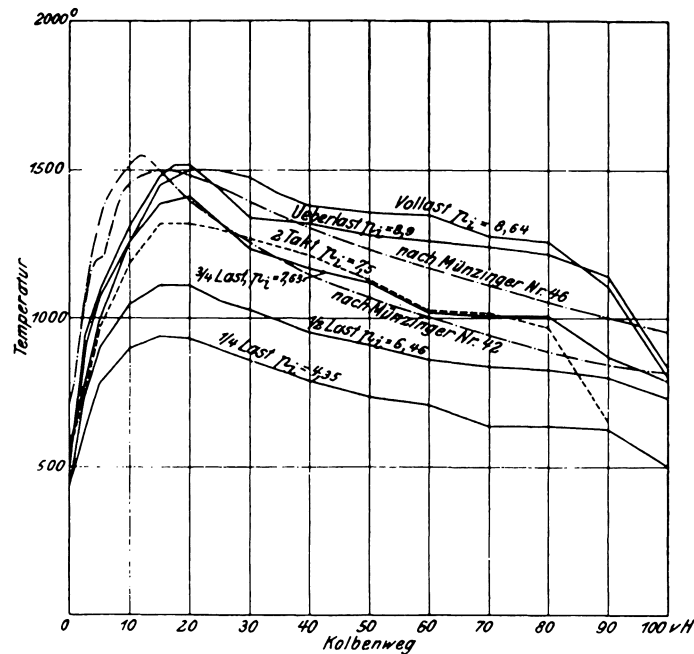


Abb. 35.

aus diesem Grunde im ersten Fall der Kühlverlust größer sei als im zweiten. Wenn auch diese Resultate noch der Überprüfung bedürfen — wesentliche Änderungen werden sich auch durch eine schärfere Untersuchung nicht ergeben — so beweisen sie doch, wie gering die dem eigentlichen Verbrennungsprozeß durch die Kühlung entzogene Wärmemenge ist.

Das Nachbrennen bei den hier zur Untersuchung herangezogenen U-Boot-Maschinen läßt sich recht gut auch aus den Temperatur-Kurven Abb. 35 und 36 erkennen. Abb. 35 gibt für jede Kolbenstellung die aus den

untersuchten Indikatordiagrammen Abb. 30—34 errechneten Gastemperaturen im Zylinder und zum Vergleich zwei der von Münzinger³¹⁾ an einer 15-PSe Maschine ermittelten Temperaturkurven wieder. In Abb. 36 sind für die 1700-PSe Viertaktmaschine die aus den wirklichen und theoretischen Indi-

Temperaturverlauf während der Verbrennung und Expansion aus wirklichen und theoretischen Indikatordiagrammen, 1700 PSe Viertaktmaschinen Nr. 14.

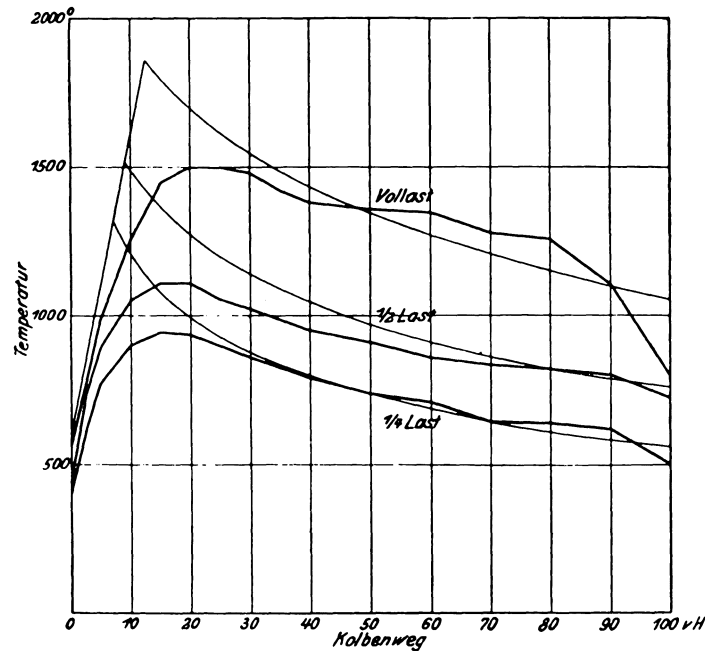


Abb. 36.

katordiagrammen Abb. 30, 32 und 33 berechneten Temperaturen gegenübergestellt.

Während nun die Höchsttemperaturen theoretisch schon nach 8 bis 12 % des Kolbenhubs, bei dem von Münzinger untersuchten 15-PSe-Dieselmotor schon nach etwa 12—15 % des Kolbenhubs erreicht werden, traten sie bei den U-Boots-Maschinen erst nach etwa 20 % des Kolbenhubs auf.

Weiterhin sind in den Abb. 37 bis 39 für Vollast, Überlast und halbe Last unter Verwendung der Entropietafel von Schüle²⁹⁾ die den wirklichen und theoretischen Indikatordiagrammen Abb. 30, 31 und 32 entsprechenden Entropiediagramme aufgezeichnet. Sie lassen erkennen, daß bis zu Beginn des Auspuffs Wärme zugeführt wird.

Ob die Unterschiede bezüglich des Auftretens der Höchsttemperaturen und des Nachbrennens lediglich auf die höhere Drehzahl der U-Boots-Ma-

schinen zurückzuführen sind, oder ob noch andere Gründe mitsprechen, bedarf noch der Aufklärung. Jedenfalls ist die Verminderung des Nachbren-

1700 PSe Viertaktmaschine Nr. 14. Entropiediagramm Vollast.

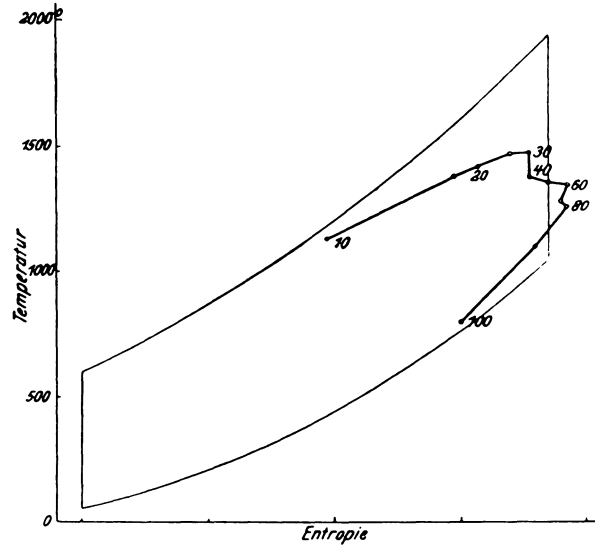


Abb. 37.

nens eine der wenigen Möglichkeiten, um mehr Wärme in mechanische Energie umzusetzen und so die Brennstoffausnutzung zu verbessern. Da

1700 PSe Viertaktmaschine Nr. 14. Entropiediagramm Überlast.

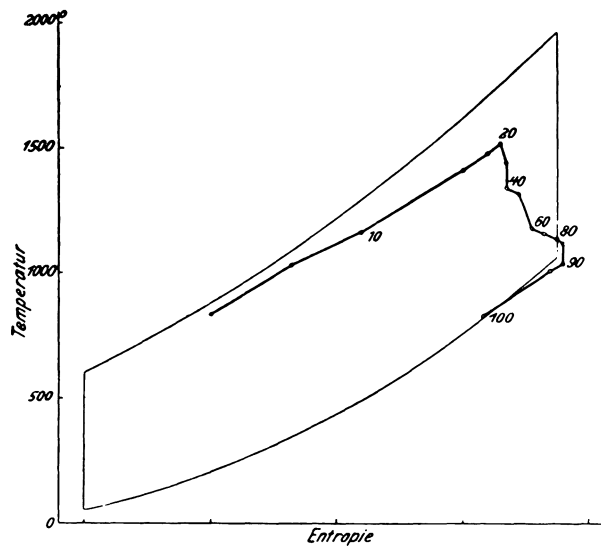


Abb. 38.

der Gütegrad jedoch schon recht hoch ist, so ist auch in dieser Richtung nicht mehr allzuviel zu gewinnen, und es kann sich nur um einige % handeln.

Zum Schluß dieses Kapitels seien in der folgenden Tabelle VII*) die Energiebilanzen von verschiedenen Ölmaschinen gegenübergestellt.

Tabelle VII.
Energieumsatz verschiedener Ölmaschinen.

Energieumsatz	Maschine									
	a		b		c		d		e	
	WE	%	WE	%	WE	%	WE	%	WE	%
Effektive Leistung . .	632	26,7	632	33,5	632	34,2	632	29,5	632	29,9
Reibungsverlust . . .	165	7,0	184	9,75	201	10,9	177	8,2	182,5	8,6
Luftpumpenarbeit . .	43	1,8								
Kühlwasser	710	30,0	540	28,6	1010	54,9	790	36,6	558	26,3
Abgase	745	31,5	558	29,6						
Restglied	71	3,0	—	—	—	—	—	—	—	—
Summe	2366	100,0	1914	101,45	1843	100,0	2154	100,0	2120,1	100,0

1700 PSe Viertaktmaschine Nr. 14. Entropiediagramm 1/2 Last.

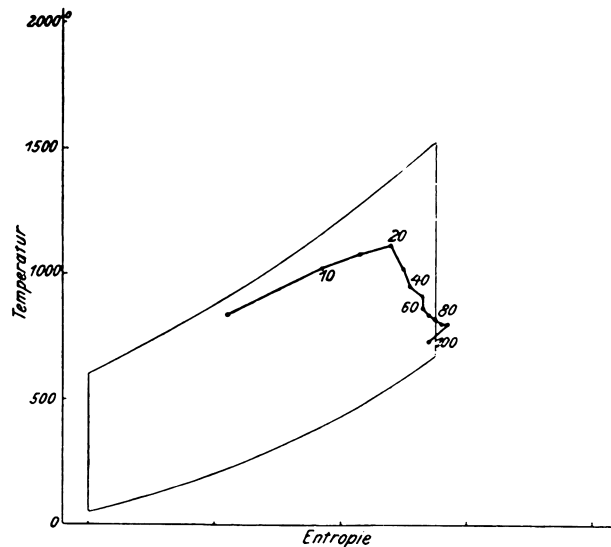


Abb. 39.

*) Die in den Spalten a) bis d) angegebenen Werte sind entnommen:
 a) der Untersuchung von Münzinger³¹⁾
 b) und c) dem Buch von Güldner, Das Entwerfen und Berechnen von Verbrennungskraftmaschinen, 3. Aufl. 1914, S. 573 und 553,
 d) dem Aufsatz von Barth, Liegende doppelwirkende Viertakt-Dieselmotoren, Z. d. V. d. I. 58. S. 1242, 1914.

Wie man aus dieser Gegenüberstellung erkennt, ist selbst bei schnelllaufenden Viertakt-U-Boots-Maschinen ein sehr günstiger Energieumsatz zu verzeichnen.

Aus den in diesem Abschnitt angestellten Untersuchungen müssen wir den Schluß ziehen, daß für einen nennenswerten Steigerung des Gesamtwirkungsgrades der Ölmaschine über den bis jetzt erreichten Höchstwert von 35 % so gut wie keine Aussicht vorhanden ist. Dies liegt einmal an der geringen Wärmemenge, die dem eigentlichen Arbeitsvorgang in der Maschine entzogen wird, und das andere Mal an dem alle anderen Verluste überragenden Abgasverlust, der über 50 % der aufgewendeten Brennstoffenergie beträgt. Allerdings sind wir in der Lage, einen großen Teil dieser Energie in der Form von Wärme und zwar durch Verwendung des innerhalb und in besonderen Abgasverwertern durch die Auspuffgase außerhalb der Maschine erhitzten oder verdampften Kühlwassers für Heiz-, Koch- und Waschwärme zu verwerten. In mechanische Energie läßt sich jedoch bekanntlich außerhalb der Maschine nur ein geringer Bruchteil umwandeln.

5. Die Leistungserhöhung.

Eine systematische Behandlung der zahllosen bekannt gewordenen Vorschläge zur Erhöhung der Leistung von Ölmaschinen steht noch aus und kann hier nicht gegeben werden. Das Problem erscheint theoretisch leicht lösbar, der praktischen Ausführung stellen sich jedoch eine Reihe von Schwierigkeiten entgegen, die in erster Linie auf der damit verknüpften erhöhten Wärmebeanspruchung beruhen. Machte die Haltbarkeit der Zylinderteile dem Ölmaschinenbauer schon bei gewöhnlicher Belastung viel Sorge, so wuchs sie noch bei Leistungserhöhung.

Merkwürdigerweise hat man meist die Zweitaktmaschine als geeigneter für die Leistungserhöhung bezeichnet als die Viertaktmaschine. Es ist dies um so verwunderlicher, als die Zweitaktmaschine — wie oben gezeigt wurde — bei gleicher Leistung eine wesentlich höhere Wärmebelastung aufweist als die Viertaktmaschine. Der Zweitakt ist an sich eine Überlastung des Viertaktes — eben durch Ermäßigung der Taktzahl. Daß diese Steigerung nicht im Verhältnis 2 : 1 stattfindet, liegt daran, daß die mittleren Drücke und Drehzahlen geringer sind wie bei Viertakt. Daß gerade die Viertaktmaschine sich für die Überlastung gut eignet, sollen die nachstehenden Ausführungen zeigen.

Es ist zu unterscheiden zwischen Überlastung und Leistungserhöhung. Unter Überlastung soll nur eine geringfügige Leistungserhöhung — um eine Zahl zu nennen: bis 20 % — verstanden werden, die ohne besondere Maßnahmen mit der normalen Maschine erzielt werden kann, und zwar dadurch, daß die Drehzahl oder der mittlere Druck wegen reichlicher Abmessungen der Maschine noch steigerungsfähig ist. Jede größere Überlastung unter Anwendung besonderer Mittel soll als Leistungserhöhung bezeichnet werden.

Die Frage der Leistungserhöhung läßt sich am einfachsten an Hand einer Formel besprechen, die aus den im vorigen Abschnitt entwickelten Formeln (3 a) und (5 a) entsteht und zwar

$$N_i = \frac{60}{632} \cdot i_2 \cdot z \cdot \eta_i \cdot n \cdot \zeta \cdot V_H \cdot q_g \cdot \frac{p}{R \cdot T} \dots \dots \dots (1)$$

Für eine gegebene Maschine ist

$$\frac{60}{632} \cdot i_2 \cdot z \cdot \zeta \cdot V_H$$

eine Konstante, die mit C_0 bezeichnet werden soll. Die Beziehung (1) lautet dann:

$$N_i = C_0 \cdot \eta_i \cdot n \cdot q_g \cdot \frac{p}{R \cdot T} \dots \dots \dots (1a)$$

oder auch

$$N_i = C_0 \cdot \eta_i \cdot n \cdot \frac{h}{c \cdot k} \cdot \frac{p}{R \cdot T} \dots \dots \dots (1b)$$

Die Beziehung für die effektive Leistung N_e lautet unter Einführung des mechanischen Wirkungsgrades

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i}$$

$$N_e = C_0 \cdot \eta_m \cdot \eta_i \cdot n \cdot \frac{h}{c \cdot k} \cdot \frac{p}{R \cdot T} \dots \dots \dots (2)$$

Die Formel (2) enthält alle veränderlichen Größen, die für eine Leistungserhöhung in Betracht kommen. Es zeigt sich hiernach, daß sich die Leistung einer Ölmaschine durch Verbesserung des mechanischen und thermischen Wirkungsgrades, durch Steigerung der Drehzahl, des Kompressionsanfangsdruckes oder der stündlichen Wärmemenge pro kg Ladung, bzw. durch Verminderung der Kompressionsanfangstemperatur und des Luftüberschußkoeffizienten erhöhen läßt.

Nach der obigen Definition soll von Leistungserhöhung erst gesprochen werden, wenn

$$N_e > 1,2 N_{e \text{ norm.}} \dots \dots \dots (3)$$

ist, worin $N_{e \text{ norm.}}$ die Normalleistung der Maschine bedeutet.

Welches sind nun die wirksamsten Mittel zur Erhöhung der Leistung?

Für eine nennenswerte Steigerung von η_m und η_i sind, wie z. T. schon ausgeführt wurde, keine Anzeichen vorhanden, zumal auch durch Steigerung der Kompression allein kein Vorteil erzielt wird. Auch eine Erhöhung von q_g durch Verkleinerung des Luftüberschusses k ist jedenfalls in so weitgehendem Maße wie die Definition (3) es verlangt, zunächst nicht zu erwarten, wenn auch Fortschritte, wie schon erwähnt, erstrebenswert und nicht ausgeschlossen sind. Eine Erniedrigung der Kompressionsanfangstemperatur T ist nur bei der Zweitaktmaschine in bescheidenem Maße durch Kühlung der Spülluft denkbar. Der Kühler bedeutet jedoch wieder einen Druck- und damit Energieverlust; zudem wird er sehr groß und teuer.

Eine Erhöhung der Drehzahl ist im allgemeinen nur begrenzt möglich, weil die Kolbengeschwindigkeiten bei Maschinen, wo es auf äußerste Leistungsfähigkeit ankommt, schon sehr hoch sind. Sie ist auch nur durch Erleichterung des Triebwerks möglich. Bei Viertaktmaschinen werden die Beschleunigungskräfte schließlich so groß und daher die unteren Treibstangenbolzen so kräftig, daß die Treibstange bei ihrer jetzigen Bauart mit ihrem Fuß nicht mehr durch die Zylinderbohrung hindurchgeht und daher nicht mehr nach oben ausgebaut werden kann. Bei den 1450-PSe U-Boots-Viertaktmaschinen Nr. 15 ist die Drehzahl gegenüber den 1200-PSe Maschinen Nr. 13 von 430 auf 500, also um 17 % gesteigert worden, und man ist bei dieser Steigerung an diese Grenze gekommen. Die Kolbengeschwindigkeit beträgt hierbei 7,3 m/sec gegenüber 6,3 m/sec bei der 1200-PSe Maschine. Würden die Triebwerksgewichte dieselben sein, so würden die Massenkräfte um 37 % steigen. Nur durch außergewöhnliche Maßnahmen ist es gelungen, die Triebwerksgewichte und damit die Beschleunigungskräfte in den ange deuteten Grenzen zu halten.

Am wirksamsten ist die Leistungserhöhung durch Steigerung des Kompressionsanfangsdruckes p , also des Luftgewichtes, und die überwiegende Zahl aller Vorschläge bedient sich dieses Mittels. Es ist leicht nachzuweisen, daß es bei der Ölmaschine am günstigsten ist, wenn die Ladeluft dem Arbeitsprozeß mit der niedrigst möglichen Spannung zugeführt wird und deren Kompression in einer Stufe im Arbeitszylinder selbst vor sich geht. Im folgenden soll nun dieser Weg untersucht werden. Aus diesem Grunde soll auch auf die bei der Diesellokomotive von Sulzer³⁵⁾ angewandte so ge-

nannte Druckluftverbrennung — Zuführung von Preßluft zur Zeit der höchsten Kompression oder während der Verbrennung — nicht eingegangen werden, obgleich das Verfahren gerade bei U-Booten infolge der für Schiffszwecke vorhandenen großen Preßluftbatterie bequem anwendbar ist.

Das Verfahren der Leistungserhöhung durch Steigerung des Anfangsdruckes p kann sowohl bei Zweitakt-, als auch bei Viertaktmaschinen in 2 Modifikationen angewendet werden und zwar durch

1. N a c h laden des mit Luft von etwa a -t-Druck gefüllten Zylinders mit Luft von höherer Spannung,
2. A u f laden des Zylinders mit Luft von höherer Spannung.

Das Verfahren 1. hat den Vorteil, daß nur ein Teil der Ladeluft — die Nachladeluft — auf höheren Druck gebracht werden muß; es setzt aber, sowohl bei der Zweitakt- als auch der Viertaktmaschine besondere Steuerorgane: Schieber, Ventile oder Klappen zum Nachladen voraus und bedeutet daher eine Komplikation. Eine große Zahl von Patenten ist diesen Einrichtungen gewidmet.

Bei dem Verfahren 2. ist es erforderlich, die gesamte Ladeluft — die Aufladeluft — auf die höhere Spannung zu bringen. Besondere Steuerorgane an der Maschine sind jedoch hier meist nicht erforderlich. Das Verfahren 1. wird im allgemeinen bei Zweitaktmaschinen mit Ventilen im Zylinderdeckel oder vor den Spülschlitzten angewendet, so von der Germaniawerft, Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg und Sulzer. Bei den Maschinen mit gegenläufigen Kolben von Professor Junkers wird der gleiche Zweck durch Kurbelversetzung der Triebwerke für die beiden Kolben erreicht. Für Viertaktölmaschinen ist mir eine Anwendung des Verfahrens 1. nicht bekannt. Ehrhardt & Sehmer, Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg und Thyssen bauen Viertakt-Großgasmaschinen mit Ausspül- und Nachladeeinrichtungen, nachdem Hellmann³⁶⁾ das Verfahren ausführlich untersucht und eine Reihe von Vorteilen festgestellt hatte. Bei Zweitakt-Gasmaschinen liegen die Verhältnisse wie bei Zweitakt-Ölmaschinen. Auf Einzelheiten kann an dieser Stelle nicht eingegangen werden.

Die Anwendung des Verfahrens 2. geschieht bei Zweitaktmaschinen entweder durch ein Drosselorgan in der Auspuffleitung (Professor Junkers) oder durch besondere Steuerorgane: Ventile, Schieber oder Klappen unmittelbar hinter den Auspuffschlitzten eines jeden Zylinders. Bei Viertakt-Ölmaschinen wird der Arbeitszylinder einfach in der gleichen Weise wie beim normalen Arbeitsprozeß durch das Einlaßventil mit Luft von höherem Druck

aufgefüllt, d. h. die gesamte Ladeluft unter Druck zugeführt. Bei Viertakt-Gasmaschinen geschieht dies nach einem Ehrhardt & Sehmer geschützten Verfahren. Dabei läßt sich die Steuerung bequem so einrichten, daß das Auslaßventil noch eine Zeitlang während der Öffnung des Einlaßventils offen bleibt, so daß ein Ausspülen der Auspuffgase aus dem Kompressionsraum stattfindet.

Beide Verfahren 1. und 2. haben den Nachteil, daß der Kompressionsenddruck p_c (von besonderen Einflüssen abgesehen) im Verhältnis des Kompressionsanfangdruckes p steigt. Ist also p_o der normale Kompressionsanfangdruck und p_{co} der entsprechende Kompressionsdruck, so ist

$$p_c = \frac{p}{p_o} \cdot p_{co} \dots \dots \dots (4)$$

Ist $p_{co} = 30$, $p_o = 1$, $p = 1,5$ at abs., so ist $p_c = 45$ at; also bei einer Leistungserhöhung um 50 % tritt auch eine Drucksteigerung um 50 % ein. Man hat versucht, diesem Übelstand durch Einrichtungen zu begegnen, die es gestatten, bei Leistungserhöhung den Kompressionsraum zu vergrößern; jedoch sind hiermit bei allen Vorschlägen Komplikationen verknüpft. Das Problem der Leistungserhöhung weist besonders darauf hin, wie wichtig es ist, die normale Kompressionsspannung im Dieselmotor herabzusetzen.

Die Germaniawerft hat zur vorläufigen Prüfung des Verfahrens 2. an einer ortsfesten Einzylinder-Viertaktmaschine Nr. 18 Versuche angestellt, die die in der nachstehenden Tabelle VIII aufgeführten Ergebnisse hatten. Die Ladeluft wurde der Preßluftanlage der Werft entnommen. Der entsprechende Leistungsaufwand bei direktem Antrieb eines Kompressors für die Ladeluft durch die Ölmaschine wurde auf folgende Weise ermittelt:

Ist A die Arbeit zur Beschaffung der Ladeluft bei isothermischer Kompression in mkg, V_1 das gesamte Volumen des Arbeitszylinders in m^3 , also einschließlich Kompressionsraum, und η der isothermische Wirkungsgrad des angehängten Kolbenkompressors, so ist unter Beachtung der Bedeutung von p bzw. p_o in (4)

$$A = V_1 \cdot p \cdot \ln \frac{p}{p_o} \dots \dots \dots (5)$$

Die wirklich aufzuwendende Arbeit ist dann

$$\frac{A}{\eta}$$

Bezeichnet man mit p_1 den dieser Arbeit entsprechenden Druck, be-

trachtet als Druckverlust des Indikatordiagrammes des Arbeitszylinders in kg/m^2 und V das Hubvolumen des Arbeitszylinders in m^3 , so ist

$$p_i = \frac{A}{\eta \cdot V} \dots \dots \dots (6)$$

oder

$$p_i = \frac{V_1}{V} \cdot \frac{p \cdot \ln \cdot p}{\eta \cdot p_0}$$

Einzelne der erhaltenen Diagramme sind in den Abb. 40 bis 43 beigelegt.

Wie man aus diesen vorläufigen Versuchen erkennt, wird beispielsweise beim Aufladen mit Luft von 1,5 at abs. die Leistung der normal etwa 35 PS abgebenden Maschine fast verdoppelt. Dabei soll nicht unerwähnt bleiben, daß die Maschine ohne Druckluftladung auf ein $p_i = 9,0 \text{ kg/cm}^2$ einreguliert war. Jedenfalls ergaben die Versuche, wenn man die Formel (6) für p_i II., 4. zugrunde legt, daß p_i proportional mit p zunimmt. Die effektive Leistung wird jedoch noch darüber hinaus vergrößert, weil der mechanische Wirkungsgrad ganz erheblich zunimmt, während der thermische Wirkungsgrad nahezu konstant bleibt. Ferner hat sich gezeigt, daß nicht allein durch das mit dem Verfahren verbundene Ausspülen des Verbrennungsraumes, sondern durch dessen Vergrößerung — die Versuche wurden mit normal auf 25 at Kompression eingestellter Maschine ausgeführt — eine ganz merkbare Verbesserung in der Verbrennung erreicht wurde. Es ist auch sehr wahrscheinlich, daß gegenüber einer Viertaktmaschine, die nach dem Verfahren 1. nur mit Nachladen arbeitet, keine Verschlechterung des Energieumsatzes infolge des höheren Leistungsaufwandes zur Förderung der gesamten Luftmenge auf den höheren Druck eintritt, weil ein Teil der Luftenergie während des Einlaßhubes wiedergewonnen wird. Außerdem sind bei schnellaufenden Maschinen

Tabelle VIII. Versuche mit Druckluft-

Luftdruck mm Quecksilber	Luftdruck at abs. *)	Belastung		Drehzahl in der Min.	p_i kg/cm ²	p_0 kg/cm ²
		Amp.	Volt			
100	1,17	69,5	550	202	10,6	8,47
300	1,44	80,5	550	197	12,0	10,02
400	1,58	85,5	550	194	12,8	10,90
500	1,71	91,0	550	183	14,1	12,20

*) 760 mm Quecksilber = 1,0333 at abs.

**) Heizwert des Brennstoffs 10000 WE/kg

— und für diese kommt das Verfahren in erster Linie in Frage — die für die Spülung und Nachfüllung in Betracht kommenden Zeiten so kurz, daß der Gewinn bei dem schon damit vorhandenen Aufwand zu gering ist.

Durch dieses Verfahren wird die Grenzleistung der Viertaktmaschine soweit hinausgeschoben, daß die Zweitaktmaschine in ihrer einfachwirkenden Bauart, wenn es lediglich auf Leistungsfähigkeit ankommt, kaum noch ein Betätigungsfeld findet. Da wir heute einfachwirkende Viertaktmaschinen von

Versuche mit Druckluftladung an einer ortsfesten Ölmaschine Nr. 18.

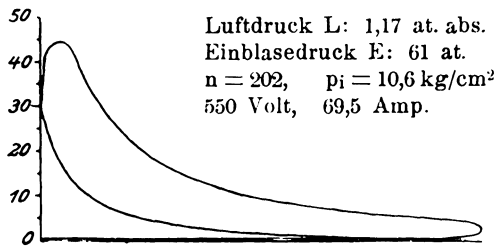


Abb. 40.

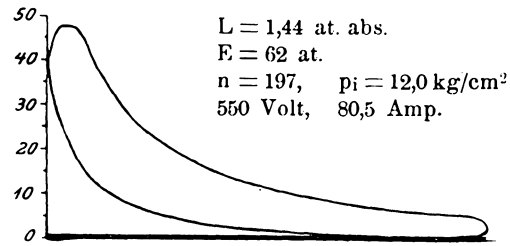


Abb. 41.

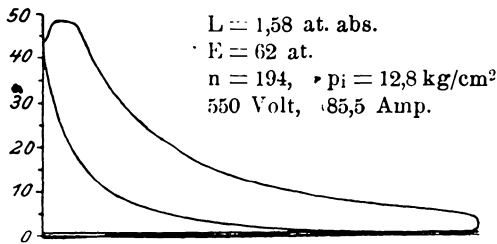


Abb. 42.

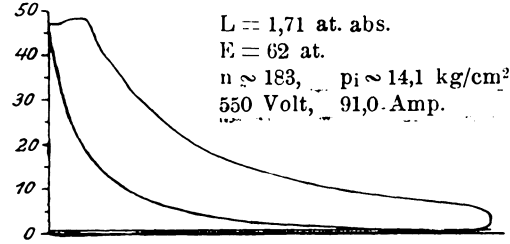


Abb. 43.

12 Zylindern ohne Kreuzköpfe mit einer Normalleistung von 6000 PS vollständig betriebssicher bauen können, so ist durch das Aufladeverfahren in Verbindung mit einer dem Propellerbetrieb entsprechenden Steigerung der Drehzahl eine Leistungserhöhung auf 8000 PS durchaus möglich. Zwei solche

Ladung an einer ortsfesten Ölmaschine Nr. 18.

p_i kg/cm ²	$p_e - p_i$ kg/cm ²	Wirkliche Nutzleistung in PS	Brennstoffverbrauch **)		Mechanischer Wirkungsgrad $\eta_m = \frac{p_e}{p_i}$	Bemerkungen
			kg/st.	g/PSe-st.		
0,27	8,20	58,7	12,0	205	0,80	
0,75	9,27	64,7	13,78	213	0,835	Die Maschine war hierbei überlastet
1,01	9,89	69,3	14,30	207	0,852	
1,26	10,94	71,0	15,0	211	0,865	Die Maschine war hierbei überlastet

Maschinen, in Verbindung mit zwei Marsch- und Lademaschinen von 1750 PS, die mit elektrischer Übertragung auf die Propellerwellen arbeiten, ermöglichen es, in einem Kriegsfahrzeug eine verhältnismäßig einfache Anlage von etwa 19 000 PS unterzubringen.

Die Viertaktmaschine wird damit auch zur geborenen Marschmaschine für Kriegsschiffe aller Art. Bei Marschfahrt arbeiten 1 oder 2 Maschinen mit normalem mittlerem Druck und normaler Drehzahl. Sobald die Forzierung der Dampfanlage eintritt, werden die beispielsweise durch Dampfturbinen angetriebenen Gebläse zur Förderung der Aufladeluft angestellt und damit gleichzeitig der mittlere Druck und die Propellerdrehzahl der Marschmaschinen gesteigert. Auf diese Weise wird das Mißverhältnis von Propellerdrehzahl und Leistung, bei Marschfahrt einerseits und bei forzierter Fahrt andererseits, wesentlich gemildert gegenüber einer nicht überlastbaren Maschine.

III. Die chemischen Probleme.

1. Die Brennstoffe.

Die Quelle für unsere flüssigen Brennstoffe sind vornehmlich — und nur von diesen soll die Rede sein — Erdöl, Braunkohle und Steinkohle. Die für die Ölmaschine in Betracht kommenden Treiböle werden aus diesen Rohstoffen durch 3 Arten von Prozessen gewonnen: die fraktionierte Destillation, den Krackprozeß oder die Zersetzungsdestillation und die pyrogene Zersetzung. Die Ausgangsprodukte und die genannten Prozesse bestimmen die chemische Konstitution der flüssigen Brennstoffe.

Ihr gemeinsames Merkmal ist, daß sie mehr oder weniger vielseitige Gemische von mehr oder weniger komplizierten Kohlenwasserstoffen sind. Verständnis für die Verbrennungsvorgänge im Dieselmotor können wir also erst gewinnen, wenn wir in das Wesen dieser Kohlenwasserstoffe eindringen und die Gesetze, die hier herrschen, kennen.

Man kann sagen, daß die chemische Zusammensetzung der flüssigen Brennstoffe in groben Zügen aufgeklärt ist, jedenfalls ist die Klassifizierung erfolgt. Das Haupttreiböl der Ölmaschine, das aus den Erdölen gewonnen wird, also Gasöl, ist in erster Linie ein Gemisch von Kohlenwasserstoffen der Zusammensetzung $C_n H_{2n+2}$ (Paraffine), $C_n H_{2n}$ (Olefine, Naphthene). Aromatische Kohlenwasserstoffe (Benzolkohlenwasserstoffe) kommen nur in geringen Mengen in Betracht. Die Destillationsprodukte des bei dem Schwel-

prozeß der Braunkohle gewonnenen Braunkohlenteeres, die insbesondere bei der Paraffingewinnung erhalten werden, also Paraffin- oder Braunkohlenteeröl, sind entsprechend der angewendeten Temperatur des Schwelprozesses von 600—700 ° C ebenfalls Kohlenwasserstoffe vornehmlich der Zusammensetzung $C_n H_{2n+2}$ und $C_n H_{2n}$. Außerdem kommen darin sauerstoffhaltige Kohlenwasserstoffe (Phenole) und aromatische Kohlenwasserstoffe vor.

Im Gegensatz hierzu stehen die Treiböle, die aus dem Teer der Steinkohle, wie er bei der Leuchtgas- und Kokserzeugung gewonnen wird, durch fraktionierte Destillation entstehen, und zwar die für die Ölmaschinen in Betracht kommenden Teeröle: Schweröl und Anthrazenöl. Sie sind entsprechend den hohen Temperaturen von 1000—1200 ° C, die bei der Verarbeitung der Kohle auf Gas und Koks angewendet werden, Gemenge von hochsiedenden Kohlenwasserstoffen, in erster Linie der aromatischen Reihe, und zwar

der Naphthalin- ($C_{10} H_8$) -,
 Fluoren- ($C_{13} H_{10}$) -,
 Phenanthren- ($C_{14} H_{10}$) - und
 Anthrazen- ($C_{14} H_{10}$)-Gruppe

neben geringen Mengen Paraffinen und Phenolen.

Ganz wesentlich andere Treiböle erhält man aus dem Urteer der Steinkohle, der durch Destillation bei niedriger Temperatur (500—600 ° C) entweder im Gasgenerator nach dem Verfahren der Gesellschaft für Brennstoffvergasung, Berlin, der Maschinenfabrik Thyssen in Mülheim (Ruhr), oder in besonderen Generatoren, z. B. Trommelapparaten, gewonnen wird. Die Arbeiten des Instituts für Kohlenforschung in Mülheim (Ruhr)³⁷⁾, insbesondere die Arbeiten von W. Glud³⁸⁾ und Franz Fischer und W. Glud³⁹⁾ haben ergeben, daß diese Treiböle den aus der Braunkohle erhaltenen so ähnlich sind, daß man auf nahe chemische Verwandtschaft bzw. Übereinstimmung schließen kann. Wie einige untersuchte Braunkohlenteere enthält auch der Urteer kein Naphthalin, das erst sekundär bei Temperaturen von 750 ° C und darüber entsteht. Ein Unterschied besteht nur hinsichtlich des Gehaltes an Phenolen, der beim Urteeröl — will man von deren kostspieliger Trennung absehen — erheblich größer ist.

Die chemische Konstitution der in den Treibölen vorkommenden Kohlenwasserstoffe und die bisherigen Untersuchungen über den Einfluß der Temperatur ermöglichen es uns, die Gründe für ihr verschiedenartiges

Verhalten im Dieselmotor zu erkennen. Allerdings sind diese Arbeiten noch spärlich, und bis zur Aufklärung der Verbrennungsvorgänge ist noch viel zu leisten.

Das in den Arbeitszylinder durch das Brennstoffventil eintretende fein zerstäubte Treiböl wird, wie in II., 3. ausgeführt wurde, in der durch die Kompression auf 500—650° erhitzten Luft vergast und teilweise (pyrogen) zersetzt. Vergasung und pyrogene Zersetzung verlaufen nun bei den verschiedenen Kohlenwasserstoffen je nach der Dauer des Erhitzens und der Höhe der Temperatur ganz verschieden. Auf die Unterschiede, die die verschiedenen Öle bei Ölgasbildung zeigen, ist Neumann¹¹⁾ ausführlich eingegangen.

Ich möchte im nachstehenden einiges über die pyrogene Zersetzung der Kohlenwasserstoffe, die m. E. noch nicht die genügende Beachtung gefunden hat, anführen. Wir besitzen hierüber eine gute Übersicht von Glud⁴⁰⁾, einem der Mitarbeiter des Instituts für Kohlenforschung in Mülheim (Ruhr). An Hand dieses Aufsatzes kann man sich leicht über die vorhandene Literatur orientieren.

Zur Beurteilung der pyrogenen Zersetzung der Paraffinkohlenwasserstoffe, die in den Treibölen des Erdöles vorherrschend sind und in denjenigen der Braunkohle und soweit es sich um Urteer handelt, der Steinkohle, vorkommen, besitzen wir in erster Linie die Untersuchung von Haber⁴¹⁾ über das Hexan C_6H_{14} . Haber fand, daß bei kurzdauerndem Erhitzen bis 518° keine merkliche Zersetzung stattfand. Bis 800° bestanden die gasförmigen Zersetzungsprodukte in der Hauptsache aus Methan CH_4 , Äthylen C_2H_4 und Propylen C_3H_6 ; merkliche Wasserstoffabspaltung trat überhaupt nicht ein. Erst über 900° tritt Wasserstoff neben Methan und geringen Mengen Olefinen C_nH_{2n} auf. Bei 950° beginnt dann der Zerfall in Kohlenstoff, Wasserstoff und Methan*), und zwar überwiegen Kohlenstoff und Wasserstoff.

Ganz anders verhalten sich die Naphthene (hydroaromatische Kohlenwasserstoffe), bei denen schon bei 500° C beträchtliche Mengen Wasserstoff abgespalten werden und im wesentlichen aromatische Kohlenwasserstoffe, Benzol, Naphthalin entstehen.

Bei den aromatischen Kohlenwasserstoffen, die die wesentlichen Bestandteile unserer heimischen Treiböle des Teers sind und wie

*) Berthelot hat festgestellt, daß Methan bei 1300° vollständig in seine Elemente zerfallen ist.

aus dem Vorstehenden hervorgeht, bei der Zersetzung der Braunkohlen- und Urteeröle nach der Wasserstoffabspaltung entstehen, bietet der Verlauf der pyrogenen Zersetzung manchen Anhaltspunkt für ihr Verhalten in der Ölmaschine. Beim Benzol (C_6H_6) beginnt die Zersetzung bei 500° (nach anderer Quelle erst bei 650°), es spaltet sich in Wasserstoff und Dyphenyl ($C_{12}H_{10}$), max. Ausbeute an Diphenyl bei 750° ; darüber Zerfall unter Kohleabscheidung. Naphthalin ist besonders temperaturbeständig. 850 g Naphthalin geben 470 g unverändertes Naphthalin, 130 g $\beta\beta$ Dinaphthyl ($(C_{10}H_7)_2$) und Kohle. Die Versuche über Fluoren, Phenanthren und Anthrazen sind noch zu spärlich, um daraus Schlüsse ziehen zu können; jedenfalls sind auch diese Verbindungen wesentlich temperaturbeständiger als die Paraffine und Naphthene.

Man kann daher, vorbehaltlich einer genaueren Prüfung, heute etwa folgendes sagen:

Bei den niederen Temperaturen der gewöhnlichen Kompression (500 bis 650°) und der kurzen zur Verfügung stehenden Zeit findet wahrscheinlich eine nennenswerte pyrogene Zersetzung vor der Entzündung nur bei den Gasölen, Braunkohlen- und Urteerölen, bei den Teerölen überhaupt nicht statt. Neben den Zündpunkten der hierbei etwa abgespaltenen Gase, Wasserstoff, Methan usw. spielen die Zündpunkte der vergasten aber noch unzersetzten Brennstoffe für die Einleitung der Verbrennung die ausschlaggebende Rolle. Da die Zündtemperaturen der abgespaltenen Moleküle H_2 und CH_4 und wahrscheinlich auch der Gase der erstgenannten Brennstoffe bei der normalen Kompression von 30 — 33 at erreicht werden, so bestehen hier keine Schwierigkeiten hinsichtlich der Verbrennung, während für die Teeröle diese Temperaturen im allgemeinen nicht ausreichen. Bei so niedriger Kompression müssen daher fremde Zündmittel (Zündbrennstoff, elektrische Zündung) oder eine Erwärmung der Einblase- bzw. der Verbrennungsluft angewendet, oder die Kompression soweit erhöht werden, daß die Zündung mit Sicherheit erfolgen kann.

Für die Zündung und Verbrennung eines Treiböles ist also neben der Zeit in erster Linie die Temperatur bestimmend. In diesem Zusammenhang hat die von Rieppel begründete und noch von Aufhäuser⁴²⁾ mit den Worten vertretene Wasserstofftheorie: „Von zwei Treibmitteln ist stets dasjenige mit dem größeren Wasserstoffgehalt das bessere“ und die Beurteilung an Hand des von ihm als Wasserstoffzahl bezeichneten Verhältnisses $H:C$, wobei Kohlenstoff = 1 gesetzt werden soll, keine wissenschaftliche Berechtigung.

Die Rußbildung bei der Verbrennung kann auf zwei Ursachen zurückgeführt werden: auf unvollständige Verbrennung infolge Sauerstoffmangel (schlechte zeitliche oder räumliche Einführung und nicht genügende Zerteilung des Brennstoffes) oder pyrogene Zersetzung des Treiböles mit Zerfall in Kohlenstoff, aber nicht genügend hohe Temperatur für dessen Verbrennung.

Zwecks Aufklärung des Verhaltens der verschiedenen Treiböle in der Ölmaschine, Einblick in den Zusammenhang zwischen chemischer Konstitution und Verbrennung erscheinen mir vergleichende Versuche mit bestimmten, chemisch genau definierten Kohlenwasserstoffen: Repräsentanten der einzelnen Klassen, wie Paraffine, Olefine, Naphthene und der aromatischen Kohlenwasserstoffe, also z. B. mit Hexan C_6H_{14} , Hexylen C_6H_{12} , Hexahydrobenzol C_6H_{12} , Benzol C_6H_6 , Naphthalin $C_{10}H_8$, Anthrazen $C_{14}H_{10}$ usw. im Dieselmotor wertvoll.

2. Die Anfressungen.

a) An Kolbenkühlrohren von U-Boots-Zweitaktmaschinen. Bei den geteilten Arbeitskolben nach Abb. 5 und 6 wird das Kühlwasser durch Stahlrohre von dem Unterteil nach dem Kolbenkühlraum des Oberteils geleitet. An diesen Rohren zeigten sich an den Stirnflächen und der Innenseite der Krümmungen Anfressungen. Die Rohre waren mit aufgelöteten Bunden versehen und mit Kupferringen abgedichtet; als Ursache waren daher galvanische Erscheinungen anzunehmen.

Zur Abhilfe wurden zunächst die Rohre verzinkt und die Kupferringe verzinnt. Als diese Maßnahme noch keinen Erfolg brachte, wurden Rohre und Kupferringe sorgfältig verbleit; aber auch diese Maßnahme schien nach den letzten Beobachtungen von keinem dauernden Erfolg begleitet zu sein.

Zur Aufklärung der an den Kolbenkühlrohren auftretenden Anfressungen wurden von der Germaniawerft Versuche angestellt, indem verschieden behandelte Rohre unter denselben Temperaturen-, Druck- und Strömungsverhältnissen wie in der Maschine der Einwirkung von belüftetem Wasser ausgesetzt wurden. Es konnte jedoch hierbei auch nach 1300 Betriebsstunden kein Eingriff des Wassers festgestellt werden, während bei den Rohren in der Maschine die Anfressungen schon nach kürzerer Zeit auftraten.

Ein neues Licht wird durch die Untersuchungen über die Ursachen der Anfressungen an Propellern, über die Parsons und Cook⁴³⁾ berichten, auf die beobachteten Erscheinungen geworfen. Danach wären die Angriffe auf

das Material durch Wasserschläge zu erklären, wie sie beim Aufeinanderprallen von durch ein Vakuum getrennten Wasserschichten entstehen. Bei den Versuchen von P. und C. wurden solche Wasserschläge künstlich erzeugt und dabei in kürzester Zeit die bekannten Anfressungserscheinungen hervorgerufen.

In den Kolbenkühlrohren sind häufig Wasserschläge, insbesondere beim Betrieb mit den abgetrennten Zentrifugalpumpen, die mit wenig oder gar keinem Luftzusatz arbeiten, aufgetreten. Während bei den Kolbenpumpen

Kolben einer U-Boots-Zweitaktmaschine mit Anfressungen.

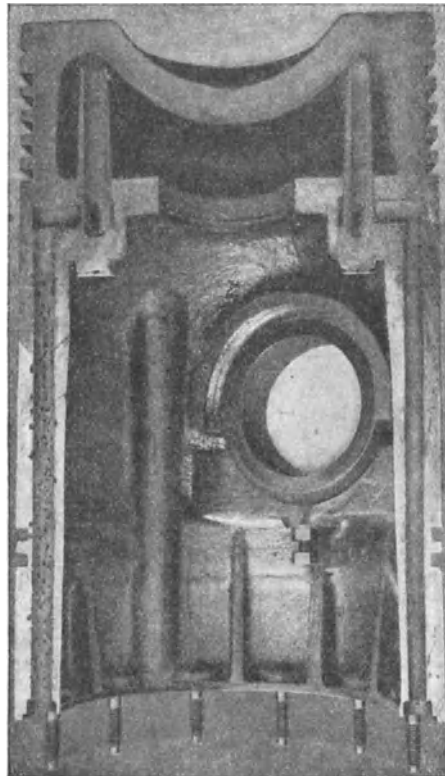


Abb. 44.

durch das Schnüffelventil genügend Luft zugeführt werden kann, mußte beim Betrieb mit den Zentrifugalpumpen Luft vom Kompressor zugeführt werden. Da der Luftzusatz andererseits aber auch die Rostbildung begünstigt, so erscheint es richtiger, wenn das Abreißen der Wassersäule durch entsprechende Erhöhung des Druckes verhindert wird.

b) Anfressungen an Kolben von U-Boots-Zweitaktmaschinen. Auch an den Dichtungsflächen gegen die Rohrflanschen und den Kühlwasserkanälen der Kolben älterer Konstruktion zeigten sich Anfressungen, Abb. 44. ähnlich denjenigen, die bei Dampfkesseln beobachtet werden. Die Anfressungen traten nur in den Zuflußkanälen auf. Als Ursache mußte eine Einwirkung des im Kolbenkühlwasser enthaltenen Luft-sauerstoffes angenommen werden.

Zur Abhilfe wurde von der Marine zunächst der Einbau von Eisenspanfiltern in die Kühlwasserzuführung, in denen der Luft-sauerstoff an das Eisen

Vorschlag über Einbau eines Eisenspan-Filters in die Zufußleitung der Kolbenkühlung.

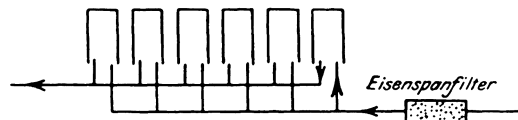


Abb. 45.

gebunden werden sollte, vorgeschlagen, siehe die Skizze Abb. 45; über die Wirkung derselben hat man noch keine Erfahrungen gesammelt.

c) Rosten der Posaunenrohre für die Kolbenkühlung von U-Boots-Zweitaktmaschinen. Als das früher für die Posaunen stets verwendete Monellmetall (60 Ni, 40 Cu) im Kriege nicht mehr zu erhalten war, wurden Versuche mit Posaunen aus Bronze und Siemens-Martin-Stahl (geschliffen) gemacht. Erstere bekamen im Betrieb Riefen, bei letzteren zeigten sich zunächst keine Anstände. Das Rosten, das man durch sorgfältige Entwässerung während des Stillstandes und Einfettung zu verhindern versuchte, wurde jedoch mehr und mehr störend. Um daher sicher zu gehen, wurden weitere Posaunen aus nichtrostendem Stahl Marke V 1 M der Firma Krupp, Essen, verwendet, die sich sehr gut bewährten.

d) Anfressungen an Kühlern von U-Boots-Maschinen. An Messingrohrbündeln der Öl- und Süßwasserrückkühler zeigten sich die von Kondensatorrohren her bekannten Anfressungen. Als die Messingrohre dann durch in der Wandstärke kräftige Kupferrohre ersetzt und gleichzeitig in reichlichem Maße Zinkschutzplatten an den Rohrbündeln angebracht wurden, wurde die Lebensdauer der Bündel eine längere.

Mit zunehmender Knappheit an Kupfer und Zinn wurden die Kühler der Ölmaschinen bis auf die Rohre, für die zuletzt in großem Umfang Preßmessing verwendet wurde, in Eisen ausgeführt, und zwar die Kühlergehäuse aus Flußeisenblech geschweißt oder aus Gußeisen, und die Rohrböden aus Flußeisen oder Siemens-Martin-Stahl. Die Messingrohre wurden eingewalzt oder eingedornt, nicht verlötet. Zum Schutze gegen Anfressungen wurden die Gehäuse und Rohrbündel soweit als möglich verbleit und mit reichlichem Zinkschutz versehen.

Die mit den Anfressungen zusammenhängenden Fragen bedürfen noch der Untersuchung und Aufklärung; es unterliegt keinem Zweifel, daß man durch Anwendung der Ergebnisse in der Erforschung und Verhütung solcher Anfressungen die Lebensdauer der betreffenden Ölmaschinenteile wesentlich steigern kann.

3. Die Ablagerungen.

In den Zylinderdeckeln von Zweitaktmaschinen der im Mittelmeer fahrenden U-Boote zeigten sich, wie in II., 1. ausgeführt wurde, starke, von Seewasser herrührende Niederschläge; s. auch Abb. 26. Eine Analyse ergab 86 % kohlsauren Kalk, 6 % Gips, 3 % Magnesiumhydrat und andere Bestandteile. Zur Entfernung des Niederschlags wurde verdünnte Salzsäure angewendet.

Als Ursache ist in erster Linie der starke Salzgehalt des Mittelmeerswassers, dann hohe Temperatur und ferner ungenügende Zirkulation des Kühlwassers anzusehen. Zur Abhilfe wurde die Wasserführung in den Zylinderdeckeln verbessert, so daß das Wasser an allen Stellen mit genügender Geschwindigkeit strömen mußte, und es wurden die Temperaturen des ablaufenden Kühlwassers unter 50 ° C gehalten.

IV. Die technischen Probleme.

1. Zwei- oder Viertakt.

In den Jahren 1907/1908, als die Entwicklung der Schiffsölmaschine in erster Linie durch die Nachfrage nach Unterseebootmaschinen richtig einsetzte, hielt man in Deutschland, außer bei dem Augsburger Werk, im Gegensatz zum Nürnberger Werk der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg, den Zweitakt aus folgenden Gründen als das für die Schiffsmaschine brauchbarere System:

- a) das Drehmoment war gleichförmiger;
- b) die Zylinderabmessungen waren kleiner;
- c) das Gewicht und — bei zweckentsprechender Bauart — der Raumbedarf waren kleiner;
- d) das gefürchtete Auslaßventil der Viertaktmaschine fiel fort;
- e) die Umsteuerung war einfacher und betriebssicherer;
- f) die Maschine ließ sich in 4 Zylindern ohne Zuhilfenahme von Spülpumpe oder Kompressor umsteuerbar bauen, gegenüber 6 Zylindern bei der normalen, auch beim Anlassen im Viertakt arbeitenden Viertaktmaschine;
- g) große Leistungen schienen nur mit der Zweitaktmaschine erreichbar.

Gegenüber diesen Vorteilen sollten die Nachteile: höherer Brennstoffverbrauch, Komplizierung durch den Hinzutritt der Spülpumpe, erhöhte Wärmebeanspruchung, in den Hintergrund treten.

Wie steht es nun heute nach 12-jähriger Entwicklung mit der Entscheidung der Frage: Zweitakt oder Viertakt? M. E. kann diese Frage auch heute noch nicht restlos beantwortet werden und zwar, weil ein Teil der Mängel der bisher gebauten Zweitaktmaschinen der viel kürzeren Entwicklungszeit des Zweitakts gegenüber dem Viertakt zur Last zu legen ist. Zweifellos wären die bekannten Rückschläge nicht in dem Maße eingetreten, wenn der Zweitakt sich so ruhig und stetig entwickelt hätte wie der Viertakt. Nach Ansicht meiner Firma ist es nicht richtig, nun den Zweitakt endgültig zu verdammen. Wir müssen uns hüten, in technischen Entwicklungsfragen die Mode entscheiden zu lassen. Letzten Endes sind nur technische und wirtschaftliche Gesichtspunkte maßgebend, und nur eine rücksichtslose Kritik kann uns diesem Ziel entgegenführen.

Meine Firma steht nun, gemäß ihren langjährigen Erfahrungen im Bau der verschiedensten Arten von Zwei- und Viertaktmaschinen heute auf dem in den nachstehenden Ausführungen wiedergegebenen Standpunkt. Dabei soll die Untersuchung sich stützen auf die Gründe für die Entscheidung in den Jahren 1907/08.

Zu a) Ist für Schiffsmaschinen von keiner besonderen Bedeutung und kann auch durch ein Schwungrad erreicht werden.

Zu b) Dies hat sich nicht als besonderer Vorteil erwiesen.

Zu c) Die Vergleiche gründeten sich damals hinsichtlich des Gewichts bei Zweitakt auf Projekte, bei Viertakt auf ausgeführte Maschinen.

Bei den U-Boots-Maschinen hat sich im weiteren Verlauf der Entwick-

lung, insbesondere im Krieg, gezeigt, daß Zweitakt- und Viertaktmaschinen einschließlich der für den Betrieb der Anlage notwendigen Teile fast gleich schwer sind (s. IV. 5.). Der Raumbedarf ist neuerdings bei Viertaktmaschinen um ein wenig geringer als bei Zweitaktmaschinen. Zur Kenntlichmachung der Raumunterschiede ist in den Abb. 46 bis 48 das Projekt je

Projekt eines U-Bootes von 1000 t ↑ Wasserverdrängung mit 1450 PSe-Viertakt- und 1450 PSe-Zweitaktmaschinen.

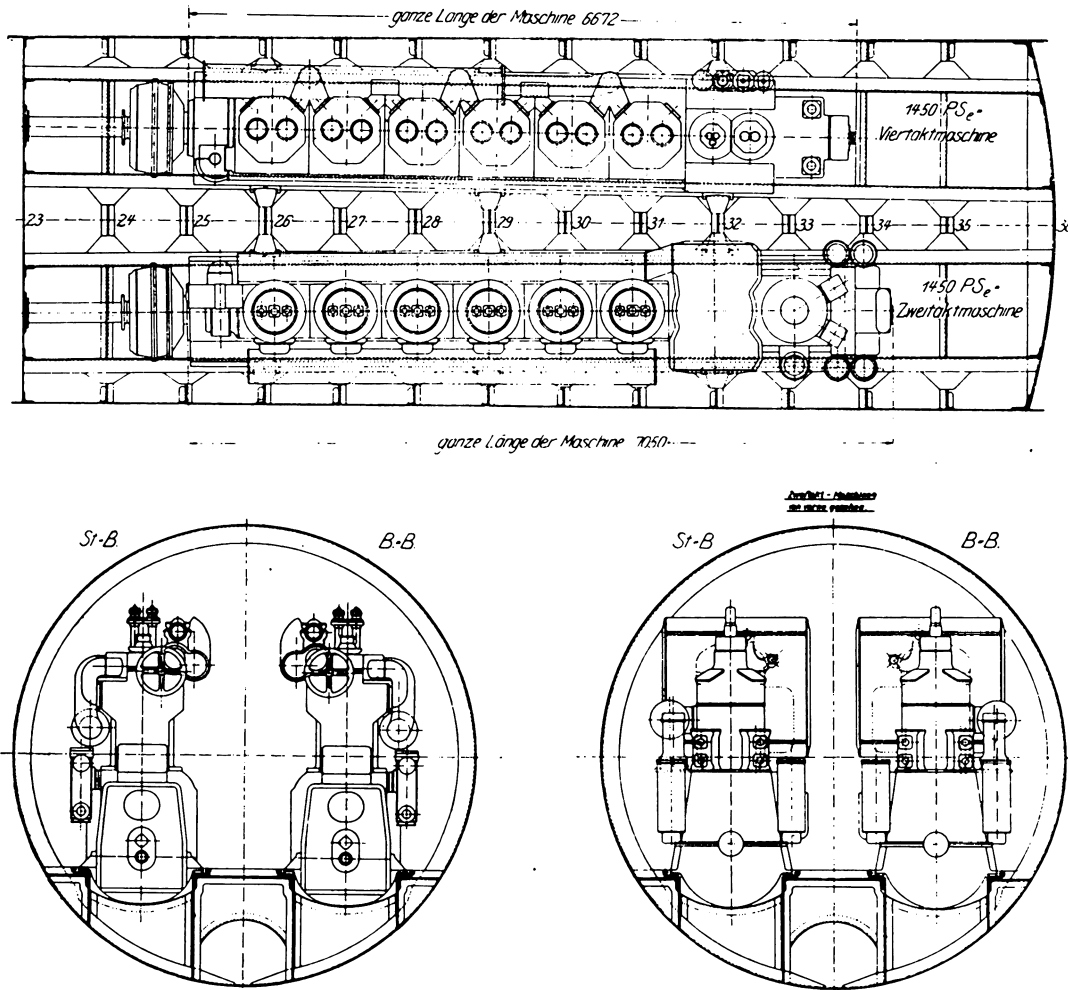


Abb. 46/48.

einer Anlage mit 2 Stück 1450-PS Zwei- und Viertaktmaschinen für ein U-Boot von 1000 t Wasserverdrängung, wie sie bei Kriegsende im Bau waren, wiedergegeben. Die Zweitaktmaschinen sind reine Schlitzspülmaschinen ohne Spül- oder Nachladeventile. Die Hauptdaten der Maschinen sind in der Tabelle im Anhang unter Nr. 7 für die Zweitakt- und Nr. 15 für die Viertaktmaschinen

enthalten. Bei beiden Maschinen wurden die heute bei Übernahme voller Gewähr noch zulässigen Grenzwerte für Drehzahl und mittleren Druck zugrunde gelegt.

Bei Handelsschiffsmaschinen liegen die Verhältnisse für den Zweitakt ähnlich, wenn man bei der Zweitaktmaschine nicht zu 4 Zylindern übergeht. In diesem Fall ist die Zweitaktmaschine wohl etwas kürzer, aber infolge des Balancierantriebs der Spülpumpen, dem man heute der Raumersparnis halber allgemein den Vorzug gibt, breiter. Außerdem baut sie höher, wenn man die Kolbenkühlposaunen, wie bei Viertaktmaschinen, oberhalb des Kurbelraumes und vollständig von diesem getrennt, anordnet, um der oben aufgestellten Forderung gerecht zu werden, daß kein Seewasser (von der Kolbenkühlung, sei es infolge von Undichtigkeiten der Posaunenstopfbuchsen oder Flanschen der Kolben und Kolbenkühlrohre, sowie infolge von Anfressungen an diesen Teilen) in das Schmieröl gelangen soll.

Die Vergleiche des Direktors von Ansaldo Chiesa⁴⁴⁾, die sehr zugunsten des Zweitakts sprechen, können nicht überzeugen, da die Vergleichsgrundlagen zu verschieden sind. Es handelt sich dabei um Zweitaktmaschinen, die noch bedeutende Mängel aufweisen und deren Behebung nur bei größerem Raumbedarf möglich ist.

Zu d) Im Bau von Auslaßventilen der Viertaktmaschinen sind inzwischen Fortschritte gemacht worden, und zwar durch Verwendung von geeignetem Material und Kühlung der Ventilkegel. Bei ungekühlten Kegeln hat sich Gußeisen am besten bewährt. Abb. 49 zeigt die Konstruktion, wie sie von der Germaniawerft für die 450-PS Maschinen der Handelsunterseeboote „Deutschland“, „Bremen“, von weiteren sechs U-Kreuzern, sowie bei vielen Dieseldynamos gleicher Leistung für Linienschiffe und große Kreuzer angewendet wurde. Ungekühlte Kegel scheinen bei U-Boots-Maschinen bis 350 mm Zylinderdurchmesser anwendbar zu sein. Die Kühlung der Kegel hat den Nachteil, daß die gewöhnlich verwendeten Schläuche aus Gummi an den Mundstücken undicht werden, so daß sich Leckwasser über die Maschine ergießt und ins Schmieröl gelangen kann. Außerdem treten lästige Anfressungen an den Zuführungsstellen, dem Kegel und dem Einsteckrohr und außerdem leicht Verstopfungen auf. Die Verwendung ungekühlter Kegel bedeutet daher einen großen Vorteil, und wenn dies auch für Maschinen größerer Leistung, insbesondere für Handelsschiffe, gelingen sollte, so würde dieser für die Zweitaktmaschinen ins Feld geführte Vorteil ganz verschwinden.

Zu e) Da die Umsteuerung der Viertaktmaschine seitdem wesentliche Fortschritte gemacht hat und der gesamte Anlaß- und Umsteuermechanismus bei Zwei- wie bei Viertakt heute vielfach der gleiche ist, so entfällt dieser Vorteil des Zweitakts.

Zu f) Dieser Vorteil besteht heute im allgemeinen noch; siehe das zu c) Gesagte.

Zu g) Untersuchungen über die Größenentwicklung der U-Boots-Maschinen haben gezeigt, daß der Viertakt in seiner einfachwirkenden Bau-

Auslaßventil für die 450 PSe Oelmaschine Nr. 11.

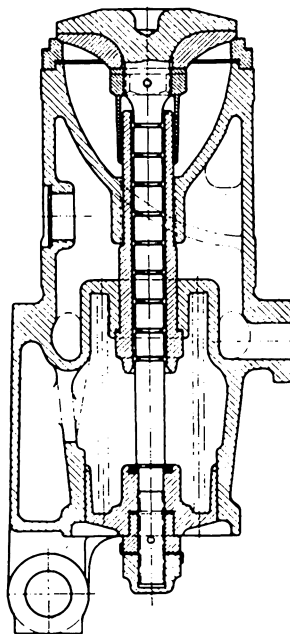


Abb. 49.

art hinsichtlich Raumbeanspruchung dem Zweitakt bis zu den größten ohne Kreuzkopf möglichen Leistungen überlegen ist. Die Überlegenheit steigert sich noch bei größeren Zylinderdurchmessern, wo der Zweitakt infolge des fehlenden kräftigen Druckwechsels im oberen Totpunkt und zwecks betriebssicherem Lauf der Kolben nur noch in Kreuzkopfbauart ausführbar sein dürfte. Wo die Grenze, bis zu der Viertakt-U-Boots-Maschinen ohne Kreuzköpfe gebaut werden können, liegt, läßt sich nicht bestimmt angeben. Da aber die Kolben der 1700-PS U-Boots-Maschinen mit 530 mm \varnothing immer einwandfrei, ohne jede Störung, gelaufen sind, so darf man den Schluß

ziehen, daß dies auch noch für größere \varnothing zutrifft; man sieht in Fachkreisen zurzeit etwa 650—700 mm \varnothing als die Grenze für Viertakt an. In Abb. 50 ist das Projekt einer Maschine wiedergegeben, die in 10 Zylindern bei $n = 350$ 5000 PS leistet und die den hier erwähnten Untersuchungen zugrunde liegt. Wie in II., 5. dargelegt wurde, ist zudem die Viertaktmaschine in sehr einfacher Weise überlastbar. Für die einfachwirkende U-Boots-Maschine erweist sich der Standpunkt von 1907/08 als nicht stichhaltig.

Die Doppelkolbenmaschine der Junkersschen oder der Zweiwellenbauart vermag an diesem Ergebnis ebenfalls nichts zu ändern und hat noch den Nachteil des komplizierten Triebwerks mit der 2—3 fachen Lagerzahl, sowie der doppelten Kolbenzahl und der erhöhten Störungsmöglichkeit durch die Kolbenkühlung.

Bei Handelsschiffs- oder ortsfesten Maschinen in Kreuzkopfbauart scheinen mir die Erfahrungen noch nicht zu genügen, um ein abschließendes Urteil abzugeben. Jedenfalls ist auch hier die Leistungsgrenze für den Viertakt stark nach oben verschoben worden.

Für die doppeltwirkende Bauart ist ein so sicherer Vergleich nicht möglich, weil es stehende doppeltwirkende Viertaktmaschinen nicht gibt. Jedenfalls wird man die doppeltwirkende Maschine voraussichtlich erst bei Leistungen anwenden, die mit der einfachwirkenden Bauart nicht mehr zu bewältigen sind.

Was nun die schon 1907/08 in Betracht gezogenen Nachteile der Zweitaktmaschine anbelangt, so bestehen sie auch heute noch; ja, man hat sie in der Zwischenzeit erst richtig einzuschätzen gelernt. Der um 10 bis 15 % höhere Brennstoffverbrauch spielte allerdings im U-Boots-Betrieb keine bedeutsame Rolle gegenüber den unvermeidlichen Verlusten infolge Bunkerleckagen. Beim Handelsschiff mit der Forderung nach höchster Wirtschaftlichkeit ist er bei den hohen Treibölpreisen von nicht zu unterschätzender Bedeutung und einer der ausschlaggebenden Nachteile des Zweitakts.

Der Standpunkt hinsichtlich der Spülpumpe ist der gleiche geblieben, zumal dieses Element heute als gelöstes Problem zu bezeichnen ist.

Die Frage der Wärmebeanspruchung ist im Abschnitt II., 1. ausführlich erörtert worden. Beim Zweitakt sind die Konstruktionen, die zur Lösung gewählt werden, zum Teil im Dauerbetrieb noch nicht genügend erprobt, um Entscheidendes zu sagen. Es ist jedoch anzunehmen, daß sie den Anschaffungspreis und die Unterhaltungskosten so beeinflussen, daß besondere Vorteile für den Zweitakt nicht zu buchen sind.

Projekt einer 5000 PSe Ölmaschine.

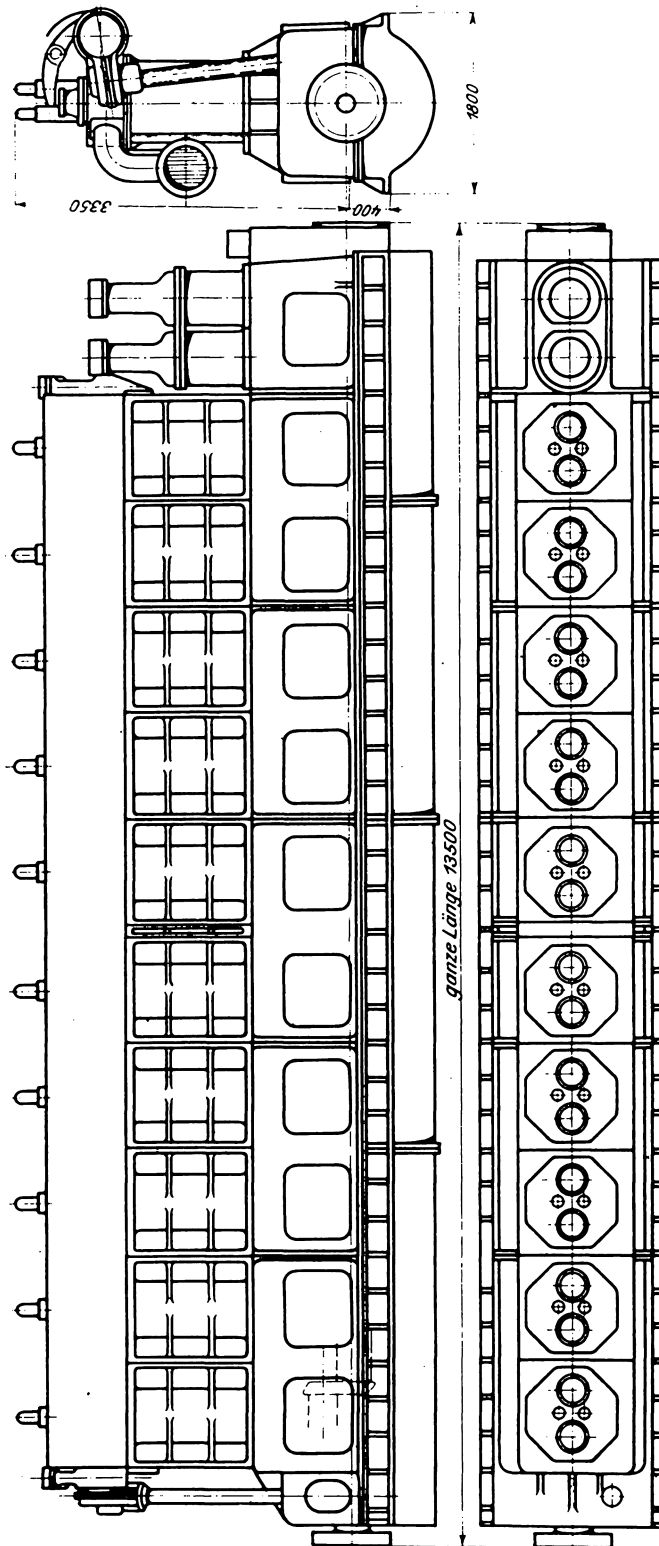


Abb. 50.

Außer diesen Vor- und Nachteilen sind oben eine Reihe von Problemen der Zweitaktmaschine erörtert worden, die eine wesentliche Rolle bei der Bewertung spielen, und die man bei der Stellungnahme 1907/08 noch nicht in ihrer vollen Tragweite erkannte. Sie verschieben das Bild ebenfalls zugunsten der Viertaktmaschine.

Einer der bedeutendsten Unterschiede besteht ferner noch im Aufbau des Zylinders. Für Zweitakt-U-Boots-Maschinen ist die Konstruktion der Germaniawerft aus Abb. 5 in ihrer älteren, aus Abb. 6 in ihrer neueren Form zu ersehen. Wenn man damit die Konstruktion des G. W.-Viertaktzylinders, z. B. der U-Boots-Maschine, Abb. 18, vergleicht, so erkennt man deutlich die Vorteile des Viertakts. Hier eine glatte, nur am oberen und unteren Ende zentrierte Buchse, dort entweder eine dünne eingepreßte (Abb. 5) oder eine stärkere, an vier verschiedenen Stellen zentrierte Buchse (Abb. 6) mit besonderen Dichtungsringen, etwa in halber Höhe (gegen Kühlwasser und Auspuffgase), mit ihren Schlitz- und Stegen, ihren Unterbrechungen in der geschmierten Fläche, die unberechenbaren Verwerfungen durch den komplizierten und ungleichmäßig erwärmten Zylinder mit seinem Auspuffraum ausgesetzt ist. Die hierdurch gekennzeichneten Vorteile des Viertakts haben sich in der Praxis bestätigt: Bei Viertaktmaschinen gehört das Fressen von Kolben zu den seltensten Störungen. Auf der Germaniawerft ist bei der Erprobung zahlloser schnellaufender Viertaktmaschinen von 225—1700 PS seit Jahren kein Fressen eines Kolbens vorgekommen, im Gegensatz zu den Zweitaktmaschinen, wo sich diese Störungen trotz der sorgfältigsten Herstellung bei plötzlichen Belastungsänderungen vereinzelt ereigneten, bis die Maschinen genügend eingelaufen waren. Man muß sich daher auf den Standpunkt stellen, daß bei Zweitaktmaschinen schon bei mittleren Leistungen Kreuzkopfbauart erforderlich ist.

Auch die Drehzahl der Steuerwelle und die Geräusche hat man zu Anfang nicht bewertet. Bei Maschinen mit Spülventilen bereitet die, gegenüber Viertakt, doppelte Drehzahl der Steuerwelle wenn auch keine Schwierigkeiten, so doch höhere Steuerungsgeräusche als bei der Viertaktmaschine. Bei ventillosen Zweitaktmaschinen entfällt dieser Nachteil. Hier verbleiben noch die Geräusche der Spülpumpe, die sich allerdings durch Schalldämpfer und eine besondere Saugleitung vermindern oder auch vermeiden lassen.

Auf Grund der Entwicklung bei der Germaniawerft kann man heute zusammenfassend etwa Folgendes sagen:

Für U-Boote ist die Viertaktmaschine in ihrer einfachwirkenden Bauart der Zweitaktmaschine hinsichtlich Brennstoffverbrauch, Raumbedarf und Wärmebeanspruchung bis zu den größten Leistungen überlegen. Bei der Zweitaktmaschine bleibt als einziger Vorteil — zwar nur bei der ventillosen Bauart — das Fehlen von Ventilen im Zylinderdeckel (außer Brennstoff-, Anlaß- und Sicherheitsventil), und zwar insbesondere des Auslaßventils der Viertaktmaschine. Bei einer betriebssicheren ventillosen Zweitaktmaschine entfällt also die Überholungsarbeit und -zeit für das Auslaßventil. Es kommt demnach auf die Einschätzung dieser Vor- und Nachteile an, ob man sich für den Zwei- oder Viertakt entscheidet.

Bei Handelsschiffs- und ortsfesten Maschinen liegen die Verhältnisse ähnlich. Hierzu kommt begünstigend für den Viertakt der niedrige Brennstoffverbrauch und der Fortfall der Kolbenkühlung bis zu wesentlich größeren Leistungen als beim Zweitakt.

Die Germaniawerft hat die Folgerungen aus dieser Entwicklung gezogen und baut sowohl für Kriegs- und Handelsschiffe als auch für ortsfeste Zwecke Viertaktmaschinen. Nur für ganz große Leistungen wird sie die ventillose Zweitaktmaschine in ihrer doppeltwirkenden Bauart ausführen*).

*) Meine Herren! Gestatten Sie mir an dieser Stelle einige Ausführungen zu den Bemerkungen, die in den während der Drucklegung meines Vortrags erschienenen „Erinnerungen“ des Großadmirals von Tirpitz wegen der bekannten anfänglichen Schwierigkeiten mit den U-Bootsmotoren gemacht werden.

Der Großadmiral kommt auf die bei Kriegsbeginn im Bau befindlichen Boote zu sprechen und erwähnt, daß sie verspätet fertig geworden sind, weil sich die Zweitakt-Motoren in der Fertigstellung verzögert hatten. Er ergänzt dann seine Ausführungen durch einen Brief des Korvettenkapitäns Bartenbach an Exzellenz Dick, in dem es heißt:

„Die Gründe, weswegen bei Kriegsbeginn nicht mehr U-Boote an der Front standen, liegen lediglich an dem Versagen der Industrie, die nicht in der Lage war, die vom Großadmiral in Auftrag gegebenen Boote zu den von ihr angebotenen Terminen fertigzustellen.“
..... „Wir hätten am 1. August 1914 ganz anders dagestanden, wenn die deutsche Industrie, die heute den Mund so voll nimmt, gehalten hätte, was sie dem Großadmiral vertraglich aus eigenen Angaben versprochen hatte.“

Meine Herren! Die Ausführungen des Herrn von Tirpitz und Bartenbach berücksichtigen nicht die ungeheuren Schwierigkeiten, die in der Aufgabe lagen, einen U-Bootsmotor für Fernfahrt zu schaffen, und es besteht die Gefahr, daß sie bei der Allgemeinheit des Leserkreises zu einer kritiklosen Zustimmung und Verurteilung führen können.

Als Ingenieur bedaure ich lebhaft, daß der Großadmiral in seinem Buche nur Vor-

2. Der Aufbau.

Im folgenden ist nur von der stehenden Maschine die Rede. Unter Aufbau soll die Zusammensetzung der ganzen Maschine, sowohl der Länge, der Höhe als auch der Breite nach verstanden werden.

Bei Maschinen ohne Kreuzköpfe hat sich sowohl hinsichtlich Zweiwie auch Viertakt die Aneinanderreihung als am zweckmäßigsten erwiesen; von der Kupplung aus gerechnet folgen also zunächst die Arbeitszylinder, dann die Spülpumpe, der Kompressor und am vorderen Ende die Kühlwasser- und Ölpumpen. Bei den Germaniawerft-Maschinen wurde nur die kleine Süßwasser-(Kolbenkühl-)Pumpe mittels Balancier von der Spülpumpen-treibstange angetrieben. Im Laufe der Entwicklung hat man die Arbeitszylinder fest miteinander verschraubt, um die höchste Steifigkeit in der Quer- und Längsrichtung und die für den Einspritzvorgang als sehr günstig erkannte, möglichst starre Lagerung der Steuer- und Hebelwelle zu erhalten. Nur bei kleinen Maschinen hat man die Zylinder in Blöcken zusammengegossen, bei großen Maschinen jedoch nicht, um möglichst ein-

würfe und Beanstandungen für die Leistungen der Industrie gefunden hat. Gerade das Umgekehrte hätten wir erwarten dürfen. Wir sind sicherlich nicht unbescheiden, wenn wir darauf hinweisen, daß es allein der Initiative und der Arbeit der Privatindustrie zu danken ist, wenn wir in Deutschland rechtzeitig U-Boote besaßen, und wenn die deutschen U-Boote weitaus die leistungsfähigsten waren. Sind Terminüberschreitungen zu beanstanden, so tragen wir sicherlich einen Teil der Schuld, aber schuldlos sind die Besteller auch nicht, die während des Baues, während der Erprobung, getrieben von dem Wunsche, das Bessere zu bekommen, mit neuen Wünschen und Anregungen den Fabrikationsgang verzögert haben.

Vergebens suchen wir in dem Buche des Großadmirals nach einem entsprechenden Hinweis auf den doch immerhin vorhandenen Anteil der Privatindustrie an den Erfolgen der U-Boote. Und wenn wir auch die Leistungen der militärischen Besatzungen nach jeder Hinsicht und rückhaltlos bewundern, so sind wir uns doch bewußt, daß es auch technisch etwas bedeutet, wenn U-Boote der Serien 31/41 und 63/65 mit eigener Kraft und mit den viel geschmähten Zweitaktmaschinen von der deutschen Nordseeküste an Gibraltar vorbei vor dem Bosphorus und im Schwarzen Meer erscheinen konnten und dort jahrelang tätig waren.

Wir, der freien Industrie angehörigen Ingenieure, dürfen aber doch, ohne den Mund zu voll zu nehmen, zum Ausdruck bringen, daß uns bezüglich der Leistungsfähigkeit unserer Industrie und Technik ein Wort mitzureden zugestanden werden sollte. Und wenn wir der Ansicht sind, daß die deutsche Industrie eher, schneller und mehr U-Boote hätte liefern können, als vor und während des Krieges geschehen, so dürfen vorliegende Einzelerfahrungen den Staatsbehörden keine Handhabe bieten, das Gegenteil zu behaupten, trotzdem sagt das aber noch lange nicht, daß nicht ganz andere Ergebnisse hätten erzielt werden können, wenn die Aufgabe von Fachleuten der Privatindustrie, mit genügenden Kompetenzen ausgestattet, angepackt worden wäre.

fache Stahlgußstücke, die bei Unbrauchbarwerden leicht ausgebaut werden können, zu haben.

Der Höhe nach hat die Germaniawerft die Unterteilung in Grundplatte, Kurbelgehäuse und Zylinder, sowohl bei schnellaufenden Zwei- als auch bei Viertaktmaschinen bis auf Viertaktmaschinen ganz kleiner Leistungen stets beibehalten, und zwar mit Rücksicht auf die Einfachheit der Gußstücke.

Die Abb. 51 bis 54 zeigen verschiedene von der Germaniawerft gebaute U-Boots-Zwei- und Viertaktmaschinen. Bei diesen befindet sich der Steuerwellenantrieb am hinteren, der Maschinistenstand mit der Brennstoffpumpe und den Betätigungsorganen für die Anlaß- und Umsteuerung bei den Zweitaktmaschinen am hinteren, bei den Viertaktmaschinen am vorderen Ende.

Bei den Zweitakt-Handelsschiffsmaschinen werden die Spül- und Kühlwasserpumpen durch Balancier angetrieben. Die neuerdings von Krupp gebauten Viertaktmaschinen von 1250 PS bei $n = 120$, Nr. 17, Abb. 55, haben außer dem Kompressor am vorderen Ende keine angehängten Pumpen. Der Maschinistenstand befindet sich bei Zwei- und Viertakt-Handelsschiffsmaschinen in der Mitte zwischen Zylinder 3 und 4, wo sich auch der Steuerwellenantrieb befindet.

Bei den deutschen Maschinen wird im allgemeinen die Lage der Steuerwelle in Höhe der Zylinderdeckel bevorzugt, um kurze Hebel mit möglichst wenig Gelenken zu erhalten. Bei schnellaufenden Maschinen wird die Hebelwelle zweckmäßig mit der Lagerung der Steuerwelle auf dem Zylinder vereinigt, um von den Bewegungen des Deckels und dessen nicht genau fixierter Höhenlage unabhängig zu sein.

3. Die Anlaßsteuerung, Umsteuerung und Brennstoffregulierung.

Es mag vorweg betont werden, daß dieses Problem, das einstmals als eines der schwierigsten des Ölmaschinenbaues galt, heute als gelöst zu bezeichnen ist, sofern man nicht unerfüllbare Anforderungen stellt.

Zu Anfang der Entwicklung in Deutschland standen sich die Vertreter der mechanischen und pneumatischen Anlaß- und Umsteuerung gegenüber. Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg, Nürnberg (Zweitakt), stellte sich zuerst auf den Standpunkt, daß die gesamte Anlaß-, Umsteuerung- und

1150 PSe Zweitaktölmaschine Nr. 5.

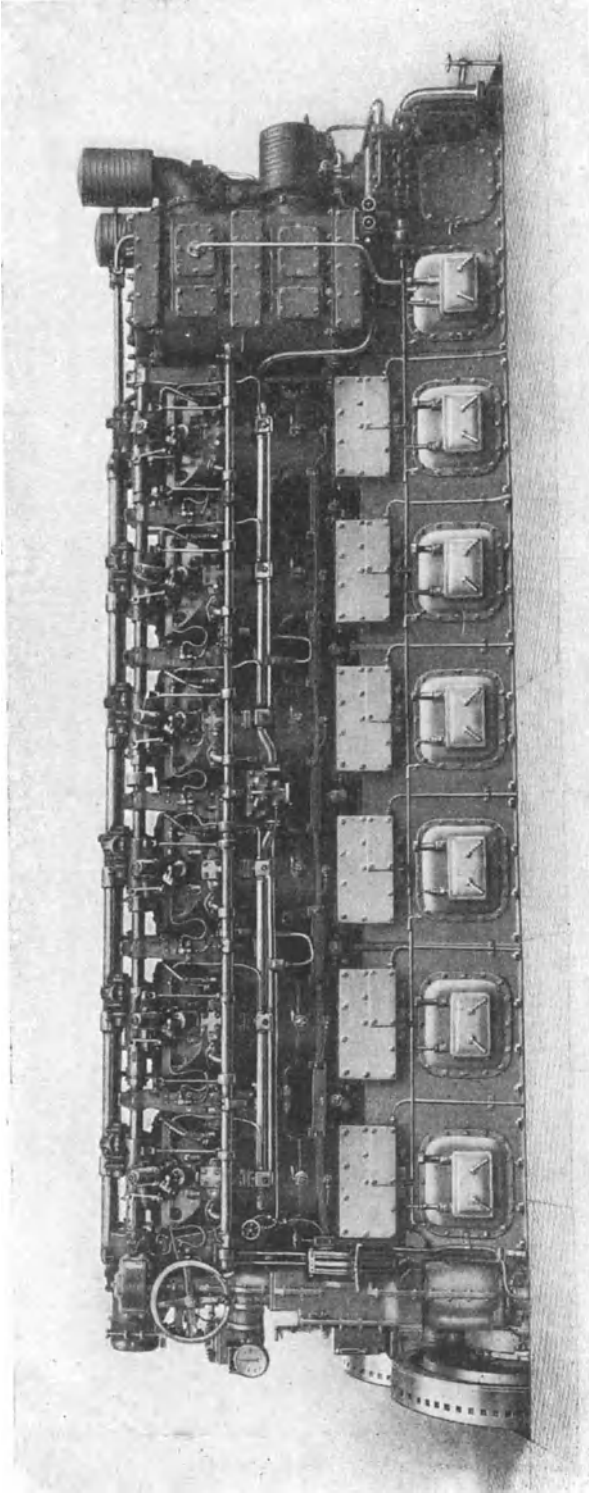


Abb. 1.

1850 Pse Zweitaktölmaschine Nr. 6.

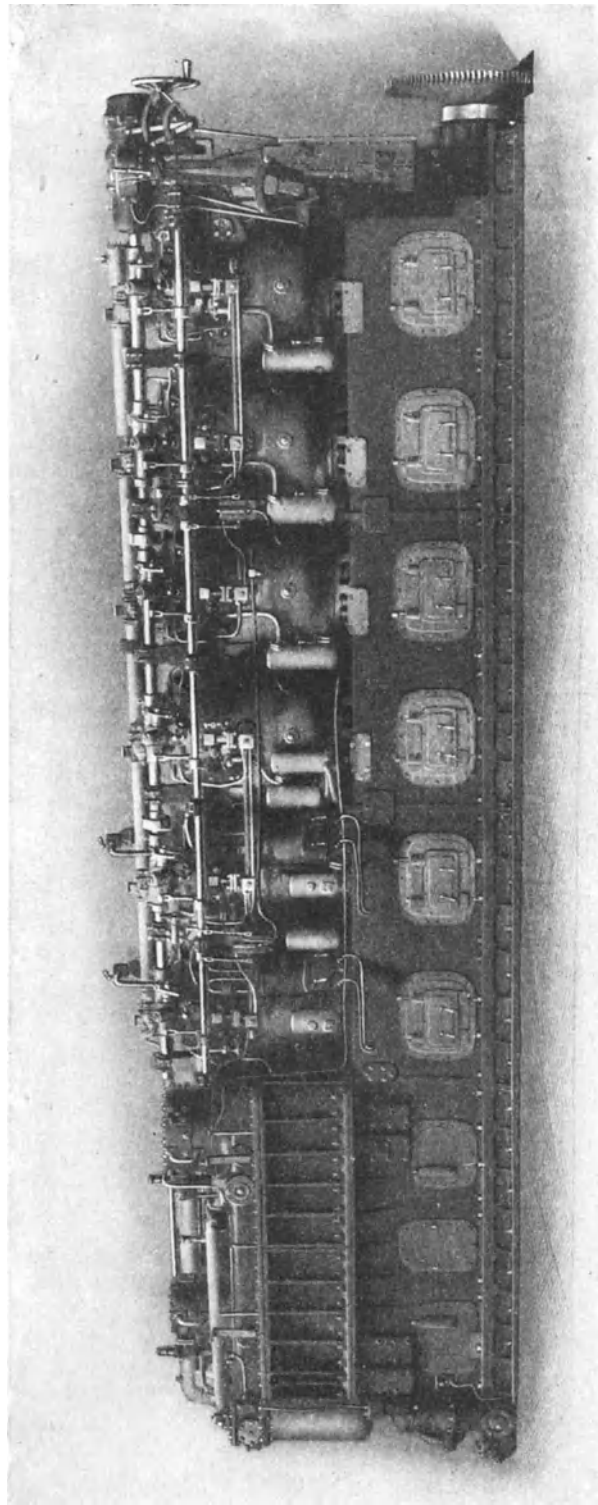


Abb. 52.

1200 Pse Viertaktölmaschine Nr. 13.

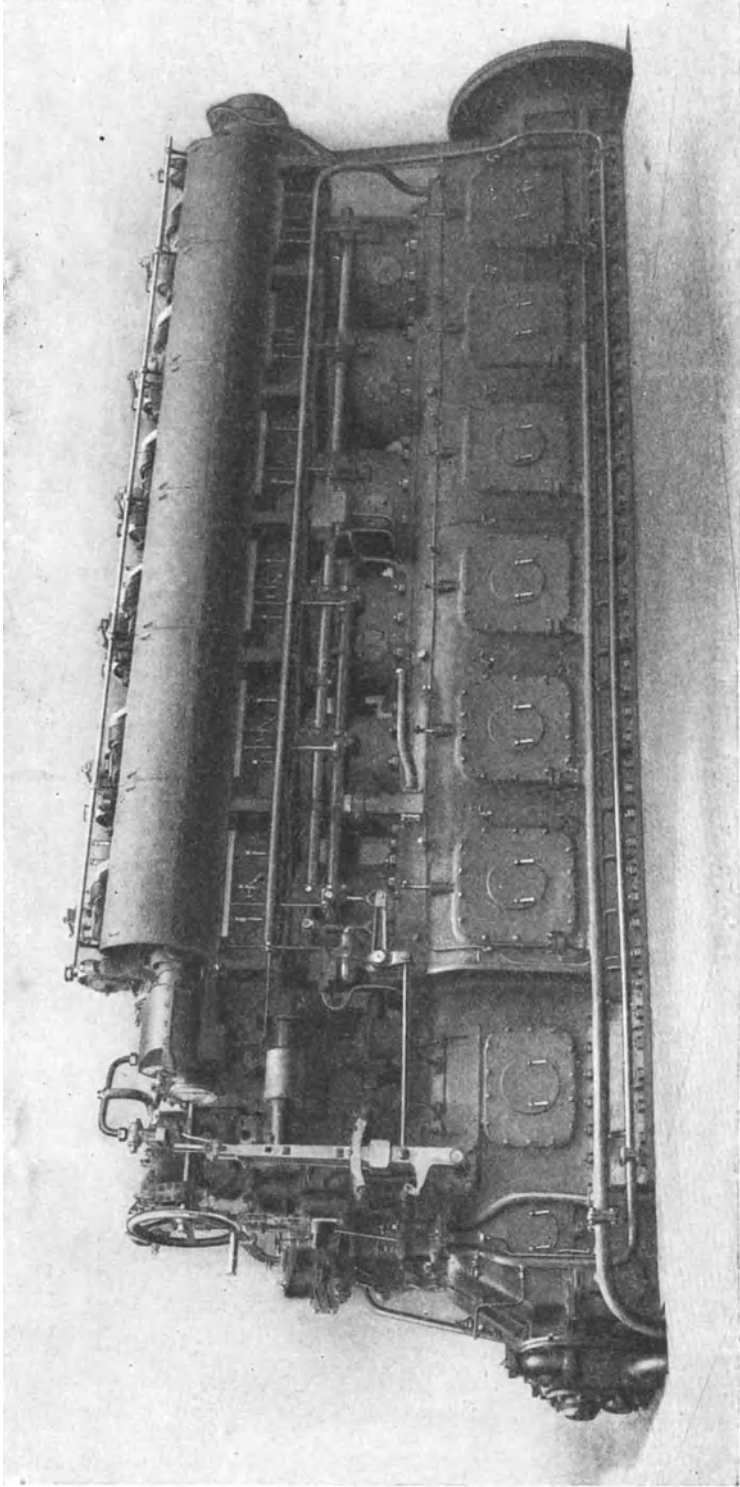


Abb. 53.

450 PSe Ladeöldynamo, Ausführung ähnlich Nr. 12.

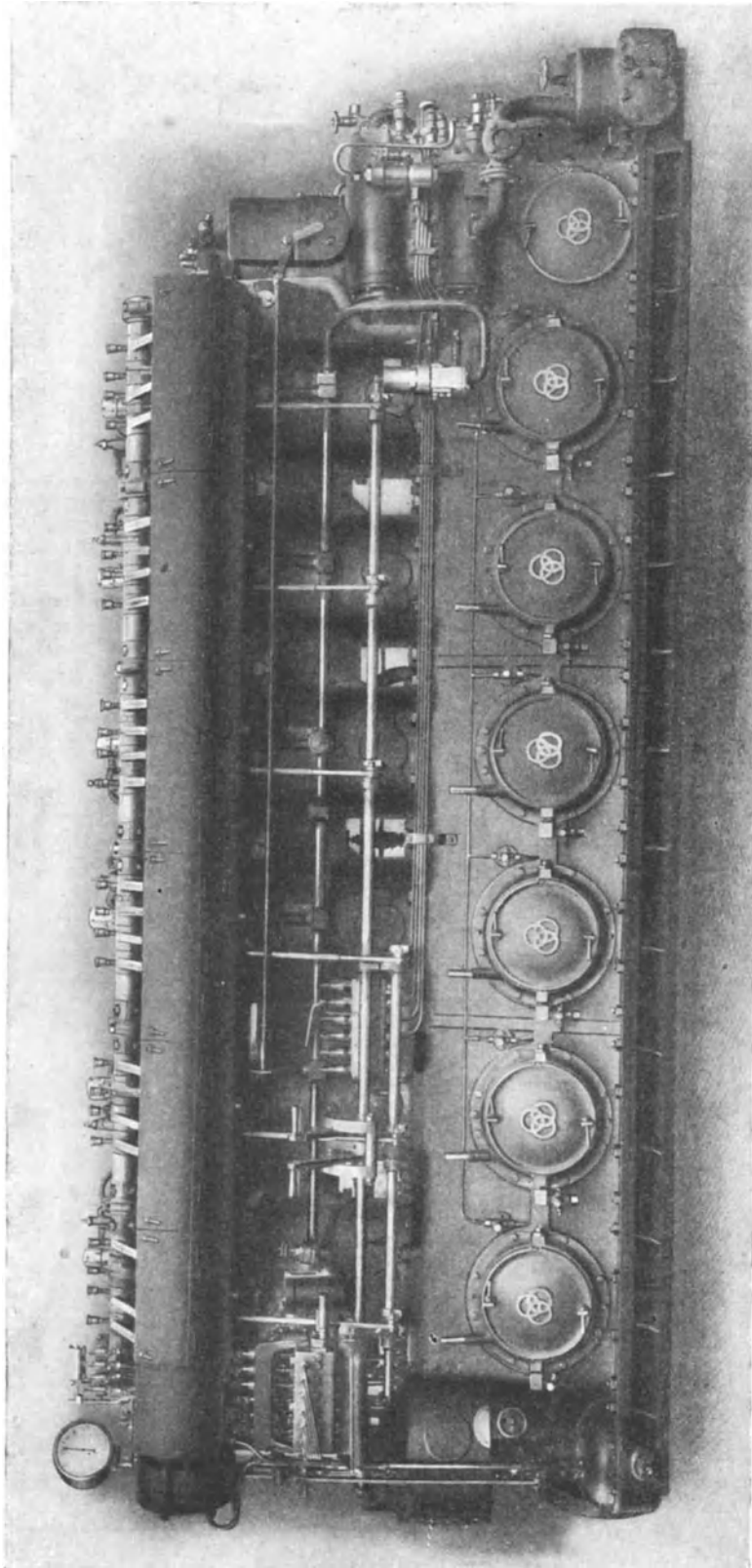


Abb. 54.

1250 Pse, Viertakt-Handelsschiffsmaschine Nr. 17.

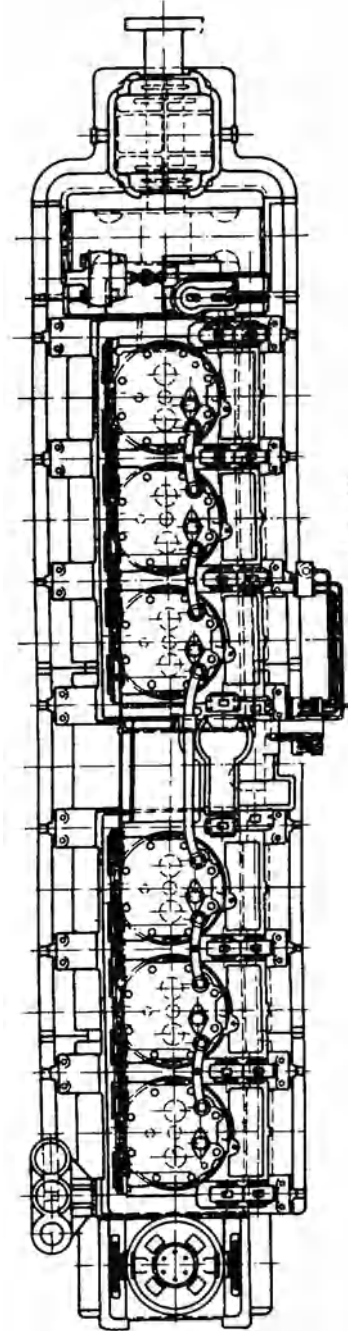
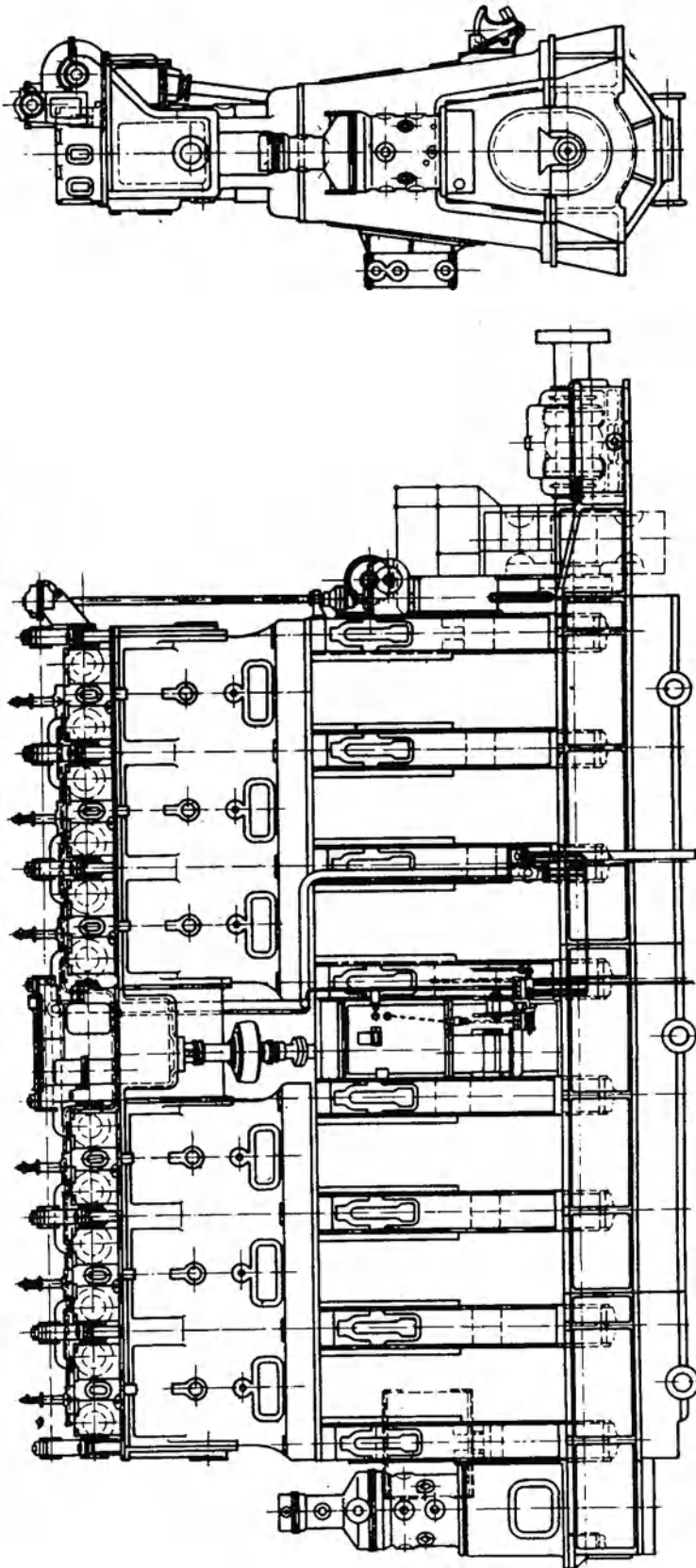


Abb. 55.

Brennstoffregulierung durch einen Handgriff (Handrad oder Hebel) bewerkstelligt werden müsse, und daß hierfür nur die Verwendung pneumatisch betätigter Organe zu einer einfachen Lösung führen könne. Dem standen als Hauptvertreter Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg, Augsburg (Viertakt) und Germaniawerft (Zweitakt) gegenüber, die in der getrennten Betätigung von Anlaß-, Umsteuerung und Brennstoffregulierung keine Nachteile erblicken konnten und für ihre Wahl der mechanischen Betätigung die absolute Betriebsicherheit ins Feld führten.

Wenn man auch heute weiß, daß beide Wege zum Ziel führen, so ist man doch auf Grund der Schwierigkeiten, die die Entwicklung der pneumatischen Anlaß- und Umsteuerung bot, bestrebt, die Verwendung pneumatischer Zwischenglieder einzuschränken. Die Zahl der Handgriffe zu ermäßigen, hat sich nicht als notwendig erwiesen, da auch bei Verwendung von 3 Handgriffen für die Anlaß-, Umsteuerung und Brennstoffregulierung die Schnelligkeit des Umsteuerens allen Anforderungen genügt.

Während man in Deutschland das Anlassen mittels der Arbeitszylinder bevorzugte und alle entgegenstehenden Schwierigkeiten dieses Systems durch die z. T. noch zu beschreibenden Mittel überwunden hat, benutzen einige ausländische Firmen die Spülpumpe (z. B. Aktiebolaget Diesels-Motorer, Stockholm) bzw. den Kompressor (z. B. Franco Tosi) zum Umsteuern. Abgesehen davon, daß hiermit Komplikationen verknüpft sind, erfordert dieses System eine besondere Anordnung der genannten Pumpen und größeren Raumbedarf und ist daher für große Maschinen nicht wettbewerbfähig.

Für die Anlaßsteuerung sind bei dem erstgenannten System, abgesehen von der rein pneumatischen des Werks Nürnberg der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg, zwei Lösungen die verbreitetsten: die halbpneumatische und die mechanische Anlaßsteuerung. Bei der halbpneumatischen Anlaßsteuerung wird bei Betätigung des Anlaßhebels die Anlaßventilsteuerung pneumatisch eingerückt, so daß die Hebel mit den Anlaßnocken in Eingriff kommen. Diese Art der Steuerung hat den Vorteil, daß zum Einrücken keine besonderen Gestänge und großen Kräfte und damit selbst bei großen Maschinen keine maschinelle Betätigung durch Servomotoren oder Preßluftmaschinen erforderlich sind. Sie setzt jedoch das einwandfreie Arbeiten der pneumatischen Organe und das Mitarbeiten der Brennstoffnadeln beim Anlassen voraus. Hiergegen sind vielfach Bedenken erhoben worden, weil im Falle des Vorhandenseins einer größeren Brennstoffmenge im Brennstoffventil diese beim Anlassen mit einem großen Luftgewicht zusammentrifft und gefährliche Drücke erzeugen

kann. Dem läßt sich jedoch durch entsprechende Steuerung von Einblaseluft und Brennstoffpumpe Rechnung tragen; sollten trotzdem ausnahmsweise größere Brennstoffmengen eingeführt werden, so lassen sich die hohen Drücke durch reichlich bemessene Sicherheitsventile unschädlich machen.

Die rein mechanische Anlaßsteuerung, die zuerst die Anlaßventile aus- und gleichzeitig die Brennstoffventile einschaltet, ist von der normalen ortsfesten Maschine übernommen worden und hat sich bewährt. Bei großen Maschinen und vielen Zylindern ist die schnelle Betätigung von Hand mittels Hebel jedoch nicht mehr möglich und die maschinelle Betätigung und ihre drei Stellungen: Stopp, Anlassen, Betrieb, umständlich. Bei den deutschen U-Boots-Maschinen war diese Art der Steuerung fast ausschließlich im Gebrauch. Bei den bisher verwendeten Größen von U-Boots-Maschinen war die maschinelle Betätigung nicht erforderlich. Die Gruppenschaltung der Anlaß- und Brennstoffventile, im allgemeinen je für die halbe Zylinderzahl, d. h. die sogenannte geteilte Anlaßsteuerung, hat sich als Vorteil, jedoch nicht als unbedingt notwendig, erwiesen.

Die Sicherheit des Anlassens ist durch die Verwendung von niedrigen Anlaßdrücken wesentlich erhöht worden. Man geht mit den Anlaßdrücken im allgemeinen nicht höher als 20 at. Bei beschränktem Raum und Gewicht verwendet man daher Reduzierventile in der Anlaßleitung in Verbindung mit hohen Drücken in den Anlaßgefäßen. Als man in der Mitte des Krieges in Deutschland im U-Boots-Bau dazu überging, für die Förderung der Preßluft zum Laden und Lanzieren der Torpedos und An- bzw. Ausblasen der Tauchtanks die Einblasepumpen der Ölmaschinen zu benutzen und diese vierstufig und für die Förderung auf 160 at zu bauen, ging man auch zur einheitlichen Verwendung von 160 at für die Anlaß- und Einblasegefäße über. Das Anlassen bei Verwendung von Reduzierventilen für 20 at machte nicht die geringsten Schwierigkeiten. Auf Handelsschiffen ist die direkte Aufspeicherung niedrig gespannter Luft (bis 25 at) üblich.

Das Organ, von dem die Sicherheit des Anlassens und Umsteuerns in erster Linie abhängt, ist das Anlaßventil im Zylinderdeckel. Es muß aufgehen und darf nicht hängen bleiben. Nach langem Betrieb tritt nämlich leicht ein Festbrennen infolge Erwärmung und von Ölrückständen ein. Dem muß durch zweckentsprechende Konstruktion und Ausführung (richtige Spiele und Materialien) begegnet werden; außerdem muß das Ventil während des Betriebes durch Drehen oder Öffnen von Hand gut gangbar erhalten werden.

Die Umsteuerung, d. h. der Vor- und Rückwärtslauf der Maschine, wird sowohl bei Zweitakt- als auch bei Viertaktmaschinen, heute allgemein durch besondere Vor- und Rückwärtsnocken auf einer gemeinsamen Steuerwelle erreicht. Um diese Nocken jeweils mit den Ventilen in Eingriff zu bringen, werden in Deutschland die auf der durchgehenden Hebelwelle exzentrisch gelagerten Ventilhebel durch Verdrehen der Welle zunächst abgehoben, dann die Steuerwelle von Vor- auf Rückwärtsstellung bzw. umgekehrt, verschoben, und beim Weiterdrehen der Hebelwelle die Hebel mit den Rückwärts- bzw. Vorwärtsnocken in Eingriff gebracht. Bei kleineren und mittleren Maschinen genügt zur Betätigung ein Handrad mit 6—12 Umdrehungen. Bei großen Maschinen (U-Boots-Viertaktmaschinen von 1700 PS an) ist hierfür ein Servomotor oder eine Preßluftmaschine erforderlich. Bei ihren Viertakt-Handelsschiffsmaschinen verwendet die Germaniawerft gemäß einem von ihr angemeldeten Patent hierfür den Elektromotor der Drehmaschine.

Die Brennstoffregulierung wurde bei den deutschen U-Boots-Maschinen zuerst meist durch Hebel, später, zur Erzielung größerer Feinstufigkeit, durch Handrad betätigt. Bei Vorhandensein einer Nadelhubregulierung war sie mit dieser gekuppelt. Bei den Germaniawerft-Viertaktmaschinen geschah dies außerdem auch mit der Einblasedruckregulierung, so daß zu jeder Brennstofffüllung ein bestimmter Nadelhub und ein bestimmter Einblasedruck gehörte. Diese Anordnung ist einfach und betriebssicher.

4. Kompressor, Spülpumpe, Kühlwasser-, Öl- und Brennstoffpumpen.

Im allgemeinen begann die Entwicklung der Schiffsölmaschine unter Verwendung zweistufiger Kompressoren mit einfachwirkenden Stufenkolben der ortsfesten Bauart für Einblase- und Anlaßluft. Da nun bei schnellaufenden Maschinen mit Preßschmierung der ND-Zylinder in gleicher Weise wie die Arbeitszylinder, mit dem Kurbelraum, in dem das aus den Lagern austretende Öl herumspritzte und sich Ölqualm befand, in Verbindung stand, so gelangte infolge des Unterdrucks bei dem gewöhnlich gedrosselten Kompressor viel Schmieröl in den ND-Zylinder, das bei Erhitzung infolge der hohen Kompression verkockte und die Druckventile des ND-Zylinders schon in kurzer Zeit verschmutzte. Die Koksteilchen schieden sich in den Luftkühlern und Ölabscheidern nicht genügend ab, kamen daher auch in den HD-Zylinder, verschmutzten diesen und die Ventile; ja, sie gelangten durch die Einblaseleitung in die Brennstoffventile, setzten sich im Zerstäuber und der Düsenplatte ab

und verengten dadurch die Querschnitte für Brennstoff und Einblaseluft, so daß Qualmen der Maschine die Folge war. Eine Gefahrquelle waren ferner die Ölzündungen, die häufig infolge der starken Verölung des Kompressors in den Druckrohren entstanden. In der ersten Zeit der Schiffsdieselmachine ist die größte Zahl von Störungen an Schnellläufern auf die zweistufigen Kompressoren zurückzuführen. Auch durch Verwendung von Schmieröl mit besonders hohem Flammpunkt, sogenanntem Kompressoröl, wurde keine nennenswerte Besserung erzielt, da das im Kurbelraum herumspritzende Öl die Schuld trug. Jahrelang hat man sich mit derartigen Maschinen geplagt und durch Kurbelschutzhauben, Spritzbleche, Abschotten des Kurbelraumes für den Kompressor, von dem der Arbeitszylinder eine Besserung zu erzielen versucht, die aber nur in bescheidenem Maße eintrat. Die Germaniawerft hat die eigentliche Ursache, die in den hohen Temperaturen der Luft bei zweistufiger Kompression begründet war, schon frühzeitig erkannt und von Anfang an die Kompressoren der schnellaufenden Zweitakt- und Viertaktmaschinen dreistufig gebaut, und zwar bei den späteren Zweitakt-U-Boots-Maschinen Nr. 4 und 5 mit doppeltwirkendem ND-Zylinder, gemäß Abb. 9, bei den U-Boots-Viertaktmaschinen und den Dieseldynamos mit der MD-Stufe als Ringstufe, entsprechend Abb. 56. Letztere Anordnung, die schon im Jahre 1910 erstmalig zur Ausführung kam, hat noch den Vorzug, daß in dem dem Kurbelraum zugekehrten MD-Zylinderraum immer Überdruck herrscht, so daß kein Schmieröl aus dem Kurbelraum infolge Saugwirkung in den Kompressor gelangen kann. Gerade durch die letztere Anordnung waren die Hauptstörungen, das häufige Ausbauen und Reinigen der Ventile, beseitigt. Der Kompressor hatte aufgehört, das störende Element der Ölmaschine zu sein. Wie schon im vorhergehenden Abschnitt erwähnt, ist man dann noch zu vierstufigen Kompressoren mit zwei unter 180° versetzten dreistufigen Kolben, und zwar (von unten nach oben gerechnet) Kolben 1 mit Stufe 2, 1, 4, Kolben 2 mit Stufe 2, 1, 3, übergegangen.

Für Schiffsmaschinen werden heute vielfach, von der Germaniawerft ausschließlich, Plattenventile für alle Stufen verwendet. Durch richtige Bemessung der Platten und Verwendung des Kruppschen Spezialmaterials V 2 A gehören Plattenbrüche zu den Seltenheiten. Der Verschleiß ist gering.

Bei Handelsschiffsmaschinen werden die Kompressoren heute wohl fast allgemein angebaut, damit bei normalem Betrieb nicht noch ein besonderer, durch eine Ölmaschine angetriebener Kompressor laufen muß.

Vielfach ist man in Deutschland zu den in einem besonderen Gehäuse

Kompressor der 450 PSe Ölmaschine Nr. 11.

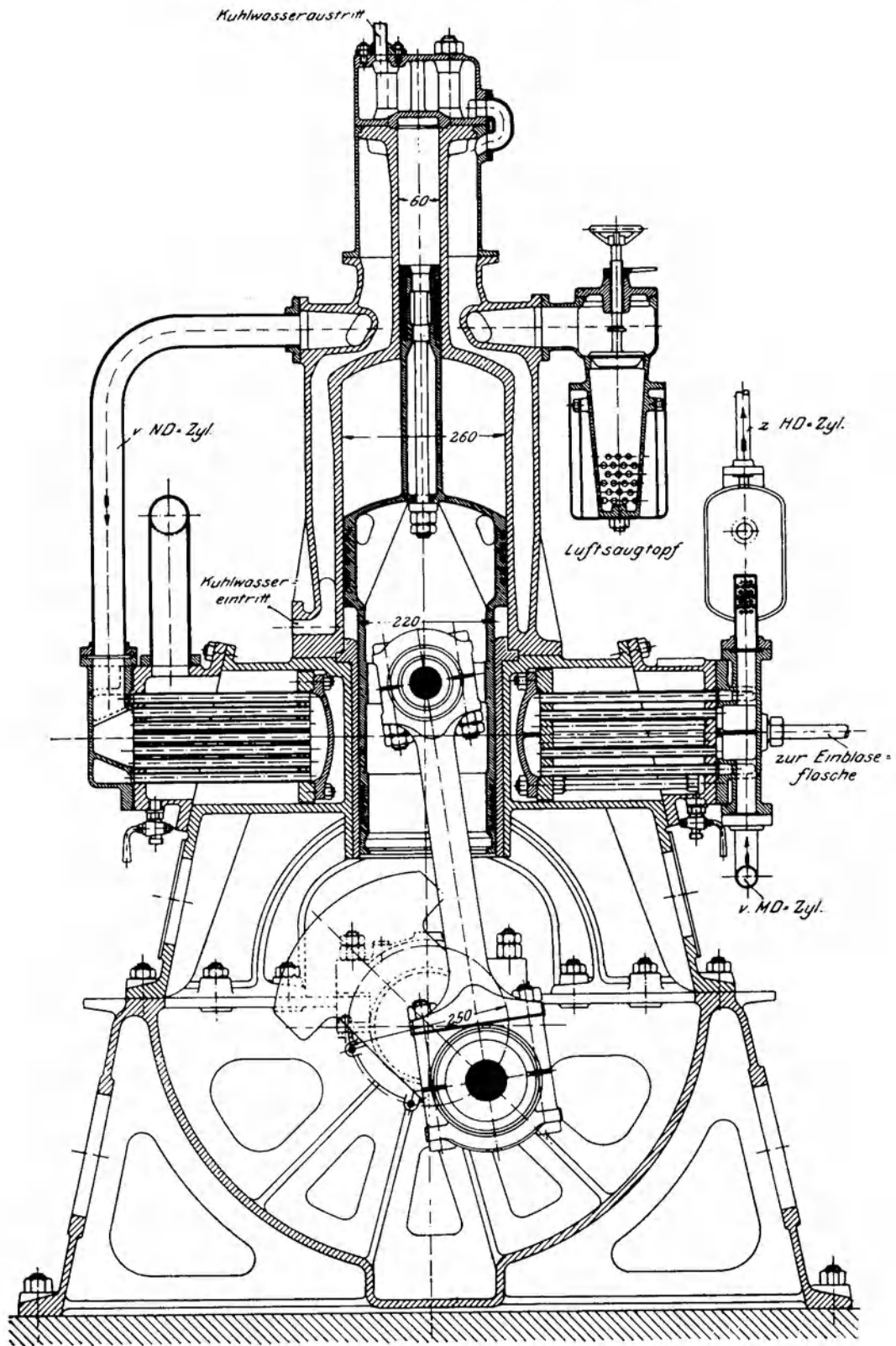


Abb. 56.

vereinigten Röhrenbündelkühlern übergegangen. Unter jedem Bündel sitzt der Ölabscheider.

Bei Schiffsmaschinen werden die Kompressoren reichlich bemessen, um bei Störungen an einer Maschine noch Luft für die andere liefern, bzw. bei geringen Undichtigkeiten der Ventile und Kolben den Betrieb noch aufrecht erhalten zu können.

Bei den Germaniawerft-Zweitakt-U-Boots-Maschinen der Boote U 23/26, 31/41 befand sich je eine mit Schiebersteuerung versehene Spülpumpe an den Enden der Maschine. Die Spülpumpen der späteren Maschinen wurden zwecks Raumersparnis in Tandemanordnung mit Plattenventilen, gemäß Abb. 9, gebaut.

Bei den U-Boots-Zweitakt- und den ersten -Viertaktmaschinen hatten die Kühlwasserpumpen die gleiche Drehzahl wie die Maschine. Es ist jedoch nur bei sorgfältiger Konstruktion gelungen, der mit der hohen Drehzahl verknüpften Schwierigkeiten Herr zu werden. Man hat daher bei den schneller laufenden Viertaktmaschinen, schon vor dem Krieg, die Drehzahl der Pumpen vermindert und schließlich im Krieg auf die Hälfte ermäßigt. Der Antrieb erfolgte dabei von einer Querwelle am vorderen Ende der Maschine aus mittels Schraubenräder durch die Kurbelwelle. Von derselben Querwelle wurden auch die Brennstoffpumpen (je 1 Plunger für den Zylinder) angetrieben.

Für die Förderung von Schmieröl hat die Germaniawerft schon von den ersten U-Boots-Maschinen an Zahnradpumpen verwendet, die später allgemein von der Marine vorgeschrieben wurden. Ihre Anordnung bei den letzten Viertaktmaschinen am vorderen Ende ist aus Abb. 53 ersichtlich.

Infolge der Störungen, die während des Krieges vorkamen, ist man 1916 dazu übergegangen, die angehängten Pumpen abkuppelbar einzurichten und sie als Reserve, dagegen die elektrisch angetriebenen Pumpen als Hauptpumpen zu verwenden. Dabei zeigte sich, daß es beim Manövrieren erforderlich war, die Förderung der Kühlwasserpumpen zu unterbrechen, um eine plötzliche Abkühlung der Zylinderlaufbuchsen und damit verbundenes Fressen der Kolben zu verhindern. Diese Unterbrechung geschah z. T. durch eine in Verbindung mit der Anlaßsteuerung zu betätigende Drosselklappe in der Kühlwasserzuleitung.

Bei den 3000-PS-Maschinen für die letzten U-Kreuzer hat man schließlich wegen der Schwierigkeiten, die großen Kolben und Zahnradpumpen an der Maschine unterzubringen, nur noch abgetrennte Pumpen eingebaut.

Die Handelsschiffsmaschinen mit Kreuzköpfen erhielten nach dem Vorbild der Dampfmaschine zuerst vielfach durch Balancier angetriebene Kolbenpumpen für Kühlwasser und Schmieröl. Heute werden auch hier die Pumpen meist mit besonderem elektrischen Antrieb versehen und so bemessen, daß eine Pumpe zum Betrieb der ganzen Anlage ausreicht. Die zweite Pumpe dient als Reserve.

In Deutschland besitzen die Schiffsölmaschinen im allgemeinen für jeden Zylinder eine besondere Brennstoffpumpe, die zu einer Gruppe vereinigt, gewöhnlich am Bedienungsstand angeordnet werden. Bei den ersten Maschinen hat man wohl versucht, mit einer Pumpe für 2 und mehr Zylinder auszukommen; wegen der damit verknüpften Schwierigkeiten ist man wieder davon abgegangen. Bei Verwendung von zwei Brennstoffventilen in einem Zylinder, die von einer Pumpe gespeist werden, hat sich die Verwendung von sogenannten Brennstoffverteilern als notwendig erwiesen, um eine gleichmäßige Verteilung des Brennstoffes auf die Ventile zu erreichen. Die ungleichmäßige Verteilung machte sich durch Qualmen der Maschine bemerkbar.

5. D a s G e w i c h t.

Bei den U-Boots-Maschinen hat man im Anfang der Entwicklung auf äußerste Gewichtersparnis gedrängt. Einige Firmen haben daher Grundplatte und Kurbelgehäuse, die Germaniawerft außerdem auch die Zylinder und Zylinderdeckel in Bronze ausgeführt, weil diese Stücke in Stahlguß bei Innehaltung des gleichen Gewichtes nicht zu haben waren. So lagen noch die Verhältnisse, als der Krieg ausbrach. Der Mangel an Kupfer und Zinn zwang nun allgemein dazu, von der Bronze für die genannten Teile ab- und zum Stahlguß überzugehen. Die für die Ausführung in Stahlguß notwendigen Gewichte wurden von der Marine zur Verfügung gestellt. Durch eingehendes Zusammenarbeiten der Ölmaschinenfirmen mit den Stahlgießereien ist es dann gelungen, einwandfreien Stahlguß für Grundplatte, Kurbelgehäuse und Zylinder zu erhalten, und es zeigte sich, daß trotzdem das Gewicht der Maschinen nicht nennenswert höher war als bei Ausführung in Bronze. Neben Anpassung der Konstruktion seitens der Ölmaschinenfirmen an die Erfahrungen und Wünsche der Stahlgießereien ist dies das Verdienst der Stahlgießereien, und zwar der Firmen: Krupp, Essen und Annen, G. u. J. Jaeger, Elberfeld und Fischer, Singen.

Bei U-Boots-Maschinen ist man bis 18 kg/PS (ohne Zubehör) gekommen. Eine Ermäßigung unter diesen Wert ist durch Überlastung der Maschine und weitere Gewichtersparnis möglich. Gegenüber der Flugzeugmaschine ist das Gewicht immer noch hoch. Diesem Gewicht sich zu nähern bleibt eine Zukunftsaufgabe für die Ölmaschine.

In der nachstehenden Tabelle sind einige von der Germaniawerft gebaute bzw. im Bau befindliche Maschinen mit ihren Hauptdaten zusammengestellt.

Tabelle IX. Gewichte von Zwei- und Viertakt - Ölmaschinen der Germaniawerft.

Leistung, Maschinenart, Nr. der Tabelle im Anhang	Zylinder- durch- messer in mm	Kolben- hub in mm	Hub- vol. eines Zylind. in l	Ge- wicht in kg	Ge- wicht pro l Hub- vol. in kg	Be- merkungen
Zweitakt						
350 PSe Uboatsmaschine Nr. 1 . .	250	300	14,73	9100	103	gewogen
1150 „ „ Nr. 5 . .	390	450	53,76	25800	80	„
1650 „ „ Nr. 6 . .	450	500	79,52	39000	81,8	„
1450 „ „ Nr. 7 . .	410	450	59,41	28500	80	gerechnet
600 „ Kriegsschiffsmaschine Nr.8	330	480	41,05	20900	85	gewogen
Viertakt						
530 PSe Uboatsmaschine Nr. 12 .	350	350	33,67	14200	70,4	gewogen
1200 „ „ Nr. 13 .	440	440	66,18	24500	61	gerechnet
1700 „ „ Nr. 14 .	530	530	116,92	45500	64,8	gewogen
1450 „ „ Nr. 15 .	460	440	73,13	25000	57	gerechnet
1250 „ Handelsschiffsmasch.Nr.16	650	1000	331,83	189000	95	„

Wie man erkennt, ist bei den U-Boots-Maschinen das Gewicht pro PS bei Viertaktmaschinen etwas niedriger als bei Zweitaktmaschinen. Für Gewichtsermittlungen bei Projekten eignet sich der Wert: Gewicht pro l Hubvolumen besonders gut, der für die einzelnen Typen ziemlich konstant ist.

6. Die Bauarten für die verschiedenen Anwendungsgebiete.

Betrachtet man die Gesamtheit aller Anwendungsgebiete, so sind sämtliche Kombinationen der Bauarten Zwei- und Viertakt, stehend und liegend, einfach- und doppeltwirkend, bis auf die doppeltwirkende stehende Viertaktmaschine, erschöpft. Für ortsfeste Anlagen sind bisher geliefert: stehende und liegende einfachwirkende Zwei- und Viertakt- und liegende doppeltwirkende Viertaktmaschinen.

Für kleinere und mittlere Leistungen kommt nur die Massenfabrikation in Frage, die Bauart muß also dieser Forderung Rechnung tragen. Wegen der Anforderungen an Massenausgleich und Gleichförmigkeit des Drehmoments muß außerdem eine bequeme Aneinanderreihung zu Mehrzylindermaschinen bei geringem Raumbedarf möglich sein. Diese Forderung wird am besten von der stehenden Maschine erfüllt, und sie hat zur Entwicklung der sogenannten A-Ständerbauart, die auch heute noch allgemein verbreitet ist, geführt. Diese Bauart ist jedoch bei Preßschmierung für die Grund- und Treibstangenlager nicht anwendbar, läßt also keine weitgehende Steigerung der Drehzahl und infolgedessen auch keinen großen Leistungsbereich zu und verlangt daher eine größere Zahl Zylindermodelle.

Für große Leistungen ortsfester Anlagen ist die Frage der Bauart noch umstritten. Ob die liegende doppeltwirkende oder die stehende einfachwirkende Viertaktmaschine, letztere in Kreuzkopfbauart, die liegende oder die stehende einfach- oder doppeltwirkende Zweitaktmaschine hinsichtlich Raumbedarf und Preis am günstigsten ist, läßt sich nicht entscheiden, weil jede der in Betracht kommenden Firmen ihre Sonderbauarten entwickelt hat. Es will mir aber scheinen, als ob die stehende einfachwirkende Viertaktmaschine auch hier alle übrigen Bauarten wegen ihres niedrigen Brennstoffverbrauchs und ihrer absoluten Betriebssicherheit übertrifft.

Die Bauarten der Schiffsmaschinen sind bei Besprechung von Zwei- und Viertakt ausführlicher gestreift.

Für kleinere Fahrzeuge, Leichter, Schlepper und für Segelschiffe kommen nicht umsteuerbare Zwei- und Vierzylindermaschinen in Verbindung mit Wendeschrauben in Frage. Die Anlage wird durch Verwendung möglichst geringer Zylinderzahl und Fortfall der Umsteuerung einfacher; zudem kann die Maschine beim Manövrieren immer in der gleichen Drehrichtung in Betrieb bleiben, so daß das mehr oder weniger häufige Stoppen und Wieder-

anfahren entfällt. Für mittlere Frachtschiffe kommt noch die langsamlaufende kreuzkopflose Bauart, für größere Fracht- und Passagierschiffe ausschließlich die Kreuzkopfbauart in Betracht.

Für Handelsschiffe muß das Ziel eine Maschine sein, die hinsichtlich Betriebssicherheit der Dampfmaschine vollständig gleichwertig, bis zu größeren Leistungen entwicklungsfähig und für Einschraubenschiffe anwendbar ist. Alle bisherigen Erfahrungen sprechen für die Viertaktmaschine als die Erfüllerin dieser Bedingungen. Die Bauarten für Kriegsschiffe sind schon an verschiedenen Stellen erwähnt worden. Bis zu Zylinderleistungen von 500 PS ohne Überlastung und etwa 700 PS mit Überlastung kommt in erster Linie die einfachwirkende Viertaktmaschine, darüber hinaus die doppeltwirkende Zweitaktmaschine mit Schlitzspülung, ohne Spülventile, in Frage.

Die Fahrzeugmaschine ist bisher nur in ihrer Anwendung für Triebwagen bekannt geworden, abgesehen von der Sulzerschen Diesellokomotive.

Das Problem des Dieselmotors für Last- und Kraftwagen ist bisher noch nicht gelöst, ja, soweit bekannt, noch nicht einmal in Angriff genommen worden. Über Vorschläge ist man noch nicht hinausgekommen. Einfachheit, Betriebssicherheit und niedriger Preis sind nur mit der kompressorlosen Maschine erfüllbar, und auf diesem Gebiet scheint der Steinbecker-Motor in erster Linie berufen zu sein, sei es als Zweitaktmaschine mit Kurbelkastenspülpumpe und Schlitzspülung, sei es als Viertaktmaschine. Eine solche Maschine wäre auch die gegebene für Motorpflüge. Für Triebwagen kommt zunächst nur der Einbau schnellaufender Viertaktmaschinen mit elektrischer Kraftübertragung in Betracht. Äußerste Gewichts- und Raumersparnis ist dabei geboten.

Die Diesellokomotive harret noch der Verwirklichung. So verlockend die Aussichten sind, die im Brennstoffverbrauch denkbar unwirtschaftliche Auspuff-Dampfmaschine der Lokomotive mit einem Verbrauch von 1,5 kg Kohle pro PS-st durch die zurzeit sparsamste Kraftmaschine den Dieselmotor mit 0,2—0,23 kg Treiböl pro PS-st zu ersetzen, so schwierig ist die technische Lösung der Aufgabe. Aber gerade diese Schwierigkeiten sind mit der größte Anreiz für die Konstrukteure.

Die zahllosen Vorschläge für die Diesellokomotive, die bisher bekannt geworden sind, lassen sich je nach dem Antrieb in 3 Gruppen vereinigen, und zwar:

1. mit mechanischer, hydraulischer, pneumatischer oder elektrischer Kraftübertragung der gesamten Dieselmotorenleistung,

2. mit mechanischer, hydraulischer, pneumatischer oder elektrischer Kraftübertragung eines kleinen Teils und direkter Übertragung der Hauptleistung,
3. mit direkter Übertragung der gesamten Leistung.

Die bisher bekannt gewordenen Hauptvertreter der 3 Gruppen sind:

Zu 1. die Dieselelektrische Lokomotive,

Zu 2. die Diesellokomotive nach Pat. Kreglewski, D. R. P. Nr. 304 838,

Zu 3. die Sulzersche Lokomotive.

Ich möchte es zunächst berufenen Vertretern überlassen, sich über die verschiedenen Ausführungsmöglichkeiten, deren Vor- und Nachteile, zu äußern und mich nur auf die Bauarten der in Betracht kommenden Ölmaschinen beschränken. Die obersten Forderungen heißen: absolute Betriebssicherheit, niedrigstes Gewicht, geringster Platzbedarf.

Für die Dieselelektrische Lokomotive kommt daher in erster Linie die Viertaktmaschine, und zwar in der Form der U-Boots- oder der V-Maschine in Frage.

Bei den unter 2. und 3. genannten Antriebsarten ergibt die Queraufstellung der Hauptmaschinen den einfachsten Antrieb. Außerdem müssen die Maschinen direkt umsteuerbar sein und ein möglichst großes Anzugsmoment haben. Diese Forderungen werden am besten durch die Zweitaktmaschine, und zwar in V-Form, erfüllt. Hier ist die Maschine mit Schlitzspülung und Nachladung der ausgesprochene Typ für die Diesellokomotive.

Für den Antrieb der Hilfsmaschinen kommen sowohl Zweitakt- als auch Viertaktmaschinen in Betracht.

Die Anforderungen, die an die Ölmaschinen der Diesellokomotive gestellt werden, gehen weit über die höchsten Anforderungen hinaus, die bisher überhaupt gestellt worden sind. Erst durch die Entwicklung der Ölmaschine während des Krieges, insbesondere für die U-Boote, ist die Grundlage geschaffen worden, auf der wir die Diesellokomotive aufbauen können. Erst jetzt besitzen wir die Erfahrungen, um an das Problem entscheidend herantreten zu können. Die deutsche Industrie ist also in erster Linie zur Verwirklichung der Diesellokomotive berufen.

Meine Ausführungen über die Probleme der Ölmaschine sind zu Ende, da es gegenwärtig nicht möglich ist, etwas Dauerndes über die wirtschaftlichen Probleme, vielleicht das wichtigste Kapitel, zu sagen.

In den verschiedenen Abschnitten haben Sie so manches von Schwierigkeiten gehört; ich glaube, es ist nicht nötig auszusprechen, daß dies in einem Vortrag über Probleme selbstverständlich ist. Der Ölmaschinenbauer hat sich eben eines der härtesten Arbeitsgebiete der Technik herausgesucht, und so ist es begreiflich, wenn er von seinen Schmerzen spricht.

Aber die Ölmaschine hat auch Erfolge aufzuweisen, Erfolge, wie man sie bei Kriegsausbruch auch nicht entfernt für möglich gehalten hätte. Leider kann ich Ihnen keine Statistik dieser Erfolge geben, aber ich kann doch kurz die folgenden, erhebenden Leistungen in Ihr Gedächtnis zurückrufen: Das Erscheinen unserer U-Boote vor den Dardanellen (Fahrt von Wilhelmshaven aus durch die Straße von Gibraltar), die großen Unternehmungen der Germania-Boote der Serien U 31/41, 63/65 mit eigenen Maschinen im Mittel- und Schwarzen Meer, die zwei Fahrten von U „Deutschland“ (G. W.) und eine von U 53 nach Amerika und zurück, die vielen mehrmonatlichen Unternehmungen der in U-Kreuzer umgebauten U „Deutschland“-Boote (G. W.) nach den Azoren. Alle diese Erfolge wären nicht möglich gewesen, wenn unsere Ölmaschinen nicht vor dem Kriege schon hoch entwickelt gewesen wären. Nun haben wir aber im Kriege eine Entwicklung auf diesem Gebiete durchgemacht, wie vielleicht in 15—20 Friedensjahren. Kein anderes Land besitzt diese Erfahrungen, die wir in dieser Zeit gesammelt haben. Wir werden diese Erfahrungen bei unseren neuen Maschinen aller Art restlos verwerten. Und so hat die vernichtende Kriegsarbeit, wie auf so vielen Gebieten, auch hier eine aufbauende Wirkung. Hoffen wir, daß sie auch zu unserer wirtschaftlichen Wiederaufrichtung beiträgt.

Zum Schluß möchte ich der Firma Krupp, insbesondere der Germaniawerft und Herrn Direktor Regenbogen, für Überlassung des Materials und so manche Anregung, die ich verwerten durfte, meinen verbindlichen Dank aussprechen.

Anhang.

elle. Hauptdaten der in dem Vortrag erwähnten, von der Germaniawerft gebauten Ölmaschinen.

Nr.	Maschinenart und Verwendungszweck	Konstruktionsleistung PSe	Minutliche Drehzahl hierbei	Zylinderdrehm. mm	Kolbenhub mm	Kolben- geschwindigkeit m/sec	Zylinder- zahl	Mittl. effek. Druck p _e kg/cm ²
Zweitakt								
1	Ubootmaschinen für Mentor, U. A., Norwegen, Italien . . .	350	450	250	300	4,50	6	3,96
2	U. 23—26	850	430	350	400	5,74	6	3,88
3	U. 31—41	925	430	360	400	5,74	6	3,97
4	U. 63—65	1100	400	390	450	6,00	6	3,84
5	U. 66—70, 96—98, 112—114 u. Oester.-Ung.	1150	400	390	450	6,00	6	4,01
6	U. 139	1650	350	450	500	5,83	6	4,45
7	Projekt*)	1450	415	410	450	6,22	6	4,40
8	Kriegsschiffmaschinen für holl. Panzerboot „Gruno“	600	300	330	480	4,80	6	3,67
9	Handelsschiffmaschinen für Tankschiffe „Hagen u. „Loki“	1150	130	475	800	3,47	6	4,70
10	„ für Tankschiff „Wilhelm A. Riedemann“	1750	120	575	1000	4,00	6	4,20
Viertakt								
11	Ubootmaschinen für U-Deutschland, Bremen, U. 151—154, 156—157, Dieseldynamo f. Linienschiffe u. große Kreuzer	450	400	320	420	5,60	6	5,0
12	Ubootmaschinen für Oesterreich-Ungarn	530	450	350	350	5,25	6	5,25
13	„ „ deutsche Uboote	1200	430	440	440	6,30	6	6,25
14	„ „ „ Ukreuzer	1700	370	530	530	6,53	6	5,92
15	Ubootmaschinen	1450	500	460	440	7,34	6	5,95
16	Dieseldynamo für Linienschiffe	225	400	250	350	4,67	6	4,94
17	Handelsschiffmaschinen	1250	120	650	1000	4,00	6	4,72
18	Ortsfeste Maschinen	35	200	300	450	3,00	1	4,95
19	„ „	800	187	500	700	4,36	6	4,67

*) Zum Vergleich angeführt.

Literaturnachweis.

- 1) G ü m b e l, Verdrehungsschwingungen eines Stabes mit fester Drehachse und beliebiger zur Drehachse symmetrischer Massenverteilung unter dem Einfluß beliebiger harmonischer Kräfte. Z. d. V. d. I. 56, S. 1025, 1912.
- 2) J o s. G e i g e r, Der Torsiograph, ein neues Instrument zur Untersuchung von Wellen. Z. d. V. d. I. 60, S. 811, 1916.
- 3) H e r m a n n F r a h m, Ein neuer Torsionsindikator mit Lichtbildaufzeichnung und seine Ergebnisse. Z. d. V. d. I. 62, S. 177, 1918.
- 4) H a n s S a u e r, Messung und Rechnung der Fundamentalschwingungen von einfachwirkenden Viertaktmaschinen. Diss. Darmstadt 1916.
- 5) C. E. S t r o m e y e r, Stress Distribution in Bolts and Nuts. Engineering 1918, I., S. 359.
- 6) G ü m b e l, Einfluß der Schmierung auf die Konstruktion. Jahrbuch der Schiffbautechn. Gesellsch. 18., S. 236, 1917. (Weitere Literaturangaben daselbst.)
- 7) O t t o F ö p p l, Berechnung der Kanallängen von Zweitaktölmaschinen mit Schlitzsteuerung. Z. d. V. d. I., 57, S. 1939, 1913.
- 8) A d a m K r e g l e w s k i, Die Spül- und Auspuffvorgänge bei Zweitakt-Verbrennungskraftmaschinen mit besonderer Berücksichtigung der schnelllaufenden Ölmotoren. Der Ölmotor II, S. 553, 1913/14.
- 9) K u r t N e u m a n n, Die Dynamische Wirkung der Abgassäule in den Auspuffleitungen von Kolbenmaschinen. Z. d. V. d. I., 63, S. 89, 1919.
- 10) C. R e g e n b o g e n, Der Dieselmotorenbau auf der Germaniawerft. Jahrbuch der Schiffbautechn. Gesellsch. 14, S. 204, 1913.
- 11) K u r t N e u m a n n, Untersuchungen an der Dieselmachine. I. Thermodynamische Studien zur Ölgas- und Gemischbildung. Z. d. V. d. I. 62, S. 706, 1918.
- 12) T h e S v e d b e r g, Die Existenz der Moleküle. Experimentelle Studien. Leipzig 1912.
- 13) J e a n P e r r i n, Die Atome. Deutsch von Dr. A. Lottermoser. Dresden und Leipzig 1914.
- 14) Die Kultur der Gegenwart, Physik. Leipzig und Berlin 1915. Abschnitt 11, Experimentelle Atomistik von Ernst Dorn, S. 223.
- 15) R. A. M i l l i k a n, Das Isolieren eines Jons, eine genaue Messung der daran gebundenen Elektrizitätsmenge und die Korrektur des Stockes'schen Gesetzes. Phys. Zeitschrift 11, S. 1097. 1910.
- 16) M o n s i e u r d e B r o g l i e, Untersuchung über die gasförmigen Suspensionen. Phys. Zeitschrift 11, S. 33. 1910.

- 17) British Submarine Boat Building during the War. Engineering 1919, I., S. 264.
- 18) Karl Steinbecker, Der Steinbecker-Motor der Deutschen Automobil-Construktions-Gesellschaft m. b. H., Berlin. Öl- und Gasmaschine, 16, S. 3, 1919.
- 19) H. Junkers, Studien und experimentelle Arbeiten zur Konstruktion meines Großölmotors. Jahrbuch der Schiffbautechn. Gesellsch. 13, S. 264. 1912.
- 20) Bertram Hopkinson, A New Method of cooling Gas-Engines. Engineering 1913, II., S. 152.
- 21) Gaseous Explosions. Third Report of the Committee Engineering 1910, II., S. 381.
- 22) Wilhelm Röhfus, Der Temperaturverlauf in geheizten Wandungen, besonders in Zylinderwandungen von Verbrennungsmotoren. Der Ölmotor, 5., S. 313. 1916/17.
- 23) R. Diesel, Die Entstehung des Dieselmotors. Jahrbuch der Schiffbautechn. Gesellsch. 14, S. 267. 1913. Auch als Monographie erschienen, Berlin 1913.
- 24) Karl Kutzbach, Die flüssigen Brennstoffe und ihre Ausnutzung in der Verbrennungskraftmaschine mit besonderer Berücksichtigung des Dieselmotors. Z. d. V. d. I. 51, S. 521, 1907.
- 25) P. Riessel, Versuche über die Verwendung von Teerölen zum Betrieb des Dieselmotors. Forschungsarbeiten Heft 55, 1908 oder Z. d. V. d. I. 51, S. 613, 1907.
- 26) E. J. Constam und P. Schläpfer, Über Treiböle. Z. d. V. d. I. 57, S. 1489, 1913.
- 27) H. B. Dixon und H. F. Coward, The Ignition-Temperatures of Gases. Journal of the Chemical Society 95, S. 514, 1909.
- 28) H. Holm, Über Entzündungstemperaturen (Zündpunkte) besonders von Brennstoffen. Zeitschrift für angewandte Chemie 26, S. 273, 1913.
- 29) W. Schüle, Die thermischen Eigenschaften der einfachen Gase und der technischen Feuergase zwischen 0° und 3000° C. Z. d. V. d. I. 60, S. 630, 1916.
- 30) Dugald Clerk, The Working Fluid of Internal-Combustion Engines. Engineering 1913, II., S. 28, siehe auch W. Schüle, Technische Thermodynamik Bd. II., S. 315 bis 316, Berlin 1914.
- 31) Friedrich Münzinger, Untersuchungen an einem 15 pferdigen Dieselmotor der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg, Forschungsarbeiten Heft 174, 1915.
- 32) E. Weißhaar, Untersuchungen über den Verlauf der Verbrennung im Dieselmotor. Forschungsarbeiten Heft 203, 1918.
- 33) Ludwig Zwirger, Das Wärmediagramm als Grundlage für die Untersuchung einer Ölmaschine. Forschungsarbeiten Heft 216, 1919.
- 34) W. Schüle, Technische Thermodynamik I, 3. Aufl., S. 86, Berlin 1917.
- 35) F. Sternenberg, Die erste Thermo-Lokomotive. Z. d. V. d. I. 57, S. 1325, 1913.
- 36) Wilhelm Hellmann, Steigerung der spezifischen Leistung von Viertaktgasmaschinen mit Druckluftspülung. Z. d. V. d. I. 55, S. 1238, 1911.
- 37) Arbeiten des Kaiser-Wilhelm-Instituts für Kohlenforschung in Mülheim-Ruhr. Gesammelte Abhandlungen zur Kenntnis der Kohle I. Bd. 1917, II. Bd. 1918. III. Bd. 1919. Berlin.
- 38) W. Glud, Gewinnung von Leuchtöl (Solaröl), Treibölen usw. aus Steinkohle. Siehe 37) Bd. III. S. 46.

- ³⁹⁾ Franz Fischer und W. Gluud, Eigenschaften und Verwendbarkeit der phenolhaltigen Produkte der direkten Destillation des Steinkohlen-Tieftemperaturteers (Zündöl, Motorenöl, Pech usw.). Siehe ³⁷⁾ Bd. III, S. 109.
- ⁴⁰⁾ W. Gluud, Die pyrogene Zersetzung der Kohlenwasserstoffe. Siehe ³⁷⁾ Bd. II, S. 261.
- ⁴¹⁾ Fritz Haber, Experimental-Untersuchungen über Zersetzung und Verbrennung von Kohlenwasserstoffen. Habilitationsschrift, München 1896.
- ⁴²⁾ Aufhäuser, Die Treibmittel des Dieselmotors mit besonderer Berücksichtigung der Seeschifffahrt. Jahrbuch der Schiffbautechn. Gesellsch. 14, S. 368, 1913.
- ⁴³⁾ Charles A. Parsons und Stanley S. Cook, Investigations into the Causes of Corrosion or Erosion of Propellers. Engineering 1919, I., S. 515.
- ⁴⁴⁾ Giovanni Chiesa, Two versus Four-Cycle Internal-Combustion Marine Engines. Engineering 1918, II., S. 482; Übersetzung in „Der Ölmotor“ 8., S. 25, 1919.

Erörterung.

Herr Geheimer Regierungsrat Professor Romberg-Berlin:

Meine Herren, Herr Alt und die Germaniawerft haben hier eine Fülle wertvollsten Materials, Forschungen, Arbeiten, Erfahrungen rückhaltslos der Öffentlichkeit übergeben. Das ist geschehen ohne Rücksicht auf geschäftliche Interessen und Vorteile, die so oft dazu dienen müssen, ängstliche Geheimhaltung zu begründen. Dafür dürfen der Herr Vortragende und seine Firma unsere besondere Anerkennung und unseren wärmsten Dank beanspruchen. Was hier vorgelegt wurde, ist hochbedeutsamer Fortschritt auf einem Gebiete, das technisch und wirtschaftlich gleich wichtig ist.

Die Probleme der Gasmaschine zählen, wie der Vortragende ausgeführt hat, zu den schwierigsten, welche die Technik kennt. Nirgends gibt es eine größere Vielseitigkeit der Anforderungen und andererseits eine stärkere Unsicherheit und Unklarheit über die Mittel, die zu ihrer Befriedigung dienen. Daher erfordert der wissenschaftliche und praktische Fortschritt auf diesem Gebiete mühevollere, zeitraubende Arbeit und hohe Kosten. Nur in langjähriger Entwicklung ist solcher Fortschritt möglich. Der Krieg mit seinem eisernen Zwang hat hier außerordentlich fördernd und beschleunigend gewirkt dadurch, daß er mächtige Anregungen gab zu neuen Gedanken, daß er die reichen Mittel zur Durchführung und Erprobung verschaffte, daß er in raschem Lauf steigend wirkte auf die Anforderungen und auf die Schaffung der Mittel, sie zu befriedigen, daß er für raschen großen Absatz sorgte.

So sehen wir also am Schluß des Krieges auf diesem technischen Gebiet wie auf vielen anderen ein glückliches Bild gegenüber dem Dunkel und der Schwere dieser Tage. Es ist eine Entwicklung auf vielen Gebieten der Technik durch den Krieg in wenigen Jahren geschaffen, die größer ist, als sie normal in einem oder in ein paar Jahrzehnten erreicht wird. Diese Entwicklung könnte ein wirksamstes Gegengewicht gegen die unglücklichen Kriegsfolgen sein, wenn es möglich wäre, sie auszunutzen. Wir haben eine Ver-

tiefung unserer Erkenntnis, eine Förderung unserer wissenschaftlichen Arbeiten, eine Vervollkommnung unserer Produktionsmethoden in großem Umfange auf fast allen Gebieten der Technik zu verzeichnen, wie sie früher nicht in Jahrzehnten erreicht worden ist. Ein ungeheurer Fortschritt liegt vor, der uns zu starkem Aufschwung befähigen würde. Es ist doppelt tragisch nach dem unglücklichen Ausgang des Krieges, daß es nicht oder schwer möglich ist, diesen Fortschritt rechtzeitig auszunutzen.

Herr Alt hat eine Fülle von Problemen angeschnitten und sie vertieft behandelt. Leider fehlt hier die Zeit und die Möglichkeit zu eingehenderer Erörterung, wie es zu wünschen wäre. Ich möchte die Anregung, die vorhin schon Herr Professor Laas allgemein gab, hier im speziellen aussprechen, daß in Zukunft doch Zeit und Gelegenheit geschaffen werden möchten, solche hochbedeutsamen, wissenschaftlichen und praktischen Arbeiten einer eingehenderen Behandlung in kleinerem Kreise von Fachgenossen zuzuführen. (Sehr richtig!) Ich kann hier nur zu wenigen Punkten Stellung nehmen und möchte mich auf das Wesentlichste beschränken.

Relativ einfach sind die rein mechanischen Probleme bei der Ölmaschine — ich sage: relativ einfach —, weil die Schwierigkeiten nur in einer oder wenigen Richtungen liegen, vor allem in der Feststellung der Kraftwirkungen. Sind diese bekannt, so verfügen wir über die Mittel zu ihrer Beherrschung, so sind die Aufgaben zu lösen. Was fehlt, ist höchstens die Erkenntnis besonderer Kraftwirkungen wie z. B. der Stoßbeanspruchungen, die auch der Herr Vortragende in seinem Vortrag erwähnt hat. Da ist allerdings das beste Gegenmittel dagegen, solche Stoßbeanspruchungen nach Möglichkeit auszuschalten.

Der Herr Vortragende erwähnt in seinem gedruckten Vortrag Ausführungen von Stromeier, die sich scheinbar auf Bolzenbrüche im Gewinde beziehen und denen begegnet werden soll durch eine besondere Bearbeitung der Gewinde. Ich glaube nicht daß es erreichbar ist, eine Gegenwirkung gegen die hier anscheinend vorliegenden Fehler dadurch zu erreichen, daß man das Gewinde etwa mit verschiedener Steigung für Mutter und Bolzen schneidet. Ich halte es für richtig, die Bolzen mit Muttern für das Triebwerk mit vollem Flankensitz — also nicht mit Grundsitz — herzustellen. Trägt das Gewinde voll in den Gängen, ist es mit genügender Sauberkeit und Genauigkeit geschnitten, so kann ich mir einen Bruch des Bolzens im Gewinde nicht denken aus dem einfachen Grunde, der Ihnen ja bekannt ist, weil die Querkontraktion, die Zusammenziehung des Bolzens, die bei jeder Längenausdehnung stattfindet, durch den Zwang im Gewinde verhindert wird.

Wesentlich schwieriger als die rein mechanischen Probleme ist das Schmierungsproblem, weil die Anforderungen vielseitiger sind sowohl hinsichtlich der Kraftwirkungen als auch hinsichtlich der Eigenschaften der Materialien von Zapfen, Lager, Schmiermittel, auch hinsichtlich der Oberflächenbeschaffenheit und der Pressung, der Geschwindigkeit, der Temperatur. Es ist außerordentlich schwierig, allen diesen Einflüssen durch die Rechnung beizukommen. Ich glaube, wir werden dem Ideal der reinen Flüssigkeitsreibung in den Lagern nicht so bald nahekommen. Es wird immer eine Verbindung von trockener und Flüssigkeitsreibung vorliegen; und diese rechnerisch zu erschließen, ist, wie gesagt, außerordentlich schwierig.

Ich fand in dem gedruckten Vortrag auch die Erwähnung von Schwierigkeiten bei der Zweitakt-Zylinderschmierung. Ich glaube, solche Schwierigkeiten ergeben sich weniger aus dem Ölabstreifen, das fraglos auch vorliegt, als mehr noch aus einseitiger Erwärmung und dadurch geschaffener Verdampfung des Schmieröls. Auch aus der Deformation des Zylinders, hervorgerufen durch die einseitige Erwärmung und verstärkt durch die Normaldrücke des Triebwerks, entstehen solche Schwierigkeiten der Ölung.

Von besonderem Interesse sind die Ausführungen über den Einspritzvorgang.

Dieser Vorgang steht im engsten Zusammenhang zu einem der Hauptprobleme, zur Gemischbildung. Maßgebend für die Gemischbildung ist beim Dieselfverfahren die kurze zur Verfügung stehende Zeit. Begünstigt wird die Gemischbildung durch eine gute Zerstäubung, Verteilung, Einblasung und durch vorteilhafte physikalische Eigenart des Brennstoffes. Im allgemeinen muß man wohl die Gemischbildung beim Dieselmotor, wesentlich infolge der Kürze der verfügbaren Zeit, als relativ schlecht bezeichnen. Darauf ist zurückzuführen das fast immer unvermeidliche Nachbrennen, ferner der relativ hohe Brennstoffverbrauch. Es liegen bei wärmetechnisch minderwertigen Maschinen Brennstoffverbräuche vor, die im Vergleich mit dem Brennstoffverbrauch der Dieselmachine als günstiger bezeichnet werden müssen. Wir haben z. B. bei Glühkopfmachines von nur 15 PS Brennstoffverbräuche von 280 g pro PS festgestellt. Dabei beträgt die Kompression nur 8 bis 10 Atmosphären. Beim Dieselmotor von 1000 PS und mehr und einer Kompression von über 30 Atmosphären ist der Brennstoffverbrauch pro effektives Pfund etwa 240 g. Der Herr Vortragende hat selbst auf den relativ günstigen Brennstoffverbrauch der Flugzeugmotoren und anderer schnellaufender Maschinen hingewiesen, der sich kaum wesentlich von dem Verbrauch der Dieselmachine unterscheidet, in manchen Fällen sogar günstiger ist.

Ein Hauptpunkt der Gemischbildung, die Zerstäubung, wird fraglos noch durch eine teilweise Verdampfung gefördert, wie sie durch heiße Einblaseluft erreicht werden kann. Diese teilweise Verdampfung ist jedenfalls auch mit die Ursache davon, daß bei Glühkopfmachines so relativ niedrige Brennstoffverbräuche erzielt werden.

Der Schwerpunkt der Entwicklung der Ölmaschine liegt fraglos in den thermischen Problemen und hier vor allem in der Wärmebeanspruchung. Unzulässige Wärmebeanspruchung ist schuld an mehreren schweren Fehlschlägen, die ja bekannt sind. Diese Beanspruchung hindert die Größenentwicklung und ist eine schwere Gefahr für die Betriebssicherheit. Bei normalem Wärmedurchgang treten keine gefährlichen Temperaturen auf und demnach auch keine unzulässigen Spannungen. Wir haben aus den Messungen, die der Herr Vortragende über die Temperatur vorgebracht hat, gesehen, daß solcher normaler Wärmedurchgang sich bei verhältnismäßig geringen Wärmegefällen und bei niedrigen absoluten Temperaturen abspielt. Ein geheizter Heißdampfzylinder von entsprechend hoher Temperatur hat vielleicht höhere Wandungstemperaturen als ein Dieselmotor-Zylinder. Die Gefahr liegt lediglich in einseitiger lokaler Überhitzung infolge unzureichender Kühlung. Überhitzung entsteht, wenn die Flächen sich ganz oder teilweise mit einem Dampfpeiz überziehen, der nicht durch dauernden regen Wasserzufluß wieder fortgespült wird, oder wenn die Wandungen durch Kesselstein gegen den Wärmedurchtritt isoliert werden. Gegen Dampf- und Luftsackbildung wirkt geschickte Konstruktion der Kühlräume mit entsprechender Querschnittsbemessung, um ausreichende Geschwindigkeit zu ermöglichen.

Schwierig ist die Berücksichtigung dieser Gesichtspunkte bei der Dieselmachine im wesentlichen nur für den Deckel, und zwar besonders bei den Deckeln mit vielen Durchtritten. Dort ist es in der Tat schwer, wenn nicht in manchen Fällen unmöglich, einen Wasserzufluß zu erreichen, der die Dampf- und die Luftsackbildung auf den Oberflächen verhindert und damit eine unzulässige lokale Überhitzung beseitigt. Diese Schwierigkeit liegt besonders vor bei den Viertaktmaschinen mit den vielen Deckel-Durchbrechungen, die die Wasserführung erschweren und naturgemäß auch Gußspannungen verursachen. Zweitakt-Zylinderdeckel sind günstiger daran, nicht allgemein, aber bei besonderer Durchbildung. Wenn man z. B. das Anlaßventil mit dem Brennstoffventil konstruktiv eng verbindet, so läßt sich beim Zweitakt-Zylinder mit einem Durchtritt auskommen, und man erreicht dann einen verhältnismäßig einfachen Zylinder. Darin liegt

ein mir nicht unwesentlich scheinender baulicher Vorteil der Zweitaktmaschine für große Abmessungen.

Gegen Kesselstein wirkt durchschlagend nur die Verwendung rückgekühlten Wassers im Kreislauf. Wie dieses Mittel wirkt, möchte ich Ihnen an einem Versuch zeigen, den ich vor Jahren bereits angestellt habe an einer Großgasmaschine. Dort waren dauernd in längeren und kürzeren Zwischenräumen Brüche von Zylindern und Kolben zu verzeichnen. Die Situation erhellt am besten aus der Tatsache, daß neben einer Anzahl dieser Maschinen sich eine Grube befand, in der fertige Zylinder und Kolben einbaubereit zur Verfügung standen. Im Falle eines Bruches konnten sofort neue Zylinder und Kolben eingebaut werden. Diese Maschine ist dann gekühlt worden mit heißem Wasser, mit Wasser von 120 Grad und im Kreislauf. Damit es Wasser blieb, wurde es unter den Druck von 5 Atmosphären gesetzt. Mit diesem überhitzten Wasser wurden Zylinder und Kolben gekühlt. So ist die Maschine jahrelang betrieben worden ohne irgendeinen Anstand, ohne einen Bruch der Zylinder, der vorher vor allem an den Stellen der höchsten Wärmeentwicklung, also an den Zwiebeln der Auspuffventile, eintrat. Daraus erkennen Sie, wie wertvoll es ist, einmal die Dampfbildung zu vermeiden und weiter den Kesselsteinansatz. Die Kühlmäntel blieben in jahrelangem Betrieb absolut rein, während vorher Ansatz von Faustdicke an vielen Stellen vorhanden war. Es bildet sich natürlich dieser Ansatz immer da, wo die Strömung am geringsten ist. Im ganzen bin ich der Ansicht des Herrn Vortragenden, daß sich die Gefahr der Wärmerisse bei sachgemäßer Durchbildung der Kühlung auf ein Minimum beschränken läßt.

Ein grundlegendes thermisches Problem ist dann auch der Verbrennungsvorgang, der wesentlich die thermische Ausnutzung bestimmt. Hier stehe ich auf dem Standpunkt, den der Herr Vortragende teilt. Höchste thermische Ausnutzung ist nicht entscheidend für den Erfolg. Das Jagen nach ein paar Prozenten höheren Wirkungsgrades ist verfehlt und zwecklos. Maßgebend muß sein, eine Maschine zu bauen, die so einfach wie möglich und völlig betriebssicher ist, daneben natürlich einen billigen Brennstoff möglichst wirtschaftlich ausnutzt.

Die Höhe der Kompression bringt, wie auch der Herr Vortragende ausgeführt hat, von bestimmten Grenzen ab keine erheblichen Vorteile mehr. Daher kompliziert sie dann nur noch den Bau und den Betrieb. Die weitere Entwicklung der Ölmaschine für schwere Öle wird sich meines Erachtens von der hohen Kompression unbedingt abkehren, dagegen eine ähnliche bauliche und betriebstechnische Einfachheit anstreben müssen wie bei den Leichtölmaschinen. Daß dieser Weg nicht aussichtslos ist, mag Ihnen die Tatsache beweisen, daß heute schon Lastwagenmotoren normaler Bauart mit gewissen Abänderungen laufen, welche Phenolöl, ein schweres Steinkohlenteeröl mit etwa 300 Grad oberer Siedegrenze, mit nur wenig schlechterem Wirkungsgrad verbrennen als Benzol. Der Verbrennungsvorgang ist heute der völligen Klärung noch ziemlich fern. Die Vorbedingung wäre vor allem die Festlegung möglichst eindeutiger bestimmter Öltypen, die als Ausgangspunkt dienen können für die Untersuchungen in allen Einzelheiten.

Was die technischen Probleme betrifft, so will ich nur noch eine paar Worte über die Frage Zweitakt oder Viertakt sagen. Ich gebe dem Herrn Vortragenden durchaus recht; hier vergleicht man zwei Gegner auf dem Ölmaschinengebiete, die ganz ungleiche Entwicklung haben. Die Viertaktmaschine ist in langer Entwicklungszeit entstanden; die Zweitaktmaschine hat diese Entwicklung nicht hinter sich. Ein Fehler war es, den Zweitakt sogleich dort ansetzen zu wollen, wo der Viertakt aufgehört hat, brauchbar und durchführbar zu sein. Das war ein Sprung ins Dunkle, der sich natürlich gestraft hat. Ich gebe dem Herrn Vortragenden auch Recht, wenn er in dem Zweitaktverfahren als solchem gegenüber dem Viertaktverfahren grundsätzlich keinen Vorteil sieht. Was der Zweitakt

an Vorteilen ermöglicht, kann nur Sache einer besonderen baulichen Gestaltung sein. Von dieser Auffassung aus stelle ich mich zu dem Zwei- und Viertakt so: für alle Maschinen, für die die Kleinbauart mit offenem Kolben und einfach wirkendem Triebwerk und ohne Kreuzkopf möglich ist, ist der Viertakt vorzuziehen. Die Grenze ist im wesentlichen gegeben durch das Versagen der Ventile, der Deckel usw. gegenüber den Wärmebeanspruchungen. Für U-Bootmaschinen, die hohe Drehzahlen und viele Zylinder bis höchstens 500 mm Durchmesser haben, ist der Viertakt bei den jetzt geforderten Leistungen die gegebene Lösung. Anders, glaube ich, liegt es aber bei großen Handels- und Kriegsschiffsmaschinen. Da reicht die Kleinbauart schließlich nicht mehr aus, und es muß übergegangen werden von den einfach wirkenden hoctourigen Maschinen zu den langsam laufenden Maschinen mit niedriger Tourenzahl und mit Kreuzkopf.

Meine Herren, ich halte eine 12-zylindrige Maschine von 5000 PS, die nach dem einfachwirkenden Viertakt gebaut ist, mit einer Länge von 13½ Metern für die Maschine allein nicht für das Ideal einer Handelsschiffsmaschine hinsichtlich Einfachheit und Betriebssicherheit. Man wird also notgedrungen dem Zweitakt näher treten müssen für große Maschinen.

Meine Herrn, ich bin mir bewußt, daß ich Ihre Zeit vielleicht schon über Gebühr in Anspruch genommen habe. Dennoch habe ich nur einen kleinen Teil der Dinge hier vorgebracht, die sich hätten ausführen lassen angesichts der außerordentlichen Fülle des Materials und der Erfahrungen, die der Herr Vortragende gebracht hat. Ich möchte wiederholt die Anregung geben, daß es in Zukunft möglich sein möchte, hier in kleinerem Kreise über solche Dinge ausführlicher zu sprechen. Ich verspreche mir davon eine wesentliche Klärung der Probleme zum Nutzen der Technik und auch einen Vorteil für unsere Gesellschaft. (Lebhafter Beifall.)

Vizeadmiral v. Trotha, Chef der Admiralität, Exzellenz:

Meine Herren, der Herr Vortragende ist in seinen interessanten Ausführungen auch auf die Erinnerungen des Herrn Großadmirals v. Tirpitz zu sprechen gekommen. Ich habe nicht die Absicht, auf das Buch selbst hier näher einzugehen. Aber nach dem, was der Herr Vortragende aus dem Inhalt herausgegriffen hat, ist es mir ein besonderes Bedürfnis — und ich tue das mit gutem Gewissen — hier zu erklären, daß der Großadmiral v. Tirpitz sowie jeder Seeoffizier der Industrie mit den Leistungen, die sie in diesem Kriege vor allen Dingen in der Marine gezeitigt hat, den wärmsten und herzlichsten Dank schulden. (Sehr richtig.) Wenn heute die Marine unter dem Druck der Entente schwer um ihre Existenz kämpft und wenn ich selbst die harte Pflicht habe, verantwortlich an erster Stelle in der Marine zu stehen, so weiß ich ganz genau, daß es mir obliegt, nicht nur die seemannische Tüchtigkeit unseres Volkes — in der wir unseren Feinden auch nach dem Urteile des Admirals Jellicoe über waren — militärisch zusammengefaßt in die Zukunft hinüberzuretten, sondern ich weiß ebenso gut, daß daneben auch die Technik, die Industrie und der Ingenieur mit seinen großen Leistungen ihren vollen Platz in der künftigen Entwicklung haben müssen. Eine ganze Reihe von Herren, mit denen ich früher im Dienste zusammengekommen bin, befindet sich hier in der Versammlung; sie, die mich kennen, werden mir in der Behauptung beipflichten, daß ich ein Herz für das habe, was Technik heißt. Wer wie ich, meine Herren, die Ehre gehabt hat, am Tage der Skagerrakschlacht neben dem Admiral Schöer auf der Brücke des Flottenflaggschiffes zu stehen, werden U-Bootkrieg gegen England militärisch hat durchführen müssen als Chef des Stabes der Hochseeflotte, der, meine Herren, trägt im Herzen warmen Dank für die Technik mit hinüber in die Zukunft.

Die Marine ist, wie ich meine, in der vergangenen Zeit der reinste Ausdruck

deutsch-nationaler Entwicklung gewesen. (Sehr richtig.) Wenn wir nun — und das tun wir wohl alle — unerschütterlich an den Wiederaufbau unseres Vaterlandes glauben, dann muß die Marine auch wieder dem alten Ziel nachstreben; dann muß es ihr gelingen, nicht nur die trefflichen Leistungen unserer Handelsmarine, der ich auch hier mit besonderem Dank gedenken möchte, auszuwerten, sondern sie muß es ebenso verstehen, der Technik, dem Ingenieur zur freien Entfaltung zu helfen. Als Seemann sind wir aller Welt überlegen gewesen und in der Technik hat uns keine andere Nation überholt. Diese beiden Faktoren müssen auch künftig die Kräfte sein, die der Marine wieder emporhelfen, damit sie einst den alten ehrenvollen Platz wieder einnimmt. In diesem Vorwärtsarbeiten, das ich mir zum Ziel gesetzt habe, liegt der Dank für die freie Technik und den Ingenieur; der Dank der Marine, den ich hier noch einmal zum Ausdruck bringen möchte. (Lebh. Beifall.)

Herr Oberingenieur Goos-Hamburg, Chef des Maschinenwesens der Hamburg-Amerika Linie:

Meine Herren! Die Ausführungen von Herrn Obering. Alt sind nicht nur für den Konstrukteur, sondern auch für die Betriebstechniker der Reedereien, von allergrößtem Interesse. Es ist ja bekannt, daß die Handelsschifffahrt augenblicklich so darniederliegt, wie es wohl keiner von uns jemals geahnt und erwartet hätte, und daß wir jedenfalls in der Zukunft einen Konkurrenzkampf mit den ausländischen Reedereien zu bestehen haben, der außerordentlich schwer sein wird, so daß wir alle Kräfte zusammenfassen müssen, wenn dieser Konkurrenzkampf erfolgreich bestanden werden soll. Meine Herren, da heißt es natürlich bei dem Wiederaufbau der Handelsflotte das Beste und das Betriebssicherste zu nehmen, und das, was uns in bezug auf die Betriebsmittel und ihre Ausnutzung am wirksamsten erscheint. Und hierbei scheint mir der Dieselmotor eine bedeutsame Rolle zu spielen; er wird daher bei den Handelsschiffen, die gebaut werden, in Zukunft jedenfalls sehr weit berücksichtigt werden müssen.

Meine Herren, da ist es ja natürlich in erster Linie wichtig, daß wir einen absolut betriebssicheren Motor haben. Einen Motor, mit dem experimentiert werden soll, können wir uns jetzt nicht leisten. Wir müssen unbedingt, wenn wir ein Schiff fertig haben, mit diesem Schiff hinausfahren können und die Überzeugung haben, daß die Anlage funktioniert. Und da bin ich zu der Überzeugung gekommen, daß der betriebssicherste Motor der Viertaktmotor ist. Und ich freue mich, daß die Ausführungen, die der Herr Vordner und vor allen Dingen auch der Herr Vortragende gemacht haben, zu derselben Überzeugung gelangt sind. Ich habe seinerzeit schon den Grundsatz für unsere Reederei ausgesprochen: „Solange man für ein bestimmtes Schiff die für eine bestimmte Geschwindigkeit erforderliche Leistung noch in einem 6-zylindrigen Viertaktmotor unterbringen könnte, solange sollte man diesen Motor nehmen.“ Darin ist natürlich schon eingeschlossen, daß der Zweitaktmotor nicht grundsätzlich zu verwerfen ist. Ich bin der Ansicht, daß, wenn wir auch mit größeren Schiffen, besonders mit Passagierschiffen, erfolgreich dem Auslande entgegentreten und mit ihm konkurrieren wollen, wir auch zu den Zweitaktmotoren kommen können. Aber da stehe ich auf dem Standpunkt, daß nach den Erfahrungen, die wir mit Zweitaktmotoren gemacht haben — von denen sich eigentlich nur einer, der Sulzer-Motor auf „Monte Penedo“, erfolgreich gezeigt hat —, daß der Zweitaktmotor nur als doppelt wirkender Motor genommen werden sollte.

Das Schmierungsproblem ist ja außerordentlich schwierig. Ich möchte hier besonders Herrn Prof. Gumbel den Dank der Praktiker der Reedereien aussprechen, da er durch seine grundlegenden Arbeiten tatsächlich auf diesem dunklen Gebiete aufklärend gewirkt hat. Wir haben die Schmierung in vielen unserer Maschinen nach seinen An-

gaben ausgeführt, und ich kann nur sagen, daß wir gute Erfolge und gute Resultate damit gezeitigt haben.

Meine Herren, es sind von den vielen Problemen, die Herr Obering. Alt hier angeschnitten hat, auch das Brennstoffproblem und das Einspritzproblem behandelt worden. Es muß, wie ich schon vorhin sagte, ein absolut betriebssicherer Motor geschaffen werden, und wir müssen vor allen Dingen nicht nötig haben, daß, wenn wir im Auslande einen anderen Brennstoff bekommen, wir dann große Experimente mit Einspritzventilen machen müssen, und nachher geht es doch nicht, wie es bei einem unserer Schiffe vorgekommen ist, daß durch die Änderung des Brennstoffes einfach der Motor versagte. Wir müssen in der Lage sein, daß mit den Brennstoffen, die auf dem heimischen Markt und auf dem Weltmarkt zu haben sind, ohne weiteres unsere Schiffingenieure fahren können, denn wir sind doch immerhin auf das Personal angewiesen, das wir haben. Und wenn wir uns auch die größte Mühe gegeben haben, es auszubilden, so in die allerletzten Feinheiten können sie doch nicht hineindringen. Es werden also immer wieder noch Probleme auftreten, die uns vor neue Schwierigkeiten stellen. Ich möchte auch hier der Hoffnung Ausdruck geben, daß es uns gelingt, durch Zusammenarbeit von Praxis und Wissenschaft, Reedereien und Werften, dieser Probleme und dieser Schwierigkeiten Herr zu werden. (Beifall.)

Herr Oberingenieur E. Goos, Hamburg, nimmt prinzipiell Stellung zum Problem des Viertakt- und Zweitakt-Diesel-Motors. Er macht außerdem noch Bemerkungen zur Brennstoff- und Einspritzfrage.

Herr Geheimer Marine-Baurat Rich. Müller:

Meine Herren, der Dank für den außerordentlich interessanten Vortrag, den Herr Oberingenieur Alt gehalten hat, ist schon von zwei Berufenen ausgesprochen worden. Ich kann mich ihm nur anschließen.

Ich möchte nur kurz auf eins eingehen, was Herr Oberingenieur Alt in seinem Vortrage erwähnt hat und was einen Vorwurf für die Marineverwaltung in sich schließt, nämlich, daß sie allzu viel Neuerungen bei den Booten habe ausführen lassen. Die Marineverwaltung hat das selbstverständlich nicht getan, lediglich um das Bessere an die Stelle des Guten zu setzen. Dazu war die Zeit zu ernst. Wenn das Gute für alle Zwecke ausgereicht hätte, wäre es sicher beibehalten worden. Meine Herren, Sie haben wohl alle voll im Kriegesleben gestanden, teils draußen im Felde, teils als Mitglieder der Industrie im Inlande. Sie wissen, daß jedes Vierteljahr, jeder Monat neue Probleme der Kriegführung aufwarf und daß ständig neue Aufgaben zu lösen waren. Das traf auch voll für die Ölmotorentechnik zu.

Als wir in den Krieg gingen, besaß die Marine etwa ein Viertelhundert U-Boote. Ein weiteres Viertelhundert war in Auftrag gegeben, wovon ein Teil kurz vor der Fertigstellung stand. Die Erfolge des U-Bootes zeigten bald, welche wirksame Waffe wir in ihm besaßen. Zu Anfang des Krieges meinte jedermann, von dem obersten Heerführer bis zum letzten Musketier, daß der Krieg nur kurze Zeit dauern könnte. Es war darum notwendig, so schnell wie möglich U-Boote zu schaffen. Die U-Boote, die wir bisher im Bau hatten, erforderten aber eine lange Bauzeit. Wir mußten deshalb Typen schaffen, die sich in kurzer Zeit herstellen ließen. Das waren kleine U-Boote. Wir mußten weiter darauf bedacht sein, die beiden Waffen, den Torpedo und die Mine, an den Feind heranzubringen. Infolgedessen mußten wir das Minen-U-Boot und das Torpedo-U-Boot parallel entwickeln. Aus diesen Richtlinien ergaben sich nun außerordentlich viel Einzelaufgaben. Das Minen-U-Boot entwickelte sich von dem ganz kleinen sogenannten C I-Boot, das nur einen 80-PS-Motor besaß, über eine Zwischenstufe zu dem C III-Boot, das als Normaltyp für Nahunternehmungen in großer Zahl gebaut wurde. Das Torpedo-U-Boot ging wegen der ver-

meintlichen kurzen Kriegsdauer bald von dem großen Friedenstyp, der bei Beginn der Mobilmachung zunächst in einer Anzahl als Vermehrung in Bau gegeben war, ab und ebenfalls auf einen kleinen Typ das BI-Boot zurück, der sich dann auch über eine Zwischenstufe zu dem BIII-Boot als Normalboot für mittelweite Unternehmungen entwickelte, das in großer Zahl hergestellt wurde. Alle diese Boote erforderten verschiedene Maschinen mit Leistungen von 80 PS. bis 1200 PS. Das waren einerseits die Gründe, warum von Kriegsbeginn an Neuerungen verlangt werden mußten.

Der weitere Verlauf des Krieges zeigte andererseits, daß die U-Boote nach dem Friedenstyp und die neu entwickelten kleineren Boote längst nicht mehr für alle Aufgaben ausreichten. Wie verschieden diese waren erkennt man, wenn man sich vergegenwärtigt, wie Weddigen 1914 drei feindliche Kreuzer in wenigen Stunden hintereinander abschießen konnte, und wie 1918 die Boote sich in die stark geschützten Geleitzüge einschleichen und aus ihnen unter mühsamen Fahrtmanövern und schweren Gefahren sich eine Beute suchen mußten. Die Front stellte demgemäß immer neue Anforderungen. Diese mußten wir befriedigen. Sie waren so verschieden, daß wir auch innerhalb der einzelnen Typen noch Neues entwickeln mußten. Wir mußten z. B. das Boot nach dem Friedenstyp schneller machen, um es für die Kriegführung in den letzten Jahren geeignet zu erhalten. Das bedingte neue stärkere Maschinen für dieses selbe Boot. Wir mußten ferner, als die feindliche Gegenwehr in der Nähe der Küsten immer mächtiger wurde, große Torpedo-U-Kreuzer und große Minen-U-Boote für Fernunternehmungen schaffen, die Motoren von 1700 und 3000 PS. erforderten.

Daß die einzelnen Motoren in sich selbst stark verbesserungsfähig waren, hat der Herr Vortragende selbst erwähnt. Er hat gezeigt, wie die Germaniawerft schließlich vom Zweitakt zum Viertakt übergegangen ist, weil sie diesen Maschinentyp für den vorteilhafteren hielt. Daß das nicht ohne eine Menge Neuerungen abgeht, ist selbstverständlich.

Ich glaube, meine Herren, Sie werden alle verstehen, daß die Marineverwaltung gar nicht anders handeln konnte, als immer wieder neue Aufgaben zu stellen, wenn sie ihrer Aufgabe im Verlauf des Krieges gewachsen bleiben wollte. Ein Vorwurf wird also der Marine aus diesem Verfahren nicht gemacht werden können.

Daß es schließlich möglich gewesen ist, alle Schwierigkeiten, die diese Neuerungen verursachten, zu überwinden und so Vollkommenes, wie es die letzten Kriegsjahre boten, an Maschinen für das U-Boot zu erreichen, das dankt die Marineverwaltung lediglich der außerordentlich tatkräftigen Mitwirkung und dem stets bereitwilligen Eingehen der Ölmotorenindustrie auf alle Wünsche, die von Seiten der Marine an sie herangebracht wurden. Ich möchte nicht verfehlen, als Marinetechniker der gesamten Industrie und insbesondere der Motorenindustrie hierfür meinen allerherzlichsten Dank auszusprechen. (Beifall.)

Herr Direktor Re g e n b o g e n - Kiel:

Meine Herren, ich wollte eigentlich nicht zu diesem Thema sprechen. Da aber die paar Worte, welche Herr Alt über das Tirpitzsche Buch eingeschaltet hat, zum Gegenstand der Diskussion gemacht worden sind, so halte ich mich für berechtigt, besonders mit Rücksicht auf die letzten Worte des Herrn Geheimrat Müller, festzustellen, daß wir für die wechselnden Anforderungen im Kriege volles Verständnis gehabt haben; die Ausführungen des Herrn Alt sollen also nicht einen Vorwurf gegen die Marineverwaltung enthalten, sondern sie sollen nur unterstreichen, daß in dem Tirpitzschen Buch die Technik nicht das schwer zu erwerbende, aber wohlverdiente Verständnis gefunden hat. Tirpitz nimmt, wenn ich offen sein soll, alle Verdienste für sich und läßt den anderen gar nichts. Er beklagt sich, daß die Industrie den Mund voll genommen hat und daß er dadurch seine Ziele nicht erreicht hat.

Das ist nicht richtig, meine Herren! Tirpitz hat nicht zielbewußt den U-Bootbau angefangen und durchgeführt. Die Behauptung stelle ich auf, und ich wage, wenn nötig, den Beweis hierfür anzutreten. Ich möchte also sagen, die Ausführungen des Herrn Alt sollen keinen Vorwurf gegen die Verwaltung sein, sofern unter Verwaltung die Technik verstanden ist. Ich habe häufig genug die Technik bei der Marine bedauert, wenn sie gegen ihr besseres Wissen hat Sachen machen müssen, weil andere Leute, Offiziere, es befohlen haben, die in der Technik nicht Fachleute waren. (Beifall.) Ich möchte daher auch an dieser Stelle dem Ruf: „der Fachmann an die Front“, Ausdruck verleihen. In diesem Sinne waren die Worte des Herrn Alt gemeint.

Sodann hat meine Firma, die besonders angegriffen war, geglaubt, darauf hinweisen zu dürfen, damit die Worte des Herrn Tirpitz nicht unwidersprochen in die Öffentlichkeit hinausgetragen werden. Herr Tirpitz hat vergessen, daß die Germaniawerft die erste war, die ein U-Boot auf eigene Kosten gebaut hat, wo Tirpitz gar keine haben wollte. (Sehr richtig!) Alle diese Punkte möchte ich aber nicht weiter ausdehnen. Ich glaube, es genügt, festgestellt zu haben, daß die Befürchtungen des Herrn Geheimrat Müller nicht zu Recht bestehen. Ich darf wohl hoffen, daß bei keinem der Anwesenden eine andere Deutung der Altschen Ausführungen entstanden ist. (Beifall.)

Herr Geheimer Regierungsrat Professor St u m p f - Berlin :

Meine Herren, zunächst dem Herrn Vortragenden meinen herzlichsten Dank für seine ebenso umfassenden wie hochinteressanten Ausführungen! Ich war vor einigen Wochen bei Sulzer in Winterthur. Ich fand die ganze Fabrik voll von Dieselmotoren. Die meisten waren Zweitakt-, die wenigsten waren Viertakt-Motoren. Früher hat Sulzer nur Viertakt-Motoren gebaut, ist im Laufe der Zeit auf Zweitakt-Motoren übergegangen, baut in letzter Zeit die großen Motoren ausschließlich als Zweitakt-Motoren und die kleinen Motoren ausschließlich als Viertakt-Motoren. Wenn man die Motoren aufzeichnet, dann findet man ohne weiteres, daß das eigentlich so sein muß. Während also die Germania-Werft von der Zweitakt-Motore zur Viertakt-Motore zurückgegangen ist, ist Sulzer von der Viertakt-Motore zur Zweitakt-Motore übergegangen. Wir finden hier die umgekehrte Entwicklung. Der eine macht es umgekehrt wie der andere.

Ich darf noch hinzufügen, daß der doppeltwirkende Zweitakt auf dem Wege ist. Wenn der doppeltwirkende Zweitakt geschaffen ist, dann ist die Grundlage für die Groß-Schiffsmotore und für die Diesellokomotore gegeben.

Ich würde dem Herrn Vortragenden herzlich dankbar sein, wenn er auf diese verschiedenartige Entwicklung vielleicht mit einigen Worten eingehen würde.

Herr Professor Dr.-Ing. P ö h l m a n n :

Meine Herren, ich möchte zu den sehr schönen Ausführungen des Herrn Vortragenden nur noch einiges bemerken, einmal, um gewisse Unklarheiten zu beseitigen und dann noch, um einige Punkte etwas weiter zu beleuchten.

Zunächst möchte ich beanstanden, was der Herr Vortragende über die Zweitakt-motore mit Schlitzspülung gesagt hat. Bei dem schematischen Bild des Spülvorganges wurde besprochen, wie sich in der Spülluft eine Walzenbewegung bilde, so daß der Eindruck erweckt wurde, als würde ein großer Teil des Zylinders von der Spülluft gar nicht bestrichen. Das ist natürlich nur der Fall auf diesem Bilde. In Wirklichkeit liegt die Sache ganz anders. Der Kolben bewegt sich ja dauernd fort, und der Spülluftstrom wird mit fortschreitend veränderlichem Winkel abgelenkt, beschreibt also in jedem Zeiteilchen einen anderen Weg, so daß in Wirklichkeit der ganze Zylinderinhalt gut ausgespült wird. Selbstverständlich erfordert eine solche Spülung eine sehr eingehende Durchbildung für jeden einzelnen Typ.

Wir haben ja in der Hesselmann-Maschine, die in Deutschland von Benz gebaut wird, den Beweis, daß solche Spülungen sehr gut funktionieren können, was schon daraus hervorgeht, daß man bei diesen Maschinen einen sehr guten Brennstoffverbrauch erreicht.

(An der Tafel demonstrierend.) Wenn also in der von Herrn Alt gezeigten Abbildung die Spülung in dieser Weise vor sich geht, daß nur der untere Teil des Zylinder-raumes ausgespült würde und oben sich wirklich ein Walzenwirbel bilden würde, dann würde das nur für einen Moment stimmen, im nächsten Augenblick, wo sich der Arbeitskolben bereits ein wenig nach oben bewegt hat, würde der Spülluftstrom bereits eine ganz andere Richtung haben, und die Spülung erfolgt in der Weise, wie ich das hier zeige. Und in einem noch späteren Augenblick wird dieser Teil da oben mehr gespült, und es kann sich hier unten eventuell ein Walzenwirbel bilden. Tatsächlich kann man von einer fächerförmigen Ausbreitung des Spülluftstromes im Zylinder reden, so daß der ganze Zylinder fortschreitend fächerförmig durchgespült wird. Es ist also durchaus nicht gesagt, daß eine derartige Maschine mit reiner Schlitzspülung schlechtere Spülwirkung haben muß als eine Maschine mit Ventilspülung. Im Gegenteil, wenn man hier ein Spülventil anbringt, oder auch, wie es die Germania-Werft macht, drei Spülventile im Deckel anordnet, so wird ein solcher Zylinder sicher Räume haben, die nicht gut oder gar nicht gespült werden, weil die Spülung eine mehr gradlinig-zylinderförmige oder kegelförmige ist. Wenn der Kolben nach oben geht, wird der Kegel oder der Zylinder verkürzt. Aber es bleiben immer noch große tote Ecken da, die schlecht gespült werden, und in denen sich mit Sicherheit Wirbel bilden. Ich will damit natürlich nicht sagen, daß eine Maschine mit Ventilspülung unter allen Umständen eine schlechtere Spülung habe wie eine solche mit Schlitzspülung. Der Spülvorgang an sich ist bei der richtig durchgebildeten Maschine mit Schlitzspülung, soweit es sich nur um ein gutes Ausfegen handelt, unter allen Umständen besser wie bei einer Maschine mit Ventilspülung. Die Vorteile der Ventilspülung liegen auf einem ganz anderen Gebiet, nämlich in der Freiheit der Wahl der Eröffnungszeiten und der damit erreichbaren Spülluftökonomie namentlich bei höheren Spüldrücken.

Die Betrachtungsweise des Herrn Alt ist einseitig und irreführend, da er nur einen Augenblickszustand, nicht aber den gesamten zeitlichen Verlauf des Spülvorganges bespricht.

Ich wollte hier nur dem Irrtum entgegenreten, der sich vielleicht an Hand der Figur ergeben könnte, daß eine solche Maschine mit Schlitzspülung eine schlechtere Spülung haben müsse.

Ich komme nun weiter auf den Steinbecker-Motor zu sprechen. Ich hätte gewünscht, daß der Herr Vortragende hierüber noch einige nähere Aufschlüsse erteilt hätte. Ich persönlich halte das Prinzip des Steinbecker-Motors für eines der alleraussichtsreichsten. Ich glaube, Steinbäcker hat mit dieser Maschine neue Wege gewiesen, die weiter verfolgt werden sollte. Schon im Jahre 1911 hat der amerikanische Ingenieur Setz in einer Versammlung der American Society of Mechanical Engineers darauf hingewiesen, daß es ein großer Mangel der gewöhnlichen Dieselmachine ist, daß die Einblaseluft, wenn sie während der Brennstoffeinspritzung von 50 oder 60 Atmosphären herunterexpandiert auf die Kompressionspannung von 34 Atmosphären, einen lokalen Kälteherd erzeugt, der die Einleitung der Verbrennung ganz bedeutend erschwert. Setz hat selbst damals eine Konstruktion vorgeschlagen, um dieses Herunterkühlen und diese Erschwerung der Verbrennung zu vermeiden. Auch die Maschine von Haselwander ist in dieser Beziehung schon ein Fortschritt gewesen, indem nicht kalte Luft vom Kompressor oder vom Zwischenkühler zur Einbläsung des Brennstoffes verwendet wird, welche beim Expandieren nach dem Verbrennungsraum eine starke Abkühlung der hochehitzen Kompressionsluft hervorrufen würde, sondern die heiße Luft wurde gleich dem heißen Zylinderinhalt entnommen. Und in dieser Richtung ist auch die Konstruktion von Steinbecker sehr vorteilhaft. Die Luft, die zur

Zerstäubung des Brennstoffes dient, wird ebenfalls dem heißen Zylinderinhalt entnommen, strömt durch eine feine Bohrung in einen zweiten Teil des Kompressionsraums, in eine kleine Retorte, und zerstäubt hierbei sehr energisch infolge ihrer großen Geschwindigkeit den rechtwinklig dazu eingespritzten Brennstoff. Aber bei jeder Dieselmachine kommt es nicht allein auf die Zerstäubung des Brennstoffs an, sondern auf noch weitere feine Verteilung des Brennstoffs und seine Mischung mit der Verbrennungsluft. Wichtig sind neben der Zerstäubung die Erwärmung des Brennstoffes, dann fortschreitend die Verdampfung, und letzten Endes die Vergasung. Nun, wie liegen die Verhältnisse bei der gewöhnlichen Dieselmachine und wie beispielsweise beim Steinbecker-Motor bzw. wie könnten sie beim Steinbecker-Motor liegen? Ich will hier nicht behaupten, denn ich weiß es nicht, daß der Steinbecker-Motor schon die Ergebnisse gezeitigt hat, die mit diesem System möglich sind. Ich möchte nachher eine dahingehende Frage an den Herrn Vortragenden stellen. Bei der gewöhnlichen Dieselmachine wurde besonders bei den kleinen Belastungen ein starkes Nachbrennen festgestellt. Ich habe selbst Nachbrennen bis zu 75 Grad ermittelt. Das ist erklärlich. Bei der kleinen Belastung kommt in den Verbrennungsraum relativ viel mehr Einblaseluft hinein, weil die Mündung der Düse nicht so sehr verstopft wird durch den eingelagerten Brennstoff; und besonders wenn nicht die Einblaseluft, wie es neuerdings vielfach geschieht bei kleineren Belastungen automatisch reguliert wird, so wird eben nicht bloß relativ, sondern auch absolut viel mehr hochgespannte Einblaseluft eintreten, weit herunterexpandieren und die lokale Abkühlung höher treiben, so daß die Entzündung des Brennstoffs immer schwieriger wird. Deshalb das oft beobachtete lange Nachbrennen bei Dieselmotoren schon bei normaler Last und insbesondere bei kleinerer Belastung.

Nun möchte ich mir gestatten, an den Herrn Vortragenden die Frage zu richten: Wie hat sich der günstige Einfluß der besseren Zerstäubungsmöglichkeit und Vorwärmung bei dem Steinbecker-Motor bereits in praktischen Versuchen gezeigt? Der Herr Vortragende erwähnte, daß die Germania-Werft auf Grund der günstigen Versuchsergebnisse bereits einen Lizenzvertrag mit der Deutschen Automobil-Konstruktions-Gesellschaft, der Inhaberin der Steinbecker-Patente, abgeschlossen habe. Es sind bei dem Steinbecker-Motor ja zwei Vorteile zu beachten. Einmal wird der besondere Einblasekompressor vermieden, der ja eine ziemliche Leistung beansprucht. Im allgemeinen verzehrt er 7 % der Motorleistung. Andererseits wird ja auch die Verbrennung besser oder sollte besser werden. Es muß sich das doch in den Brennstoffverbräuchen ausdrücken lassen. Ich möchte den Herrn Vortragenden fragen, ob er heute schon in der Lage ist, über diese Frage Auskunft zu geben.

Es würde auch damit die weitere Frage gelöst werden, ob es möglich ist, die Wärmeausnutzung über 35 % zu steigern, was der Herr Vortragende zunächst bezweifelt hat.

Ich komme nun auf einen anderen wichtigen Punkt. Der Herr Vortragende hat sehr interessante Diagramme mit Leistungsvermehrung gezeigt, Leistungsvermehrung dadurch hervorgerufen, daß die Spannung der Ansaugeluft oder der Ladeluft höher ist als die Atmosphärenspannung. Solche Maschinen sind in neuerer Zeit sehr wichtig geworden. Im Flugbetriebe sind die sogenannten überdimensionierten Motore und Motore mit Vorkompressionen zur Anwendung gelangt. Es ist aber eine andere Sache, ob diese Motoren im Flugbetriebe verwendet werden oder als stationäre Maschinen oder auf Schiffen. Im Flugbetriebe gestaltet sich die Sache so, daß der Motor zunächst am Boden gedrosselt wird, so daß er nicht die volle Leistung hergeben kann, und demgemäß das Triebwerk normal beansprucht wird. Erst mit zunehmender Höhenlage des Flugzeuges, in dem Maße, wie der Barometerstand sinkt, wird die Drosselung allmählich aufgehoben, so daß der Motor immer diejenige Leistung und diejenige Belastung aufweist, die ein normaler Motor am Boden haben würde. Also von einer vermehrten Beanspruchung des Triebwerks, von einer vermehrten Wärmeabführung kann hier nicht die Rede sein.

Wie gestaltet sich nun die Frage bei stationären Motoren? Offenbar muß der Motor auch, wenn er mit einem größeren Luftquantum arbeitet, ein größeres Brennstoffquantum verbrennen, infolgedessen auch mehr Wärme abführen. Es fragt sich: ist diese vermehrte Wärmeabführung namentlich am Zylinderoberteil und am Kolben bei normalen Maschinen im Dauerzustand möglich? Der Herr Vortragende sprach kurz davon, daß dieses Verfahren bei Fahrtforcierungen verwendet würde. Ich möchte die Frage stellen, ob auch Versuche im Dauerbetriebe gemacht wurden und ob es sich als möglich herausgestellt hat, Motore im Dauerbetrieb mit höherer Ladeluftspannung arbeiten zu lassen. Die Diagramme Abbildung 40 bis 43 des Altschen Vortrages lassen den gegenteiligen Schluß zu. Die Tourenzahl sinkt von $n = 202$ bei einer Ansaugespannung von 1,17 Atm. abs. auf $n \sim 183$ Umdrehungen bei einer Ansaugeluftspannung von 1,71 Atm. abs. Man beachte auch besonders, daß die Tourenzahl beim letzten Diagramm nur mehr als rund 183 angegeben ist. Der Betrieb scheint also auch bei dieser wesentlich erniedrigten Tourenzahl nicht mehr sehr regelmäßig gewesen zu sein.

Ich möchte nun noch kurz über die Frage: Zweitakt oder Viertakt sprechen. Wir sind heute wohl allgemein in Deutschland dazu übergegangen, den Viertakt zu bevorzugen. Aber ich möchte auch dringend davor warnen, den Zweitakt ganz auf die Seite zu stellen. Zweifellos ist die Zweitaktmaschine die Maschine, die einmal, wenn die sämtlichen Schwierigkeiten gelöst sind, das Gebiet der Großmotoren beherrschen wird, und insbesondere der doppeltwirkende Zweitakt wird große Aussichten haben. Es ist aber bei der doppeltwirkenden Zweitaktmaschine die Frage der Wärmeabführung ebenfalls nicht sehr einfach. Ich möchte nur darauf hinweisen, daß bei Maschinen im allgemeinen die abzuführende Wärmemenge mit dem Kubus des Zylinderdurchmessers wächst. Die wärmeabführende Oberfläche wächst aber nur mit dem Quadrat des Zylinderdurchmessers. Daß es hier kritische Grenzen gibt, ist ohne weiteres klar. Es wird also eingehender Erwägung bedürfen, in welchen Grenzen doppeltwirkende Maschinen ohne weiteres durchführbar sind, und ob man nicht im Einzelfalle zu konstruktiven Änderungen greifen muß, etwa indem man besonders große Kolbenlängen vorsieht usw., was ich hier nicht weiter ausführen will.

Es hat jeden Techniker wohl etwas verletzt, daß Tirpitz in seinem Buch der Technik gar kein Wort der Anerkennung gezollt hat. Wie eben aus den Ausführungen von Exzellenz v. Trotha klar geworden ist, ist das ja heute anders. Die heutige Marineleitung würdigt die Verdienste der Technik vollkommen. (Zuruf: Das war auch früher so!) Aber es handelt sich hier doch um Feststellungen einer historischen Wahrheit. Meine Herren, die Maschinenfabrik Augsburg hat bereits im Jahre 1907 der französischen Marine eine Anzahl von 300 PS.-Dieselmotoren für U-Boote geliefert, die ausgezeichnete Ergebnisse lieferten. Ich erinnere nur an die Probefahrt der „Emeraude“. In Deutschland hat sich die Marine geweigert, diese Motore zu bestellen. Der französische Marineminister wurde damals in der Kammer interpelliert, warum er diese Motore in Deutschland bestellt habe. Er hat erklärt, wenn eine Firma in Frankreich in der Lage gewesen wäre, diese Motore mit gleicher Betriebssicherheit zu bauen, so würde er sie nicht in Deutschland bestellt haben. Diese Motore, die Frankreich 1907 bereits bezogen hat und die Deutschland in den Jahren zwischen 1907 und 1914 auch hätte beziehen können, würden uns am Anfang des U-Bootkrieges sehr wohlgetan haben, und wir wären nicht genötigt gewesen, Benzinmotore noch zu verwenden. (Lebhafter Beifall.)

Herr. Obergeringenieur Alt-Kiel (Schlußwort):

Meine Herren, ich möchte mich ganz kurz fassen, denn es ist ganz ausgeschlossen, auf die Diskussion in ihrem vollen Umfange einzugehen.

Herrn Professor Romberg danke ich auch im Namen meiner Firma für die an-

erkennenden Worte; aus den angeführten Gründen muß ich es mir jedoch zu meinem Bedauern versagen, auf seine interessanten Ergänzungen meines Vortrags einzugehen.

Die Industrie wird Exzellenz v. Trotha für die nachträgliche Abstattung seines Dankes ihrerseits wieder ihren Dank aussprechen.

Nun kurz zu den Ausführungen des Herrn Goos. Ich möchte betonen, daß mein Vortrag die Probleme behandelt hat. Praktische Fragen habe ich nur gestreift. Und die von ihm kurz erwähnten Brennstofffragen werden wir selbstverständlich in dem für die Praxis gewünschten Sinne lösen.

Die Ausführungen des Herrn Geheimrat Müller über die Entwicklung des Ubootbaues sind noch kurz ergänzt worden durch Herrn Direktor Regenbogen.

Nun die Frage, die Herr Geheimrat Stumpf an mich gerichtet hat, warum die Germaniawerft zum Viertakt und Sulzer zum Zweitakt übergegangen sei! Meines Erachtens ist die Firma Sulzer nicht zum Zweitakt übergegangen. Sie hat den Zweitakt von vornherein, sobald überhaupt nur die Möglichkeit dazu bestand, entwickelt, und zwar neben der Viertaktmaschine genau so, wie die Germaniawerft auch den Zweitakt neben der Viertaktmaschine entwickelt hat. Ich habe auch gar nicht gesagt, daß wir auf der ganzen Linie zum Viertakt übergegangen seien, sondern nur für die Verwendungszwecke, um die es sich jetzt bei der dringenden Wirtschaftlichkeit handelt.

Bei den Ausführungen des Herrn Pöhlmann muß ich mich auf ganz wenige Worte beschränken, denn es würde zu weit führen, auf die Vorgänge der Spülung einzugehen. Ich habe auch in meinem Vortrag kurz angedeutet, daß Herr Direktor Regenbogen sich vorbehält, hierüber einen Vortrag zu halten. Ich habe den Eindruck, daß Herr Pöhlmann jedenfalls über die Spülvorgänge nicht so unterrichtet ist wie wir.

Was nun die Frage des Steinbecker-Motors anlangt, so haben gerade die Vorteile dieses Systems uns bewogen, eine Lizenz mit der Deutschen Automobil-Konstruktions-Gesellschaft abzuschließen. Über die von ihm aufgeworfene Frage des Einflusses der Retortenerwärmung bzw. der Erwärmung der Luft in der Retorte kann ich ihm leider keine Auskunft geben, weil dieser Einfluß nicht genau untersucht worden ist.

Was nun die Frage der dauernden Leistungserhöhung der Ölmaschinen anlangt, so kann ich auch darüber nichts sagen, weil derartige Versuche von uns nicht angestellt worden sind.

Meine Herren, ich möchte Ihnen meinen verbindlichsten Dank dafür aussprechen, daß Sie diesem trockenen Gegenstand so viel Interesse entgegengebracht haben. (Lebhafter Beifall.)

Der Vorsitzende: Herr Geheimer Regierungsrat Professor Dr.-Ing. Busley:

Herr Oberingenieur Alt hat uns einen lichtvoll aufgebauten Vortrag gehalten, der in unseren Jahrbüchern immer einen hervorragenden Platz behaupten wird. Der Vortrag wird wieder ein Markstein sein, wie ihn unsere Jahrbücher verschiedentlich enthalten. Der Herr Vortragende hat die Leiden und Freuden eines Konstrukteurs ungeschminkt zur Darstellung gebracht und auch die fehlgeschlagenen Versuche nicht verschwiegen. Er hat gezeigt, wie ein kühner Konstrukteur im Vertrauen auf seine Divinationsgabe auch dann weiter baut, wenn er sich über die inneren Vorgänge seiner Maschinen noch nicht ganz im klaren ist. Er überläßt diese Aufklärung einem späteren Experiment und der sich hieran anschließenden wissenschaftlichen Untersuchung. Im Namen der Versammlung spreche ich Herrn Alt für seine hervorragende Arbeit unseren wärmsten Dank aus.

XII. Die Sicherheit havariierter Schiffe gegen das Kentern.

Vorgetragen von Geheimrat Rudloff, Berlin.

Die Notwendigkeit, Einrichtungen zu schaffen, die Schiffe im Falle von Havarien schwimmfähig erhalten, ergab sich aus der Einführung des eisernen Rumpfes. Während der Boden der alten Holzschiffe widerstandsfähig genug war, um Grundberührungen zu überstehen, ohne wesentlichen Schaden zu nehmen, die preußische gedeckte Corvette Vineta sogar noch den nächsten Hafen erreichen konnte, nachdem sie einen Sturm in der ostasiatischen See auf einer Felsplatte abgeritten hatte, genügt die Berührung eines steinigen Grundes, um die dünnen Platten der eisernen Schiffe einzubeulen und aufzureißen und dem Wasser das Eindringen in das Innere des Schiffes zu ermöglichen. Auch die hier besonders in Betracht kommenden Gefahren, die aus dem Zusammenstoßen von Schiffen oder, wie im Falle der Titanic, mit einem Eisberg entstehen können, waren beim hölzernen Rumpf viel geringer als beim eisernen, und heute noch baut man Schiffe, die die Polargewässer befahren sollen, aus Holz.

Andererseits gestattete aber auch erst die Einführung des Eisens als Baumaterial die Herstellung der Unsinkbarkeit. Bei den Holzschiffen, deren Wert schon sehr viel geringer war, als der der eisernen Dampf- und Segelschiffe, konnten Sicherheitseinrichtungen kaum oder doch nur mit verhältnismäßig großen Kosten und auch dann immer nur unvollkommen zur Ausführung gelangen. Man rechnete hier mit der großen lokalen Festigkeit der Wandungen, tröstete sich damit, daß die Schiffe vielleicht auf der Ladung schwimmen würden und hatte ja für den schlimmsten Fall die Rettungsboote zur Verfügung. Da außerdem solche Einrichtungen gegen die große Gefahr des Umsegelns, des Kenterns durch den Winddruck, ganz zwecklos waren, sind nur sehr wenige Holzschiffe mit ihnen versehen worden.

Für eiserne Schiffe bestehen die Maßnahmen zur Erhaltung der Schwimmfähigkeit für den Fall solcher Beschädigungen der Hauptsache nach

in der Anwendung des sogenannten Doppelbodens, der durch eine wasserdichte, auf der Innenkante der Spanten im Boden des Schiffes liegende und wasserdicht an die Außenhaut anschließende Beplattung hergestellt wird und in dem Einbau von wasserdichten, von Bordwand zu Bordwand und vom Doppelboden bis zu einem gewissen Maß über die Wasserlinie reichenden Querwänden, den wasserdichten Querschotten, durch die eine Anzahl wasserdicht gegeneinander abgeschlossener Räume geschaffen wird, die wasserdichten Abteilungen.

Der Doppelboden, der seinerseits wieder in eine Anzahl wasserdichter Zellen eingeteilt ist, begrenzt die Menge des bei Verletzungen des Bodens einströmenden Wassers und verhindert den Zutritt desselben in die Abteilungen. Er dient außerdem zur Aufnahme von Kesselspeise- und Trinkwasser, gegebenenfalls auch von Heizöl und Ballastwasser. Seine Höhe ist so bemessen, daß in demselben Reinigungs- und Konservierungsarbeiten, sowie Reparaturen ausgeführt werden können, beträgt somit etwa 1 m, erreicht aber auch bei großen Schiffen mit großen Doppelbodenvorräten ein beträchtlich größeres Maß.

Durch die wasserdichten Abteilungen wird das Eindringen von Wasser beim Durchstoßen der Seitenwände auf die beschädigte Abteilung beschränkt, und da der Stoß ein Querschott treffen kann, gilt, wo dies durchführbar, die Bestimmung, daß das Schiff auch nach dem Vollaufen zweier benachbarter Abteilungen noch schwimmfähig bleiben soll. Die Querschotten müssen soweit über Wasser reichen, daß bei dem, nach dem Füllen zweier Abteilungen entstehenden größeren Tiefgang des Schiffes ein Überfließen von Wasser in die benachbarten unverletzten Abteilungen mit Sicherheit vermieden wird. Zur weiteren Verstärkung dieser wichtigsten Teilung dienen dann unter Umständen noch vertikale Längsschotten, Mittel- oder Seitenlängsschotten, von denen die letzteren in einer Entfernung von einigen Metern von der Bordwand eingebaut sind und so seitliche Räume abschließen, die meist als Kohlenbunker benutzt werden. Durch solche Längsschotten wird zwar die Menge des eindringenden Wassers und, wie wir später sehen werden, auch der so nachteilige Einfluß der Beweglichkeit desselben in hohem Maße beschränkt, aber mit dieser Wirkung entsteht auch eine große seitliche Belastung des Schiffes und somit eine große Neigung desselben, eine große Krängung oder Schlagseite, wie man sich ausdrückt.

In besonders hohem Maße trifft das für die Mittellängsschotte zu, auf deren Einfluß später noch eingehend zurückgekommen werden wird, und die vielfach, hauptsächlich aber auf Kriegsschiffen, zur Trennung nebeneinander liegender Maschinenräume Anwendung gefunden haben. Auf seitliche Längsschotten legte man früher großen Wert, ist aber im Handelsschiffbau neuerdings davon abgekommen und hält es für zweckmäßiger, dieselben nicht wasserdicht zu bauen, wenn solche zur Herstellung seitlicher Kohlenbunker gebraucht werden sollen. Liegen diese Schotten zu nahe der Bordwand, so entsteht die Gefahr, daß sie bei einer Kollision in Mitleidenschaft gezogen werden können und ihre Wirkung versagt, liegen sie weit ab, so entsteht mit dem Füllen der Bunker eine zu große Neigung der Schiffe. Ihre Wirkung ist auch dadurch unzuverlässig, als die Türen zur Entnahme der Kohlen nach den Kesselräumen bei einer Havarie erst geschlossen und die in den Bunkern arbeitenden Leute vor dem Schließen entweichen sein müssen, da ein Entweichen nach oben nicht immer möglich sein wird. Wasserdichte Türen bilden überhaupt immer eine Gefahr für die Sicherheit, und häufig genug sind Schiffe verloren gegangen, weil solche Türen nicht rechtzeitig oder gar nicht geschlossen wurden. Nur auf den großen Kriegsschiffen sind Seitenlängsschotten unentbehrlich. Diese Schiffe möchte man nach einer Beschädigung nicht nur schwimmfähig, sondern womöglich noch gefechts- oder wenigstens wehrfähig erhalten, und man panzert auch hier diese Längsschotten zum Schutz gegen den Torpedoschuß. Hier liegen aber auch die Verhältnisse günstiger als bei den Handelsschiffen; die Teilung in wasserdichte Räume ist eine viel engere, die Stabilität eine verhältnismäßig viel größere, und es sind Einrichtungen getroffen, bei Torpedo- oder Kollisionsgefahr die Kohlen aus über Wasser gelegenen Räumen entnehmen, die Kohlenbunkertüren unter Wasser also geschlossen halten zu können. Trotz aller Sorgfalt ist aber während des Krieges eine ganze Anzahl älterer Kriegsschiffe durch die Wirkung seitlicher Längsschotten und Mittellängsschotten und das dadurch entstandene einseitige Befluten der Abteilungen gekentert. Wozu man sich entschließt, muß in allen diesen Fällen die Rechnung entscheiden. — Mit Vorteil wendet man unter Umständen noch wasserdichte Decken über den Abteilungen oder über anderen untergeordneten Räumen an, durch die ebenfalls die Menge des eindringenden Wassers und der Einfluß der Beweglichkeit desselben beschränkt werden kann. Doch können wasserdichte Decks, wie wir später sehen werden, auch einen nachteiligen Einfluß ausüben. —

Eine Unterstützung finden alle diese Einrichtungen dadurch, daß die in die Abteilungen eingebauten Maschinen und Kessel und die in denselben untergebrachten Vorräte, wie Kohlen, Wasser und Proviant, sowie die geladenen Güter und endlich die Bauteile des Rumpfes selbst, die Menge des einfließenden Wassers und den Einfluß der Beweglichkeit desselben vermindern. Man bezeichnet das Volumen dieser Teile als die Abzüge. Erfahrungsgemäß sind dieselben z. B. für Maschinen und Kesselräume zu 20 %, für gefüllte Bunker zu 60 % festgestellt, so daß im ersten Falle das Volumen des Leckwassers nur 80 %, im zweiten nur 40 % desjenigen der von ihnen eingenommenen Räume beträgt.

Aber auch bei den eisernen Schiffen, für die die Frage der Unsinkbarkeit mit der Zunahme der Größe und somit der Zahl der Passagiere und der Besatzung, sowie der Wert der Ladung und des Schiffes selbst immer größer wurde, ging es trotz der Bemühungen der Schiffbauingenieure um die Entwicklung dieser Einrichtungen nur sehr langsam vorwärts. Die Reedereien scheuten die Kosten derselben, befürchteten durch sie eine Beschränkung der Ausnutzung der Schiffsräume, erhielten ihre Schiffe ja auch immer versichert und hatten somit kein rechtes Interesse an der Sache. Die Vorschriften, die zur Sicherung des reisenden Publikums und der Besatzungen erlassen wurden, waren deshalb anfangs sehr unvollkommen, entsprachen auch keineswegs einer voraussichtlichen Entwicklung der Schiffe, und es bedurfte meist erst des Anstoßes durch einen größeren, aufsehenerregenden Unfall, ehe man zu einer Verbesserung derselben schritt. Ein solcher war der Untergang der „Elbe“ im Jahre 1895, infolgedessen neue gesetzliche Vorschriften entstanden, und diese Aufgabe auch weiter mit Eifer bearbeitet wurde. (Vergleiche: O. F l a m m „Die Unsinkbarkeit moderner Seeschiffe“ Jahrbuch 1913 der Schiffbautechnischen Gesellschaft.) Veranlassung zu einer nochmaligen Prüfung gab dann der Untergang der „Titanic“ 1912, zu der eine internationale Konferenz nach London einberufen wurde. Der auf dieser Konferenz geschlossene Vertrag ist durch den Krieg allerdings vorläufig hinfällig geworden, behält aber auch ohne internationale Geltung für Deutschland seine Bedeutung, da derselbe von den gesetzgebenden Körperschaften bereits 1914 angenommen wurde und das in ihm niedergelegte, sachlich höchst bedeutende Material die Grundlage neuer deutscher Sicherheitsvorschriften bildet.

Über diese Vorschriften berichtete der an der Aufstellung derselben beteiligte Direktor des Germanischen Lloyd, Herr Professor Pagel, im Jahre 1915 vor den Mitgliedern der Schiffbautechnischen Gesellschaft sehr eingehend

in einem Vortrage, wobei seine Ausführungen die allgemeine Zustimmung der Fachleute erfuhren, so daß diese so wichtige Angelegenheit jetzt einen befriedigenden Abschluß gefunden haben dürfte. (Vergleiche das Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft für 1916.) Herr Pagel betonte dabei, daß in der Rücksichtnahme auf den Verwendungszweck der Schiffe das Zugeständnis liege, daß es keine absolute Unsinkbarkeit der Seeschiffe gäbe, daß vielmehr ihre Schwimmfähigkeit nach erfolgter Havarie an gewisse Bedingungen geknüpft sei — ein Grundsatz, nach dem auch die Londoner Verhandlungen vom ersten Tage an geführt worden wären.

Man kann dem hinzufügen, daß das in der gesamten Technik so ist. Trotz aller Vorschriften und Prüfungen können Eisenbahnzüge entgleisen oder zusammenstoßen, Dampfkessel explodieren, Dampfröhre platzen, Brücken zusammenbrechen, Pulverfabriken in die Luft fliegen und dergleichen mehr. Nur von dem Geheimen Regierungsrat, Herrn Professor Flamm, wurden den Ausführungen des Herrn Professor Pagel Bedenken entgegengebracht, die wiederholt durch Schrift und Wort und zuletzt in der Zeitschrift „Schiffbau“, Jahrgang 1919, Nr. 8, „Beitrag zur Bestimmung des kritischen Tiefgangs von Seeschiffen“ zur Geltung zu bringen versucht wurde. Diese Bedenken richten sich gegen die Art, wie die Vorschriften der Sicherung der Querstabilität, der Sicherheit der Schiffe gegen das Kentern, durch die Länge der Abteilungen Rechnung tragen, und es wird eine neue Art, der der Tiefgang der Schiffe zugrunde gelegt wird, hergeleitet und gefordert. Bei der Wichtigkeit der Angelegenheit und da das Problem an sich auch über die Fachkreise hinaus von Interesse sein wird, Professor Flamm auch so manchem widerspricht, was für richtig gilt und seine Behauptungen bei nicht sachverständigen Behörden und im reisenden Publikum Unruhe und Mißtrauen gegen unsere Schiffe erregen können, dürfte es angebracht sein, durch eine eingehende Behandlung die Bedingungen für die Sicherung der Querstabilität festzustellen. Hieraus wird sich auch ergeben, was es mit dem kritischen Tiefgang auf sich hat und welche Berechtigung die weiteren zur Sprache gebrachten Bedenken haben. Die theoretische Behandlung der ganzen Frage ist ja nicht so schwierig, nur die praktische Anwendung bei Aufstellung der Vorschriften macht viel Arbeit, erfordert große Umsicht, Sorgfalt und Gewissenhaftigkeit und die Verfügung über ein umfangreiches Erfahrungsmaterial. Aber auch vom Konstrukteur und dem Erbauer des Schiffes ist mit Sorgfalt und Umsicht im Sinne der Vorschriften zu verfahren, da sonst die besten derselben versagen können, denn die Sicherung der Schiffe gegen Havarien ist eine der

schwierigsten Aufgaben des Schiffbaus. Und ebenso darf im Schiffsbetrieb nichts geschehen, was die Sicherheit beeinträchtigt, dagegen muß alles das beachtet werden, was sie erhält und womöglich erhöht.

Professor Flamm geht bei seinen Untersuchungen von dem Spezialfall aus, in dem die beschädigten Abteilungen vollständig gefüllt sind. Er nimmt dabei die Verdrängung des Schiffes als unverändert an und verlegt den im beschädigten Teil verloren gegangenen Auftrieb in die hinter und vor diesen Abteilungen gelegenen Teile des Schiffes. Viel wichtiger aber als die Untersuchung für den Endzustand ist die für die Periode des Volllaufens, und dafür kann zweckmäßig die Auffassung zugrunde gelegt werden, daß das Einfließen von Wasser eine Vergrößerung des Gewichts und eine gleich große Vermehrung des Auftriebs bedeutet. Hierdurch wird die Lösung des Problems verallgemeinert, und es können die Veränderungen in den einzelnen Phasen des Einströmens vom Beginn bis zum Gefülltsein der Abteilungen festgestellt werden.

Aus den folgenden Untersuchungen wird sich ergeben, daß beim Volllaufen der breitesten Abteilungen, d. h. den in der Mitte des Schiffes gelegenen, die Änderung der Stabilität am empfindlichsten und die Gefahr am größten wird, und es sollen sich die Rechnungen deshalb nur auf diese erstrecken. Es wird ferner zur Vereinfachung angenommen, daß diese Abteilungen im Horizontalschnitt wie im Querschnitt Rechtecke bilden, was bei den großen Dampfern mit einiger Genauigkeit zutrifft, jedenfalls keine Beschönigung der Ergebnisse zur Folge hat und auch die Richtigkeit der gezogenen Schlüsse nicht beeinträchtigt. Eine Prüfung der veröffentlichten Zeichnungen von „Vaterland“ wird ergeben, daß diese Annahmen für dieses Schiff z. B. durchaus berechtigt sind. Vergleiche Dr. Foerster und G. Sütterlin Der Vierschraubendampfer „Vaterland“ der Hamburg-Amerika-Linie, erbaut von Blohm & Voß in Hamburg, Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, Jahrgang 1918, Nr. 48.

Ist in das Schiff von der Verdrängung V eine Menge Wasser vom Volumen v und dem Gewicht $v\gamma$ eingedrungen, so vergrößert sich der Tiefgang desselben um den Wert $t = \frac{v}{\text{Flächeninhalt der Wasserlinie}}$, und es sind zu den bisher auf das Schiff wirkenden Kräften zwei neue hinzugekommen, das Gewicht des Wassers in der Vertikalen durch den Schwerpunkt S desselben nach unten wirkend und ein Auftrieb von derselben Größe in der Vertikalen durch den Schwer-

punkt c der Verdrängungsvergrößerung, der senkrecht nach oben gerichtet ist. Dreht man das Schiff um einen kleinen Winkel und denkt sich das Wasser zunächst starr, so bewegt sich der Schwerpunkt S nach der gehobenen Seite, während der Schwerpunkt c der Verdrängungsvergrößerung bei der vorausgesetzten Form der Schiffe in der Wasserlinie unverändert bleibt und in der Mitte von t liegt. Auftriebs- und Gewichtszunahme bilden so ein Kräftepaar von der Größe $v \cdot cS \cdot \gamma \sin \alpha$, um welches das Stabilitätsmoment des Schiffes $VMG \sin \alpha \gamma$ vermehrt wird, da es im entgegengesetzten Sinne der Drehung wirkt, also im Sinne des Stabilitätsmomentes, somit dieses vergrößert. Nun behält aber das Wasser mit der Neigung seine Oberfläche nicht

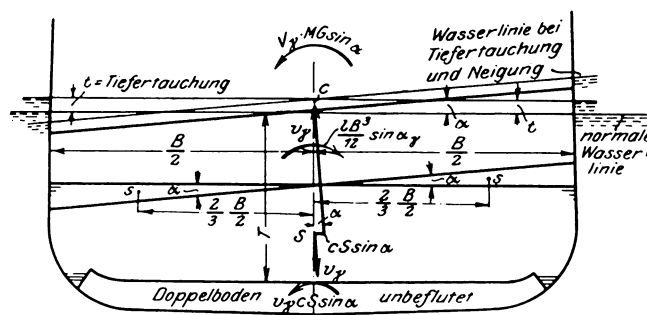


Abb. 1.

bei, diese stellt sich vielmehr horizontal ein, und dadurch wird eine Menge von der Gestalt eines Keils von der auftauchenden nach der geneigten Seite verschoben, wo es dieselbe Form annimmt. Bezeichnen wir die Breite des Schiffes mit B , so ist die Breite des Keils $\frac{B}{2}$ der Querschnitt desselben $\left(\frac{B}{2}\right)^2 \sin \alpha$ und das Volumen $\frac{1}{2} \left(\frac{B}{2}\right)^2 \sin \alpha$, wenn l die Länge der vollaufenden Abteilungen bezeichnet. Während der Schwerpunkt des Keils bei starrer Oberfläche um $\frac{2}{3} \frac{B}{2}$ links der Mittellinie lag, ist er mit der Neigung um $\frac{2}{3} \frac{B}{2}$ nach rechts von derselben gekommen, hat also eine Verschiebung von $\frac{2}{3} B$ erfahren. Hieraus ergibt sich ein Volumenverschiebungsmoment $\frac{1}{2} \left(\frac{B}{2}\right)^2 \sin \alpha \cdot \frac{2}{3} B = \frac{1}{12} B^3 \sin \alpha$ und, da γ das Gewicht der Volumeneinheit des Wassers ist, ein Gewichtverschiebungsmoment $\frac{1}{12} B^3 \gamma \sin \alpha$, das im Sinne der Drehung wirkt, das Stabilitätsmoment also vermindert. Das eingedrungene Wasser übt somit

einmal eine die Stabilität vermehrende Wirkung $v \cdot cS \cdot \gamma \sin \alpha$ und das andere Mal eine die Stabilität vermindernde von der Größe $\frac{1}{12} B^3 \gamma \sin \alpha$ aus, und es ergibt sich deshalb das Stabilitätsmoment für den neuen Zustand:

$$\begin{aligned} St_1 &= St + v \cdot cS \cdot \gamma \sin \alpha - \frac{1}{12} B^3 \gamma \sin \alpha \\ &= V \cdot MG \sin \alpha \gamma - \left(\frac{1}{12} B^3 - v \cdot cS \right) \gamma \sin \alpha \dots \dots \dots (1) \end{aligned}$$

Im folgenden soll der Ausdruck $\frac{1}{12} B^3 \gamma \sin \alpha - v \cdot cS \cdot \gamma \sin \alpha$ als Kentermoment KM bezeichnet werden.

Soll das Schiff bei dieser Neigung überhaupt noch stabil sein, so muß das normale Stabilitätsmoment $V MG \sin \alpha \gamma > KM$ sein.

Der Ausdruck $\frac{1}{12} B^3$ ist das Trägheitsmoment für die Schnittlinie der beiden Wasserspiegel des Leckwassers. Ist B veränderlich, die Oberfläche des Leckwassers aber für die Längsachse noch symmetrisch, so wird derselbe $\frac{1}{2} \int_0^l B^3 dx$, wenn dx die Dicke einer unendlich dünnen Scheibe der Abteilungen bezeichnet.

Da es sich bei den folgenden Untersuchungen meist um Vergleiche handelt, für welche γ dasselbe ist, kann man diesen Wert, der ja auch 1 nicht wesentlich übersteigt, ausfallen lassen und das Kentermoment KM in m ziffermäßig gleich dem Volumenverschiebungsmoment in Metermaß setzen, wobei das Stabilitätsmoment zum Vergleich $V MG \sin \alpha$ würde.

Was den Ausdruck für das Stabilitätsmoment des Schiffes im normalen Zustande betrifft, $St = V \cdot MG \cdot \sin \alpha \cdot \gamma$, so bezeichnet $MG \sin \alpha$ den Hebelarm des aufrichtenden Kräftepaares, M, das Metazentrum, den Schnittpunkt der Vertikalen durch den Verdrängungsschwerpunkt bei sehr kleiner, streng genommen unendlich kleiner Neigung mit der Symmetrieebene des Schiffes, und G den Gewichtsschwerpunkt des ganzen Schiffes, den Systemschwerpunkt. Während G unverändert bleibt, verschiebt sich M mit zunehmender Neigung meist etwas nach oben, und man nennt deshalb den Ausdruck $V MG \sin \alpha \gamma$ die Anfangsstabilität. Für kleinere, endliche Winkel ist indes im allgemeinen die Änderung der Lage von M sehr gering, und solche Neigungen kommen hier zunächst nur in Betracht. Es ist deshalb MG vorläufig als konstant angenommen. Bemerkte muß noch werden, daß das, was über die Wirkung der

Auftriebsvergrößerung und ihren Einfluß auf die Stabilität gesagt ist, zutrifft, wenn die Spanten in der Tiefertauchungszone senkrechte gerade Linien bilden. Das ist im allgemeinen, wie aus der schon erwähnten Veröffentlichung für „Vaterland“ hervorgeht, über den größeren Teil der Schiffslänge wohl der Fall, aber im Vorschiff und im Heck fallen die Spanten doch etwas aus, und dann geht der Auftrieb der Verdrängungsvergrößerung nicht durch den Punkt c in der Mitte der Vergrößerungsschicht, sondern durch einen etwas höher gelegenen Punkt, das Differentialmetazentrum. Der Einfluß ist aber nicht groß und beschönigt ebenfalls die Ergebnisse nicht.

Ehe auf die eigentliche, für diese Arbeit gestellte Aufgabe weiter eingegangen wird, sei hier noch darauf hingewiesen, in wie hohem Maße Mittellängsschotten dämpfend auf den Einfluß der Beweglichkeit des in das Schiff eingedrungenen Wassers wirken und welche große Bedeutung diese Beweglichkeit hat, wird aus den späteren Beispielen hervorgehen. Während für den ungeteilten, in seinem Horizontalschnitt rechteckigen Raum die Wirkung $\frac{1}{12} B^3 \sin \alpha \gamma$ ist, wird sie bei Anwendung eines Mittellängsschottes und dem

Füllen nur einer Hälfte $\frac{1}{12} \left(\frac{B}{2}\right)^3 \sin \alpha \gamma = \frac{1}{96} B^3 \sin \alpha \gamma$, also nur $\frac{1}{8}$ der des

ungeteilten Raumes. Man hat solche Schotten bei Schiffen mit zwei nebeneinanderliegenden Maschinen angewendet, schützte dadurch den einen Raum vor Dampfgefahr im anderen und erhielt bei Havarie eine Maschine dem Betrieb. Aber es ist dabei der Nachteil der großen Neigung, die besonders durch die starke seitliche Belastung, aber auch durch die Verschiebbarkeit des Leckwassers entsteht, vielleicht nicht immer genügend gewürdigt worden. Wenn eine solche Neigung die Schiffe auch rechnerisch noch nicht zum Kentern bringen würde, und man durch Gegenfluten eine erträgliche Lage desselben herbeiführen könnte, so muß doch auch die Gefahr, die bei der meist ganz plötzlich auftretenden Havarie durch offene Seitenfenster in der geneigten Seite oder durch Verschieben von Vorräten und dergl. entstehen kann, berücksichtigt werden. Durch solche Seitenfenster würde auch der Eintritt der Katastrophe des Panzerschiffs „Großer Kurfürst“ beschleunigt.

Man könnte dem Wunsche nach Beschränkung der Dampfgefahr, wenn ein solcher noch vorliegen und dringend sein sollte, durch große Öffnungen im Schott, die durch schnell bewegbare, auch von einer sicheren Stelle über Wasser bedienbare Schieber wasserdicht geschlossen werden können, sonst aber einen Ausgleich des Wassers in beiden Abteilungen ermöglichen, ent-

sprechen. Eine solche Einrichtung hätte auch noch den Vorteil, daß man nach dem Vollaufen beider Abteilungen die Schieber schließen und damit die Beweglichkeit des Leckwassers beschränken kann. Auch die Möglichkeit wäre gegeben, eine Maschine dem Betrieb zu erhalten, wenn die Leckagen nicht sehr bedeutend sind, aber solche Manöver haben immer etwas Mißliches an sich, Einfachheit ist doch sehr wichtig, und ohne zwingenden Grund sollte man solche Schotten nicht anwenden.

Was die seitlichen Längsschotten betrifft, deren Bedeutung schon angeführt wurde, so liegt der Gedanke nahe, daß man ihren nachteiligen Einfluß aufheben könnte, wenn man dieselben durch auf dem Doppelboden liegende Kanäle in Verbindung bringen würde, und man hat wohl auch schon den Doppelboden zur Herstellung dieser Verbindung verwendet, was aber andere Nachteile hat. Bei einer solchen Einrichtung wäre der Wert $\frac{1B^3}{12}$, der für die ungeteilte Abteilung gilt, auf $\frac{1}{12}(B^3 - B_1^3)$ vermindert, wenn B_1 die Entfernung der Schotten bezeichnet, und die Kesselanlage würde dem Betrieb erhalten, überhaupt der ganze Umfang der Havarie sehr beschränkt. Eine solche Anordnung hat etwas sehr Verlockendes, aber das, was schon früher über die Bedienung der Kohlenbunker gesagt ist, und vielleicht auch die Befürchtung, daß der Ausgleich nicht genügend schnell erfolgen wird, lassen wohl von einer Verwendung derselben Abstand nehmen. Der Anwendung seitlicher Längsschotten auf Kriegsschiffen ist schon Erwähnung getan und für diese ihre Notwendigkeit begründet. Der Einfluß der wasserdichten Mittel- und Seitenlängsschotten wird ziffernmäßig in den weiteren Betrachtungen festgestellt werden.

Professor Flamm schreibt in seinem Beitrag zur Bestimmung des kritischen Tiefgangs: „Wenn der Direktor des Germanischen Lloyd über die Länge der Schottabstände sagt, dieselbe sei hineingekommen aus der bisher allgemein für richtig gehaltenen Auffassung, daß frei bewegliche Wassermassen im Schiff der Stabilität Abbruch tun und dem Schiff eine Gefahr bringen, und daß diese Gefahr um so größer sei, je größer die Wassermassen, d. h. also, je länger die Abteilungen sind, so kann diese Auffassung nicht als richtig angesehen werden, und es liegt im Interesse des heimischen Schiffbaus, sie fallen zu lassen. Von seiten der Leckstabilität ist die Länge des lecken Raumes bei richtig gewähltem Tiefgang nicht begrenzt, von seiten des senkrechten Wegsinkens lediglich durch den Freibord. Es erscheint somit an-

gebracht, jene Bestimmung beim Neudruck von Vorschriften fortzulassen und dafür eine Tiefgangsvorschrift zu setzen.“ Und weiter: Im Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft für 1916, S. 119, ist nun gesagt: „Der denkbar ungünstigste Fall tritt ein, wenn die leck gewordene Abteilung zufällig leer ist, das Schiff aber trotzdem auf seiner Ladewasserlinie schwimmt, Dieser Satz kann nicht unwidersprochen bleiben. Beim Eintreten eines Lecks sollte man sofort den Doppelboden fluten, um so die Stabilität zu sichern. Man muß die Abzüge womöglich vermindern.“

Wie sich das alles verhält, wird aus den folgenden Untersuchungen hervorgehen. Bezeichnet man den Flächeninhalt der Wasserlinie, der bei der hier gemachten Annahme und bei den in Betracht kommenden Tauchungsänderungen derselben bleiben soll, mit WL, den Abstand der Wasserlinie für den intakten Zustand des Schiffes von der Decke des Doppelbodens mit T, ist ferner B die Breite des Schiffes, l die Länge der havarierten Abteilungen und t_{max} die Tiefertauchung des Schiffes nach Beendigung des Vorgangs, d. h. nach dem Vollaufen der Abteilungen, so wird, da der Doppelboden zunächst unbeflutet bleiben soll:

$$WL \cdot t_{max} = Bl (T + t_{max}), \quad \text{mithin}$$

$$t_{max} = \frac{BlT}{WL - Bl} \dots \dots \dots (2)$$

und die Menge des eingedrungenen Wassers

$$v_{max} = Bl (T + t_{max}) \dots \dots \dots (3)$$

Bei Anrechnung von 20 % Abzügen wird

$$t_{max} = \frac{0,8 B \cdot l \cdot T}{WL - 0,8 Bl} \dots \dots \dots (2a)$$

und ..

$$v_{max} = 0,8 B \cdot l (T + t_{max}) \dots \dots \dots (3a)$$

Da ferner der Schwerpunkt S der eingedrungenen Wassermenge von der Wasserlinie des um t_{max} vergrößerten Tiefgangs den Abstand $\frac{T+t_{max}}{2}$ hat

und somit
$$cS = \frac{T + t_{max}}{2} \cdot \frac{t_{max}}{2} = \frac{T \cdot t_{max}}{2}$$

wird, so ergibt sich

$$v_{max} \cdot cS = Bl (T + t_{max}) \frac{T}{2} \quad \text{und bei } 20\% \text{ Abzügen: } \dots \dots (4)$$

$$v_{max} \cdot cS = 0,8 Bl (T + t_{max}) \frac{T}{2} \dots \dots \dots (4a)$$

Das Kentermoment wird demnach

$$KM = \left(\frac{1}{12} B^3 - B l (T + t_{\max}) \frac{T}{2} \right) \sin \alpha \gamma \text{ und für 20\% Abzüge}$$

$$\left(\frac{0,81}{12} B^3 - 0,8 B l (T + t_{\max}) \frac{T}{2} \right) \sin \alpha \gamma \text{ da sich auch}$$

$\frac{1}{12} B^3$ im Verhältnis der Abzüge vermindert. Die Anfangsstabilität nach dem vollständigen Füllen der Abteilungen wird somit:

$$S t_1 = \left[VMG - \left(\frac{1}{12} B^3 - B l (T + t_{\max}) \frac{T}{2} \right) \right] \sin \alpha \gamma \dots \dots \dots (5)$$

oder $S t_1 = \left[VMG - \left(\frac{0,81}{12} B^3 - 0,8 B l (T + t_{\max}) \frac{T}{2} \right) \right] \sin \alpha \gamma \dots \dots \dots (5a)$

Wie sich die Leckstabilität eines havariierten Schiffes hiernach gestaltet, besonders aber auch, welchen Einfluß die viel schwieriger zu bestimmenden Kentermomente im Anfang des Vorgangs, also beim Beginn des Eindringens von Leckwasser, ausüben, kann ziffernmäßig nur an der Hand eines Beispiels ermittelt werden, und es sind diesen Ermittlungen die Abmessungen und Formen von „Vaterland“ zugrunde gelegt, und zwar für den Zustand, für den in dem schon erwähnten Aufsatz von Dr. Foerster einige Stabilitätsangaben gemacht sind, die man zuverlässig meist nur schwer erlangen kann, die aber für diese Aufgabe sehr wichtig sind. Die Untersuchungen sollen, und können auch selbstverständlich, keine Nachprüfung der Leckstabilität dieses Schiffes sein, da es hierzu an der Kenntnis von manchen Einzelheiten in den Einrichtungen fehlt, auch die Stabilitätsmomente für große Neigungen und der Ausrüstungszustand für den angenommenen Tiefgang nicht bekannt gegeben sind; zur Darstellung der wichtigsten Vorgänge während der Havarie reichen aber die mit diesem Beispiel ausgeführten Rechnungen und Entwicklungen vollkommen aus und die Ergebnisse können auch allgemein als Grundlage für die Berechnung der Leckstabilität von Schiffen dienen. Um gleichzeitig eine Klärung der aufgetretenen Meinungsverschiedenheiten herbeizuführen, sind drei Fälle untersucht:

I. Schiff auf der geladenen Wasserlinie schwimmend und mit einer Länge zweier Abteilungen von 45,75 m, wie sie auf „Vaterland“ zur Ausführung gekommen ist, aber ohne Anrechnung von Abzügen.

II. Schiff wie vorher, aber mit 20 % Abzügen.

III. Schiff wie II, aber mit der Abteilungslänge von 60 m, wie sie Professor Flamm in seinem anscheinend an „Vaterland“ angelehntes Beispiel angenommen hat.

Für den angegebenen Tiefgang von 10,8 m ist $V = 56\,500$ cbm errechnet und, da $MG = 0,8-0,9$ m beträgt, der Wert $V \cdot MG$ zu rund 50 000 angenommen. Der Flächeninhalt der Wasserlinie WL ist 6540 qm, die Breite B des Schiffes auf den Spanten rund 30,5 m, und da der Doppelboden 1,8 m hoch ist, wird $T = 10,8 - 1,8 = 9$ m.

Für Fall I ist somit für 1 m Wasserstand im Schiff $v = 30,5 \cdot 45,75 = 1395$ cbm, und die Tiefertauchung beträgt hierfür 0,213 m, t_{\max} , die Gesamttiefertauchung, wird 2,44 m, $\frac{1}{12} B^3 = 108\,000$ m⁴ und $v_{\max} = 20\,100$ cbm.

Im Fall II ist bei 1 m Wasserstand die eingedrungene Wassermenge $= 1395 \cdot 0,8 = 1116$ cbm, die Tiefertauchung 0,17 m, $t_{\max} = 1,85$ m; für $\frac{1}{12} B^3$ hat man jetzt $0,8 \frac{1}{12} B^3 = 86\,400$ und v_{\max} wird 12 100 cbm.

Im Fall III wird für 1 m Wasserstand die Leckwassermenge $0,8 \cdot 60 \cdot 30,5 = 1464$ cbm, da $l = 60$ m ist, und t für 1 m Wasserstand 0,224 m, während $t_{\max} = 2,6$ m, und $0,8 \frac{1}{12} B^3 = 113\,500$ m⁴ und $v_{\max} = 17\,000$ cbm wird.

Für Fall II bestimmt sich nach Gleichung 2 a

$$t_{\max} = \frac{0,8 \cdot 30,5 \cdot 45,75 \cdot 9}{6540 - 30,5 \cdot 45,75 \cdot 0,8} = 1,85,$$

nach Gleichung 3 a

$$v_{\max} = 0,8 \cdot 30,5 \cdot 45,75 \cdot (9 + 1,85) = 12\,100 \text{ cbm,}$$

$$v_{\max} \cdot c \cdot S = 12\,100 \cdot \frac{9}{2} = 54\,450$$

und

$$St_1 = 50\,000 - (86\,400 - 54\,450) = 18\,050 \sin \alpha \gamma.$$

Auf dieser Grundlage ist die Tabelle 1 berechnet, in der für eine Reihe von Wasserständen die Werte

$$\frac{1}{12} B^3 \quad \text{und} \quad v \cdot c \cdot S$$

sowie

$$\frac{0,8}{12} B^3 \quad \text{und} \quad 0,8 v \cdot c \cdot S$$

und

$$V \cdot MG - \left(\frac{1}{12} B^3 - v \cdot c \cdot S \right) \quad \text{bzw.} \quad V \cdot MG - 0,8 \left(\frac{1}{12} B^3 - v \cdot c \cdot S \right)$$

in runden Zahlen angegeben sind, aus denen sich durch Multiplikation mit $\sin \alpha \cdot \gamma$ die bezüglichen Stabilitätswerte für die einzelnen Phasen des Vorgangs ergeben. v bedeutet hier die Größe des vom Leckwasser eingenommenen Raumes der Abteilungen.

Tabelle I.

Fall I.

Keine Abzüge, $l = 45,75$ m, $V.MG = 50000$ m⁴, $\frac{1}{12} B^3 = 108000$,
Gesamttauftauchtung 2,44 m.

Wasser im Schiff m	0,5	1	2	3	4	5	6	8	Abteilung vollgelaufe
v. c S	6 140	12 000	22 900	32 640	41 250	49 040	55 580	65 290	71 820
$\frac{1}{12} B^3 - v. c S$	101 860	96 000	85 100	75 360	66 750	58 960	52 420	42 710	36 180
$V.MG - \left(\frac{1}{12} B^3 - v. c S\right)$	- 51 860	- 46 000	- 35 100	- 25 360	- 16 750	- 18 960	- 2 420	+ 7 290	13 820

Fall II.

20% Abzüge, $l = 45,75$ m, $V.MG = 50000$ m⁴, $0,8 \frac{1}{12} B^3 = 86400$ m⁴,
Gesamttauftauchtung 1,85 m.

Wasser im Schiff m	0,5	1	2	3	4	5	6	8	Abteilung vollgelaufe
0,8 v. c S	4 910	9 580	18 240	25 950	32 770	38 620	43 520	50 710	54 500
$0,8 \left(\frac{1}{12} B^3 - v. c S\right)$	81 490	76 820	68 160	60 450	53 630	47 780	42 880	35 690	31 900
$V.MG - 0,8 \left(\frac{1}{12} B^3 - v. c S\right)$	- 31 490	- 26 820	- 18 160	- 10 450	- 3 630	+ 2 220	7 120	14 310	18 050

Fall III.

20% Abzüge, $l = 60$ m, $V.MG = 50000$ m⁴, $0,8 \frac{1}{12} B^3 = 113500$ m⁴,
Gesamttauftauchtung 2,6 m.

Wasser im Schiff m	0,5	1	2	3	4	5	6	8	Abteilung vollgelaufe
0,8 v. c S	6 440	12 590	24 050	34 260	43 700	51 680	58 590	69 100	76 400
$0,8 \left(\frac{1}{12} B^3 - v. c S\right)$	107 060	100 910	89 420	79 240	69 800	61 820	54 910	44 400	37 100
$V.MG - 0,8 \left(\frac{1}{12} B^3 - v. c S\right)$	- 57 060	- 50 910	- 39 420	- 29 240	- 19 800	- 11 820	- 4 910	+ 5 600	12 900

Aus dem Vergleich der drei Beispiele ergibt sich, daß Fall II überall im Vorteil ist; gegen I wegen der Abzüge, gegen III wegen der geringeren Länge der Abteilung. Die Leckstabilität ist während des ganzen Vorganges in II beträchtlich größer als in I und besonders in III.

Die Vergrößerung des Tiefgangs ist in II beträchtlich geringer als in I und besonders als in III, und dementsprechend ist auch die Abnahme des Freibords in II kleiner als in I und III.

Der Umfang der Havarie ist in III an sich schon wegen der größeren Länge der Abteilungen bedeutender als in II und I, die Menge des eingedrungenen Wassers ist aber auch in III 1,4 mal so groß als in II, und es ist nicht gleichgültig, ob ein havariertes Schiff mit einer größeren oder geringeren Menge einer so beweglichen Ladung schwimmt. Denn das Schiff schwingt bei seinen Schlingerbewegungen nicht um das Leckwasser herum, sondern dieses schwingt mit ihm und kann durch seine Beweglichkeit wohl Gefahren herbeiführen. Die Endstabilität im Fall II muß als vollständig genügend bezeichnet werden, obgleich sie den Anforderungen des Professors Flamm keineswegs entspricht. Leckte Schiffe müssen aus dem schon erwähnten Grunde besonders langsame Bewegungen haben und ihre Stabilität darf deshalb garnicht groß sein. Eine Stabilität gleich der im intakten Zustand könnte bei einem großen MG leicht verhängnisvolle Folgen haben.

Wären die Abzüge in der Wasserlinie geringer als hier angenommen, ein Fall, auf den Professor Flamm besonders hinweist, so müßte das natürlich berücksichtigt werden, der Effekt würde aber im Fall III derselbe wie im Fall II sein. Durch Befluten des Doppelbodens mit z. B. 2000 t ließe sich jedoch das Anfangsstabilitätsmoment II um rund $20\,000 \sin \alpha \gamma$ mt vermehren, wodurch die Gesamttiefentauchung nur um rund 0,3 m wachsen, also immer noch um fast 0,5 m geringer sein würde, als III ohne eine solche Beflutung, also ohne eine Vergrößerung des Stabilitätsmomentes. Es würde aber auch, wie wir später sehen werden, Beispiel II noch nicht kentern, wenn seine Anfangsstabilität 0 wäre, wenn man keine Abzüge in der Wasserlinie gerechnet hätte. Abzüge werden aber unter allen Umständen in der Wasserlinie zur Geltung kommen, wenn sie auch nicht immer den Wert 0,2 haben.

Besonders aber fallen in der Tabelle die großen negativen Stabilitätsmomente im Anfang des Vorgangs auf, die im Fall I und besonders wieder im Fall III die im Fall II in so hohem Maße übertreffen, die in II schon bei 4,5 m Wasserstand, in III erst bei 6,5 m verschwinden, an denen auch ein kritischer Tiefgang nichts ändern kann, die in unseren Beispielen nur durch Verkleinerung des Werts $\frac{0,81 B^3}{12}$ also nur durch Vergrößerung der Abzüge oder durch Verkürzung der Länge l der Abteilungen vermindert oder beseitigt werden könnten. Diese sind es auch offenbar, die Professor Pagel meint, wenn er sagt, „der ungünstigste Fall trete ein, wenn die leckgewordene Abteilung leer ist, das Schiff aber doch auf seiner Ladewasserlinie schwimmt“. Vermehren soll man also die Abzüge und nicht vermindern und dem ist auch auf Vater-

land durch die seitlichen Kohlenbunker Rechnung getragen, für welche die Abzüge 60 % betragen. Dieses Schiff scheidet deshalb auch in dieser Beziehung für jeden weiteren Vergleich mit unseren Beispielen aus, und auch auf den Fall I wird nicht mehr zurückgekommen werden, da das, was für denselben festzustellen war, festgestellt und er im übrigen ohne jede praktische Bedeutung ist.

Es war bisher angenommen, daß α unendlich klein sei und es fragt sich nun, wie sich die Verhältnisse für unsere Beispiele gestalten, wenn die kenternden Momente nicht beseitigt sind, α aber einen endlichen größeren Wert annimmt. In diesem Falle, also im Zustande labilen Gleichgewichts, legen sich die Schiffe auf die Seite, bis das durch die Zunahme der Neigung und die Vergrößerung des Wertes $v \cdot cS$ allmählich anwachsende Stabilitätsmoment das Kentermoment im Gleichgewicht hält, aber sie können auch

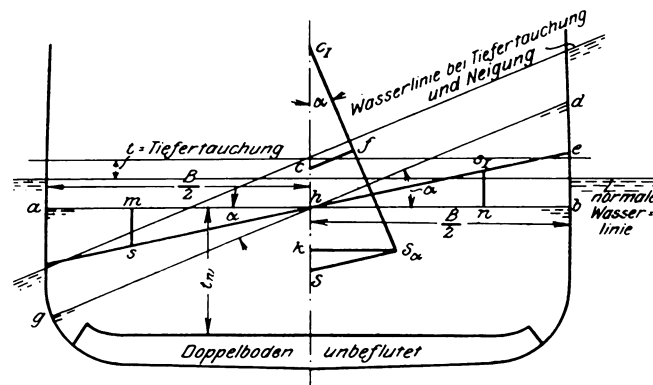


Abb. 2.

kentern. Im ersten Falle machen sie wohl auch, veranlaßt durch die Beweglichkeit des Wassers oder andere Einflüsse, wieder eine rückgängige Bewegung, bis sie schließlich nach dem Eintritt stabilen Gleichgewichts aufrecht schwimmen.

Mit der Neigung des Schiffes geht der rechteckige Querschnitt des Leckwassers in einen trapezförmigen über, und mit fortgesetzter Zunahme des Neigungswinkels nimmt er schließlich die Gestalt eines Dreiecks an. Für die Ermittlung der hierdurch bewirkten Änderungen ist von der Trennung des Leckwassereinflusses, wie sie zur Gleichung 1 führte, Abstand genommen und das Kentermoment für die verschiedenen Neigungswinkel aus der Menge des eingedrungenen Wassers und der mit der Neigung entstehenden Veränderung der Schwerpunktslage desselben direkt bestimmt.

Auch hier handelt es sich um die Verschiebung einer Wassermenge von der Form eines Keils von der auftauchenden nach der eintauchenden Seite des Schiffes, aus der wir die Lage des Schwerpunktes bestimmen können. Da das Keilstück nach unserer Annahme betreffend die Form des Schiffes prismatisch ist, genügt die Bestimmung des Querschnittschwerpunktes. Bezeichnet S , Abb. 2, denselben für die aufrechte Lage des Schiffes, S_α den für die Neigung α , so ergeben sich die Koordinaten $S_\alpha k$ und $k S$ von S_α in bezug auf S aus dem Verschiebungsmoment des Keils in der Richtung $ab \perp S_\alpha k$ und dem senkrecht dazu. Es ist

$$\Delta ahg = \Delta hdb = \frac{ah \cdot ag}{2} = \frac{1}{2} \frac{B}{2} \cdot \frac{B}{2} \operatorname{tg} \alpha = \frac{B^2 \operatorname{tg} \alpha}{8}$$

Sind s und s_1 die Schwerpunkte der Kielstücke und ist mn der Weg der Verschiebung in der Richtung ab , so wird $mn = \frac{2}{3} B$ und das Verschiebungsmoment

$$\Delta ahg \cdot \frac{2}{3} B = \frac{B^2 \operatorname{tg} \alpha}{8} \cdot \frac{2}{3} B = \frac{B^3}{12} \operatorname{tg} \alpha.$$

Da dieses Moment dem für den ganzen Querschnitt gleich sein muß, so ergibt sich, wenn t_w die Höhe des Wasserstandes, $B t_w$ also der Inhalt des Querschnitts ist,

$$\frac{B^3}{12} \operatorname{tg} \alpha = B t_w S_\alpha k$$

und somit
$$S_\alpha k = \frac{B^2}{12 t_w} \operatorname{tg} \alpha.$$

$S k$ erhält man aus der Beziehung:

$$S k \cdot B t_w = \Delta ahg (sm + s_1 n).$$

Nun ist
$$sm = s_1 n = \frac{2}{3} = eb \frac{2}{3} \frac{bd}{2} = \frac{2}{3} \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{B}{2} \operatorname{tg} \alpha$$

mithin
$$sm + s_1 n = 2 \cdot \frac{2}{3} \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{B}{2} \operatorname{tg} \alpha = \frac{1}{3} B \operatorname{tg} \alpha$$

und da
$$\Delta ahg = \frac{B^2 \operatorname{tg} \alpha}{8}$$

ist, wird
$$B \cdot t_w \cdot S k = \frac{B^2 \operatorname{tg} \alpha}{8} \cdot \frac{1}{3} B \operatorname{tg} \alpha$$

$$S k = \frac{B^2 \operatorname{tg}^2 \alpha}{24 t_w}$$

Im Schwerpunkt S_α wirkt jetzt das Gewicht des Leckwassers senkrecht zu gd nach unten, während die gleich große Auftriebsvermehrung im Schwerpunkt e derselben senkrecht nach oben gerichtet ist, so daß beide ein auf Kentern wirkendes Kräftepaar vom Hebelarme $cf = c_1 c \sin \alpha$ bilden.

Nun ist:

$$c c_1 = c_1 S - c S$$

$$c_1 S = c_1 k + k S = \frac{S k}{\operatorname{tg} \alpha} + k S = \frac{B^2 \operatorname{tg} \alpha}{12 t_w \operatorname{tg} \alpha} + \frac{B^2 \operatorname{tg}^2 \alpha}{24 t_w},$$

mithin
$$c f = c c_1 \sin \alpha = \left(\frac{B^2}{12 t_w} + \frac{B^2 \operatorname{tg}^2 \alpha}{24 t_w} - c S \right) \sin \alpha,$$

$$c f = \left(\frac{B^2}{12 t_w} \left(1 + \frac{\operatorname{tg}^2 \alpha}{2} \right) - c S \right) \sin \alpha \quad \dots \quad (6)$$

Da l die Länge der havarierten Abteilungen ist, so wird das Quantum des eingedrungenen Wassers $l B t_w$ und das Kentermoment

$$K M = c f \cdot l \cdot B \cdot t_w = \left(\frac{l \cdot B^3}{12} \left(1 + \frac{\operatorname{tg}^2 \alpha}{2} \right) - l \cdot B \cdot t_w \cdot c S \right) \sin \alpha \quad \dots \quad (7)$$

und bei 20% Abzügen

$$K M = \left(0,8 \frac{l \cdot B^3}{12} \left(1 + \frac{\operatorname{tg}^2 \alpha}{2} \right) - 0,8 l \cdot B \cdot t_w \cdot c S \right) \sin \alpha \quad \dots \quad (7a)$$

Der erste Summand bedeutet den Einfluß der Beweglichkeit, der zweite die ballastartige Wirkung des Leckwassers. Ist α unendlich klein, so fällt $\operatorname{tg}^2 \alpha$ als unendlich kleiner Wert zweiter Ordnung aus und man erhält für

$$K M = \left(\frac{l \cdot B^3}{12} - c S \cdot l \cdot B \cdot t_w \right) \sin \alpha,$$

das ist unsere Ausgangsgleichung 1 in der v für $l B t_w$ gesetzt war.

Auch aus diesen erweiterten Gleichungen ergibt sich, daß die Kentermomente um so größer werden, je länger die Abteilungen, und daß sie um so kleiner werden, je größer die Abzüge sind. Für unsere Beispiele werden sie bei den in der Folge sich als besonders wichtig erweisenden kleineren Wasserstände der Länge der Abteilungen nahezu proportional, da die Werte von $c S$ hierfür wenig verschieden sind.

Mit dem Übergang des Leckwasserquerschnitts in die Dreiecksform ändern sich die Beziehungen, wie sie hier festgestellt sind, und es wäre noch zu untersuchen, ob mit denselben der gestellten Aufgabe genügt wird, oder ob auch noch die Dreiecksform berücksichtigt werden muß.

Es sei hier ein Grenzfall angenommen für 2 m Wasserstand, bei dem $\alpha = 7^\circ 40'$ wird. Für Fall II wird dann $0,8 \frac{l B^3}{12} = 86\,400$ und $0,8 l B t_w = 2 \cdot 1116 = 2232$. Die Tiefentauchung beträgt $t = 2,017$ und der Schwerpunkt S liegt 8 m unter der Wasserlinie des intakten Schiffes, so daß $c S = 8 + \frac{2 \cdot 0,17}{2} = 8,17$ m wird. Hieraus ergibt sich $K M_{II} = 9370$ mt, während man für $K M_{II}$ 12 100 erhalten würde. Nimmt man zunächst an, daß für diese kleine Neigung

M G unverändert bleibt, so steht diesen Kentermomenten ein Stabilitätsmoment von $50\,000 \sin 7^\circ 40' = 6670$ mt gegenüber, das also von beiden übertroffen wird, die nun ein weiteres Neigen des Schiffes herbeiführen werden. Es ist deshalb auch der Fall zu untersuchen, in dem der Querschnitt des Leckwassers die Form eines Dreiecks angenommen hat und für den ebenfalls die Untersuchung des Querschnitts ausreicht.

Ist S_α der Schwerpunkt des Dreiecks, c wieder der der Verdrängungsvergrößerung und α der Neigungswinkel, so wird nach Fig. 3 der Hebelarm des Kentermoments

$$e f = m n = b d - b m - n d .$$

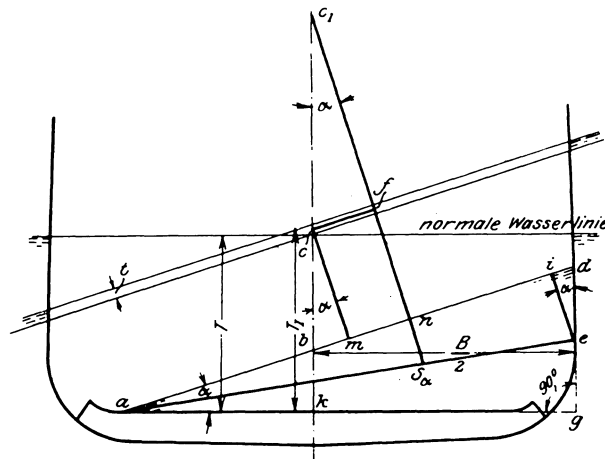


Abb. 3.

Da $\angle dgk$ gleich 90° angenommen und auch tatsächlich sehr angenähert so groß ist, wird

$$b d = \frac{B}{2 \cos \alpha} .$$

Bezeichnet man den Abstand des Punktes c vom Doppelboden, $c k$ mit T_1 und die Breite des Wasserspiegels $a d$ mit B_1 , so wird

$$b m = (T_1 - b k) \sin \alpha = (T_1 - a b \sin \alpha) \sin \alpha ,$$

und da
$$a b = B_1 - b d = B_1 - \frac{B}{2 \cos \alpha}$$

ergibt sich
$$b m = (T_1 - (B_1 - \frac{B}{2 \cos \alpha})) \sin \alpha \sin \alpha$$

Zur Bestimmung von $n d$ hat man

$$B_1 - n d : B_1 - i d = a S_\alpha : a e = 2 : 3,$$

somit
$$3(B_1 - n d) = 2(B_1 - i d)$$

und
$$n d = \frac{B_1}{3} + \frac{2}{3} i d.$$

Da ferner
$$i d = d e \cdot \sin \alpha = \frac{1}{2} g d \sin \alpha = \frac{1}{2} B_1 \sin \alpha \cdot \sin \alpha$$

wird
$$n d = \frac{B_1}{3} (1 + \sin^2 \alpha)$$

mithin
$$c f = \frac{B}{2 \cos \alpha} - T_1 \sin \alpha + B_1 \sin^2 \alpha - \frac{B \sin^2 \alpha}{2 \cos \alpha} - \frac{B_1}{3} (1 + \sin^2 \alpha)$$

$$= \frac{B}{2} \frac{1 - \sin^2 \alpha}{\cos \alpha} - \frac{B_1}{3} (1 - 2 \sin^2 \alpha) - T_1 \sin \alpha,$$

$$c f = \frac{B}{2} \cos \alpha - \frac{B_1}{3} \cos 2 \alpha - T_1 \sin \alpha.$$

Ist q der Querschnitt des Dreiecks, also

$$q = \frac{B_1 \sin \alpha \cdot B_1 \cos \alpha}{2} = \frac{B_1^2 \sin 2 \alpha}{4}$$

und demnach
$$B_1 = \frac{2}{\sqrt{\sin 2 \alpha}} \sqrt{q},$$

so wird
$$c f = \frac{B}{2} \cos \alpha - \frac{2 \cos 2 \alpha}{3 \sqrt{\sin 2 \alpha}} \sqrt{q} - T_1 \sin \alpha \quad \dots \quad (8)$$

und mit 20% Abzügen

$$K M = 0,81 \cdot B \cdot t_w \left(\frac{B}{2} \cos \alpha - \frac{2 \cos 2 \alpha}{3 \sqrt{\sin 2 \alpha}} \sqrt{q} - T_1 \sin \alpha \right) \quad \dots \quad (9)$$

q ist hier gleich $B \cdot t_w$ und $T_1 = T + \frac{t}{2}$.

Für einen Neigungswinkel $\alpha = 20^\circ$ und einem Wasserstand $t_w = 4$ m wird $q = 30,5 \cdot 4$ und für Fall II $0,81 \cdot B \cdot t_w = 4 \cdot 1116 = 4464$, $T_1 = T + \frac{t}{2}$

$$= 9 + \frac{4 \cdot 0,17}{2} = 9,34, \quad c f = 4,1 \text{ m und } K M_{II} = 18\,300 \text{ mt.}$$

Für $K M_{III}$ erhält man 23 800 mt.

Nach den Gleichungen 7 a und 9 sind nun für eine Reihe von Wasserständen und Neigungswinkeln die Kentermomente berechnet und in der Tabelle II in runden Zahlen angeführt, ebenso zum Vergleich mit denselben die Stabilitätsmomente, wie sie sich bei der vorausgesetzten Schiffsform für größere Neigungen gestalten. Wie sich die metazentrische Höhe MG , die wir bisher als konstant angenommen hatten, mit zunehmender Neigung ändert, geht aus folgenden Betrachtungen hervor.

Beim Überlegen des Schiffes liegen hier ganz ähnliche Verhältnisse vor, wie bei dem Leckwasser von trapezförmigem Querschnitt, nur handelt es sich jetzt um die Verschiebung von Auftrieb und um die Veränderung der Verdrängung des ganzen Schiffes, also um Keilstücke, die sich über die ganze Länge desselben erstrecken.

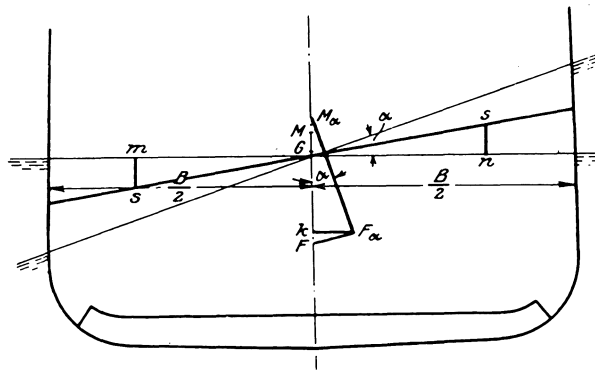


Abb. 4.

Wir hatten bereits bei der Entwicklung der Gleichung 7 a gesehen, daß das Verschiebungsmoment der Dreiecke des Querschnitts in der Richtung senkrecht zur Mittellinie desselben $\frac{1}{12} B^3 \alpha$ war und das trifft auch jetzt zu. Für eine Schicht des Schiffes von der Dicke dx wird mithin das Volumen Verschiebungsmoment $\frac{1}{12} B^3 \alpha dx$, und da B variabel ist, das Verschiebungsmoment des ganzen Keils:

$$\frac{1}{12} \alpha \int_0^L B^3 dx,$$

wenn L die Länge des Schiffes ist. Bezeichnen wir den Schwerpunkt der Verdrängung V mit F für die aufrechte, mit F_α für die geneigte Lage des

Schiffes und mit M_α den Schnittpunkt der Senkrechten durch F_α zum Wasserspiegel mit der Mittellinie des Querschnitts, so ergibt sich ebenso wie bei der Feststellung des Leckwassereinflusses

$$F_\alpha k V = \frac{tg \alpha}{12} \int_0^L B^3 dx \text{ u. } F_\alpha k = \frac{tg \alpha}{12V} \int_0^L B^3 dx,$$

somit

$$M_\alpha k = \frac{1}{12V} \int_0^L B^3 dx = \text{const.} -$$

die Kurve, auf der sich die Schwerpunkte F_α bewegen, ist eine Parabel u. F deren Scheitel. Andererseits wird unter weiterer Anlehnung an die Entwicklung der Gleichung 7 a

$$F k = \frac{tg^2 \alpha}{24V} \int_0^L B^3 dx \text{ und mithin}$$

$$F M_\alpha = M_\alpha k + F k = \frac{1}{12V} \int_0^L B^3 dx \left(1 + \frac{tg^2 \alpha}{2} \right).$$

Ist α unendlich klein, so wird $F M_\alpha = F M$,

$$F M = \frac{1}{12V} \int_0^L B^3 dx \text{ und somit } F M_\alpha = F M \left(1 + \frac{tg^2 \alpha}{2} \right).$$

M_α liegt um den Wert $F M \frac{tg^2 \alpha}{2}$ höher als M und um diesen Betrag wird auch $M_\alpha G$ größer als $M G$. Für $M G = 0,85$ m und $F M$ gleich 7 m wird hiernach $M_{5^\circ} G = 0,852$ $M_{10^\circ} G = 0,955$ und $M_{15^\circ} G = 1,095$ und $M_{20^\circ} G = 1,312$ m.

Man erkennt hieraus, daß der Zuwachs an metazentrischer Höhe für kleine Winkel sehr gering ist, daß aber auch Schiffe von der von uns vorausgesetzten Form bei einer Anfangsstabilität gleich 0, also bei $M G = 0$, und selbst bis zu einem gewissen Grade bei negativer Anfangsstabilität noch keineswegs zu kentern brauchen, da mit der Neigung ein positives Stabilitätsmoment entsteht. Vorausgesetzt war für diese Rechnung, daß die Spanten in der Wasserlinie gerade vertikale Linien bilden. Es wird aber auch den Bedingungen genügt, wenn die Spanten in der Neigungszone Teile eines Dreiecks bilden, wenn sie über Wasser etwa so viel ausfallen, wie sie unten einfallen. In diesem Falle wird für die einzelnen von uns angenommenen Schichten des Schiffes die Kurve der Verdrängungsschwerpunkte eine Hyperbel und für diese liegen die Verhältnisse noch günstiger wie für die Parabel

als Schwerpunktskurve. (Vergl. Anhang.) Bei den meisten großen Dampfern genügt der ersten Bedingung das Mittelschiff, das den weitaus größeren Teil der Schiffslänge einnimmt und auch wegen der größeren Breite und der hier viel größeren Verdrängung als an den Enden von besonderer Bedeutung wird; der zweiten Bedingung genügt die Form des Vorschiffes. Nur für einen Teil des Hinterschiffs, mit Ausnahme des Hecks, ist bei Vaterland ein geringeres Anwachsen von M F zu erwarten, da hier die Spanten über Wasser nicht in demselben Maße ausfallen, wie sie unten einfallen. Aber dieser Teil macht nur einen geringen Betrag der Gesamtverdrängung aus, und weiter kommt in Betracht, daß durch die für unsere Aufgabe wichtigsten Leckwasserstände der Tiefgang nicht unerheblich vergrößert wird, das Schiff dann auf einer größeren Wasserlinie schwimmt und MG auch dadurch einen Zuwachs erfährt. Es sind deshalb die Stabilitätsmomente nach vorstehender Gleichung berechnet für die Neigungen, bei welchen den Voraussetzungen genügt wird, d. h. bis zu etwa 20° . MG ist hierbei zu $0,85$ m, V zu $56\,500$ cbm angenommen und $\gamma = 1$ gesetzt, wie für die Kentermomente.

Analytische Untersuchungen, wie alle die vorhergehenden, erfreuen sich nicht immer des Beifalls der Praktiker, das ist aber doch unberechtigt. Es gibt nun einmal keine Funktion xyz , durch die die Form der Schiffe bestimmt wird, und Berechnungen nach Linien, die auch Fehlerquellen enthalten, überzeugen nicht, wenn man sie nicht selbst gemacht hat, wenn sie also unkontrollierbar sind. Dagegen gibt eine analytische Zergliederung der Schiffformen wertvolle Aufschlüsse über die verschiedensten Verhältnisse, die beim Entwerfen von Schiffen zweckmäßig Anwendung finden können, die das Interesse an den Formen erhöhen und ihre Beurteilung erleichtern. Und der Schiffbauingenieur hat häufig genug Urteile abzugeben und Entschlüsse zu fassen, für die er nur selten die Berechnungen nach den Linien zur Verfügung hat, er hat ferner mit einer großen Reihe von Erfahrungskoeffizienten zu arbeiten, deren intimere Bedeutung erst durch solche Untersuchungen erkennbar wird. Speziell für die vorliegende Aufgabe sind die Kentermomente mit vollständig ausreichender Genauigkeit ermittelt, und wenn die Größe der Stabilitätsmomente für größere Neigungen nur angenähert festgestellt werden konnte, so wird diese Annäherung nicht sehr weit abliegen von den aus den Linien ermittelten Werten und sie reicht jedenfalls aus, um die Sachlage zu klären und die Bedingungen für die Sicherheit der Schiffe gegen das Kentern zu bestimmen. Freilich soll man nur berechnete Annahmen machen und sich hüten, Schlüsse zu ziehen, die über diese Annahmen hinausgehen.

Tabelle II.

Neigung α		30°	20°	15°	10°	5°
St =		50 000	25 300	16 000	9 400	4 200 mt
Wasserstand im Schiff		geschätzt				
8 m	KM II	24 900	14 150	10 100	6 600	—
	KM III	31 200	17 800	12 700	8 000	—
6 m	KM II	24 150	16 600	11 900	7 600	3 800
	KM III	31 000	21 400	15 300	9 800	4 800
4 m	KM II	20 450	18 300	14 600	9 500	4 700
	KM III	26 500	23 800	19 000	12 400	6 100
2 m	KM II	13 000	13 900	12 300	11 300	6 000
	KM III	17 000	18 100	16 100	14 800	8 000
1 m	KM II	7 500	8 600	8 800	8 400	6 350
	KM III	9 800	11 300	11 500	11 000	8 350
1/2 m	KM II	—	—	—	5 200	4 600
	KM III	—	—	—	6 750	6 050 mt

Ein Blick auf die Tabelle zeigt, wie auch bei diesen Vorgängen das Schiff mit der kürzeren Abteilung im Vorteil ist. Während zwischen KM II und dem Stabilitätsmoment bereits bei etwa 14° Neigung Gleichheit eintritt, geschieht dies für KM III erst bei etwa 19°. Wichtig ist aber auch, daß die Unterschiede zwischen den Stabilitäts- und den Kentermomenten vom Anfang an bis zum Eintritt der Gleichheit für KM II viel geringer sind als bei KM III, daß also die Beschleunigung der Drehbewegung in Fall III größer ist als in Fall II, und somit das Schiff unter dem Einfluß der Kentermomente KM III sich weiter über den Winkel hinaus, für welchen Gleichheit der Momente eintritt, überlegen wird als unter dem Einfluß von KM II. Überall, wo man das Problem auch anfaßt, zeigt sich die Länge der Abteilungen als das Maßgebende des ganzen Vorgangs, und hieran kann ein wie auch immer gewerteter, kritischer Tiefgang nichts ändern, da er auf die Kentermomente keinen Einfluß ausübt. Auch das von Professor Flamm empfohlene sofortige Befluteten des Doppelbodens beseitigt dieselben nicht, ganz abgesehen davon, daß dasselbe bei solchen doch meist überraschend einsetzenden Katastrophen nur selten schnell genug würde in Gang gesetzt werden können, es kann unter Umständen sogar nachteilig sein. Geschieht das Auffüllen nicht ganz gleichmäßig, so können die Kentermomente vergrößert werden und eine Vergröße-

rung derselben tritt ferner durch die Beweglichkeit des Wassers im Doppelboden ein, so lange derselbe nicht vollständig gefüllt ist. Auch ein Gegenfluten zur Beseitigung der Neigung könnte nachteilig wirken. Das Schiff legt sich dann in dem Zustand labilen Gleichgewichts unter Umständen nach der anderen Seite über und nimmt eine um so größere Neigung an — ein Fall, der auch schon vorgekommen ist.

Ein Schiff mit den Verhältnissen von Fall III wird man wohl nicht den Gefahren einer Havarie aussetzen dürfen, aber auch für Fall II wird man sich fragen, ist eine Neigung von 15° noch zulässig, denn eine solche bedeutet doch immerhin ein Eintauchen der geneigten Seite eines Schiffes von der angenommenen Breite um etwa 4 m, bei dem alles mögliche passieren kann. Bei den errechneten Kentermomenten wird es aber auch nicht bleiben, neue können hinzukommen, sei es durch das einseitige Einströmen und nicht sofortige Ausbreiten des Leckwassers, durch Ungleichmäßigkeit in der Lagerung der in den in Betracht kommenden Räumen vorhandenen Vorräte usw. Ferner wird die Schnelligkeit des Vorgangs und die Größe des Trägheitsmomentes des Schiffes von Einfluß auf die Neigung sein.

Wie weit man hier gehen darf, kann nur die Erfahrung entscheiden, und sie wird, wenn auch theoretische Untersuchungen die Grundlage für die Erreichung der Sicherheit und zur Beurteilung vorkommender Fälle bilden werden, immer das letzte Wort haben. Die hier behandelten, so wichtigen Vorgänge zu regeln, kann aber nur mit Hilfe der Abzüge und der Länge der Abteilungen geschehen, der Tiefgang kann hierbei nicht mitsprechen. Mit der unbegrenzten Länge der Abteilungen würden alle Errungenschaften der letzten 50 Jahre wieder aufgegeben werden und man kann ja nicht einmal über den Tiefgang unbeschränkt verfügen.

Richtige Bemessung der Länge der Abteilungen, richtige Bewertung und Ausnutzung der Abzüge können allein die Grundlage für die Sicherung der Querstabilität bilden. Das geht aus allen den Untersuchungen hervor, und dieses Ergebnis war ja auch zu erwarten.

Von Wert für die Herstellung der Sicherheit gegen das Kentern wird aber auch das Maß der Stabilität für den normalen Zustand, sei es eine große metazentrische Höhe MG oder eine geringere Anfangsstabilität in Verbindung mit stark anwachsenden Neigungsmomenten, und es ist ja ein Vorteil der großen Schiffe, daß MF mit der Zunahme der Abmessungen, besonders wenn mit dem Tiefgang zurückgehalten werden muß, zunimmt und dementsprechend

M höher liegt und mit der Zunahme der Neigung besonders stark steigt. Erst dadurch ist es möglich geworden, so hochbordige Schiffe zu bauen. Ein großes Stabilitätsmoment macht sich ja auch nach verschiedenen anderen Richtungen hin vorteilhaft geltend. Wohl ist eine kleine Anfangsstabilität wegen der damit verbundenen langsamen Schlingerbewegungen dringend erwünscht, aber man ist ja bei Benutzung der Frahmschen Schlingertanks in der Lage, auch bei größerer Stabilität den nun einmal nicht zu entgehenden Ansprüchen verwöhnter oder nicht seefester Passagiere zu genügen.

Bei Erwägungen dieser Art kommt man zu der Frage, ob es nicht möglich sei, den Schiffen Formen zu geben, die bei kleiner Anfangsstabilität eine große Neigungsstabilität sichern, und Verfasser erinnert sich hierbei der gegen Ende der achtziger Jahre gebauten deutschen Avisos Meteor und Komet, die auf einer schmalen Wasserlinie schwammen, über der sich das Schiff wesentlich verbreiterte, wodurch das erreicht, außerdem aber auch der Wert $\frac{1B^3}{12}$ vermindert wurde. In diesem Falle ergab sich allerdings die Form hauptsächlich aus dem Bedürfnis nach Schaffung auskömmlicher Räume für die Besatzung und der Kohlenvorräte, der Gedanke ließe sich jedoch auch auf seine Anwendbarkeit mit Rücksicht auf die hier gestellte Aufgabe prüfen. Für Handelsschiffe liegt freilich, sofern es sich um die Ausnutzung der Räume handelt, der Wunsch nach einer Verbreiterung des Schiffes über Wasser wohl kaum vor, und außerdem ist es doch sehr erwünscht, die Formen so glatt und einfach als möglich auszugestalten. Die Idee, die auch später wieder auftaucht, ist deshalb wohl nicht weiter zur Ausführung gelangt, aber vielleicht gelingt es doch noch in einer oder der anderen gangbaren Weise kleine Anfangsstabilität mit großer Neigungsstabilität in noch weiterem Maße zu verbinden, als das bei den üblichen Schiffsformen bisher möglich war.

Zu erörtern bleibt noch die Frage, ob es möglich sei, durch Verringerung der Breite und entsprechende Vermehrung des Tiefgangs, wenn eine solche überhaupt noch möglich sein sollte, für unsere Beispiele die Kentermomente zu vermindern, aber auch diese Frage ist wohl zu verneinen. Die Verminderung der Breite würde sich über das ganze Schiff ausdehnen und das Trägheitsmoment der Wasserlinie in einem höheren Maße abnehmen als $\frac{1B^3}{12}$, auch der Verdrängungsschwerpunkt würde tiefer zu liegen kommen und der die Stabilität vermehrende Einfluß des Leckwassers: $1B t_w c S$ im Anfang des Vorgangs kleiner werden.

und das Kentermoment

$$c f \cdot v = \left(c f \frac{1}{2} B t_w \right) \sin \alpha,$$

somit

$$K M = \left[\frac{1}{96} B^3 \left(1 + \frac{\operatorname{tg}^2 \alpha}{2} \right) + \left(\frac{B}{4 \operatorname{tg} \alpha} - c S_{11} \right) \frac{1}{2} B t_w \right] \sin \alpha$$

und bei 20 % Abzügen

$$K M = \left[0,8 \frac{1}{96} B^3 \left(1 + \frac{\operatorname{tg}^2 \alpha}{2} \right) + \left(\frac{B}{4 \operatorname{tg} \alpha} - c S_{11} \right) 0,8 \frac{1}{2} B t_w \right] \sin \alpha,$$

wobei $c S_{11}$ die Tiefe des Leckwasserschwerpunktes S unter der Horizontalen durch den Schwerpunkt der Verdrängungsvergrößerung bezeichnet.

Die erste Summe bedeutet den Einfluß der Beweglichkeit des Leckwassers, $\frac{B}{4 \operatorname{tg} \alpha} \cdot 0,8 \frac{1}{2} B t_w$ den der seitlichen Belastung und $c S_{11} \cdot 0,8 \frac{1}{2} B t_w$ die ballastartige Wirkung desselben.

Sind 4 m Wasser eingedrungen, so wird bei einer Neigung von 20°

$$K M_{II} = 14500 \text{ m t} \quad \text{und} \quad K M_{III} = 19050 \text{ m t},$$

und man sieht aus der Tabelle II, daß diese Momente, trotz der einseitigen Belastung des Schiffes, noch nicht diejenigen erreichen, die bei der ganz überfluteten Abteilung entstehen, aber sie wachsen mit der Zunahme des Leckwassers und erreichen ihr Maximum, wenn innerer und äußerer Wasserstand ausgeglichen sind. In diesem Falle wird nach Gleichung 2 a unter Berücksichtigung der hier notwendigen Abänderung

$$t_{\max} = 0,8 \frac{B l T}{2 \left(W L - 0,8 \frac{B l}{2} \right)}$$

und nach 3 a

$$v_{\max} = 0,8 \frac{B l}{2} (T + t_{\max}),$$

und es ergibt sich für Fall II

$$t_{\max} = 0,84 \text{ m}, \quad v_{\max} = 5495 \text{ cbm.}$$

$$K M_{II} = 35000 \text{ m t}$$

und

$$K M_{III} = 47000 \text{ m t.}$$

Hier sind zwei Abteilungen mit einem Mittellängsschott angenommen, da es sich aber immer nur um eine handeln wird, so erhält man für diese:

$$K M_{II20^\circ} = 17000 \quad \text{und} \quad K M_{III20^\circ} = 23000 \text{ m t},$$

was nach Tabelle II Neigungen von 16 bzw. 19° etwa entsprechen wird, wozu aber noch der Einfluß der zweiten havarierten Abteilung kommt.

b) Seitenlängsschotten. Abb. 5 b.

Ist nB die Breite der Bunker, und sehen wir zur Vereinfachung der Rechnung, die im übrigen ganz wie früher ausgeführt werden könnte, vom Einfluß der Beweglichkeit des eingedrungenen Leckwassers ab, der hier sehr gering wird, so ergibt sich die Entfernung des Leckwasserschwerpunktes S von der Mittellinie des Schiffsquerschnitts

$$S S_{III} = \frac{B}{2} - \frac{nB}{2} = \frac{B}{2} (1 - n),$$

und der Hebelarm des Kentermomentes wird

$$e f = c_{III} c \sin \alpha.$$

Da

$$c_{III} c = c_{III} S_{III} - c S_{III} = \frac{S S_{III}}{\operatorname{tg} \alpha} - c S_{III} = \frac{B}{2} \frac{(1 - n)}{\operatorname{tg} \alpha} - c S_{III},$$

wird

$$e f = \left(\frac{B}{2} \frac{(1 - n)}{\operatorname{tg} \alpha} - c S_{III} \right) \sin \alpha$$

und das Kentermoment

$$e f \cdot v = e f \cdot n B l \cdot t_w.$$

Es wird somit:

$$K M = \left(\frac{B}{2} \frac{(1 - n)}{\operatorname{tg} \alpha} - c S_{III} \right) n \cdot B \cdot l \cdot t_w \sin \alpha.$$

Auch hier wächst die Neigung mit der Zunahme des Leckwassers und erreicht wieder ihr Maximum beim Ausgleich des inneren und äußeren Wasserpiegels. Für diesen wichtigsten Zustand erhält man für $\alpha = 20^\circ$, $n = 0,2$ und bei leerem Bunker

$$K M_{II} = 26000 \text{ m t}$$

und

$$K M_{III} = 34500 \text{ m t}.$$

Die Kentermomente, die bei Havarien durch die Anwendung wasserdichter Längsschotten entstehen können, sind sehr groß, und es sind vor allem, zum Unterschied von den in Tabelle I angeführten, bleibende, die nur durch eine schnell einsetzende Gegenflutung beseitigt und wirkungslos gemacht werden können. Anderenfalls kommen die Schiffe, auch wenn sie nicht ganz umschlagen sollten, durch dieselben in die allergrößte Gefahr. Der Begriff

Kentern kann sich nicht allein auf das vollständige Umschlagen beziehen, sondern man wird ein Schiff auch als gekentert bezeichnen müssen, das aus einer starken Neigung nicht aufgerichtet werden kann und in einem solchen Zustande sind Schiffe schon häufig genug verloren gegangen durch Undichtigkeiten in der eingetauchten Seite. So ist es wohl meist mit den während des Krieges gekenterten älteren großen Kriegsschiffen gegangen, die in dieser Beziehung besonders durch die Geschützporten in der Schiffsseite gefährdet waren, zu denen aber auch noch andere kaum ganz zu vermeidende Undichtigkeiten kommen können. Den größten Einfluß üben die Mittellängsschotten aus, und man ist jetzt wohl allgemein der Ansicht, daß man sie nicht anwenden soll, und daß, wenn aus besonderen Gründen ein solches erforderlich wird, der Übertritt des Leckwassers aus der havarierten Seite nach der andern gesichert sein muß.

Auch bezüglich der Seitenlängsschotte, auf die man früher vielen Wert legte, kam man schon vor dem Kriege zu anderen Ansichten. Aus dem berechneten Beispiel ersicht man, daß die Kentermomente bei $n = 0,2$, d. h., wenn die Bunkerbreite $\frac{1}{5}$ der Schiffsbreite ausmacht, ein sehr großes Maß erreichen. Solche Verhältnisse lagen bei den gekenterten Kriegsschiffen etwa vor, und trotz einer sorgfältigen weiteren Unterteilung der seitlichen Räume widerstanden sie doch nicht dem Einfluß der Wirkung der Torpedoschüsse oder vielleicht auch der großen Sprenggeschosse. Wahrscheinlich vereinigte sich hierbei aber auch der Einfluß des Mittellängsschottes zwischen den Maschinen mit dem einer Abteilung mit Seitenschotten. Verringert man die Breite der Bunker, so nimmt das Kentermoment beträchtlich ab, aber die Sicherheit der Schiffe ist dann immer noch abhängig von dem Geschlossensein der Türen zum Entnehmen der Kohlen und von der Gegenflutung. Sind diese Türen nicht geschlossen, so tritt eine größere Gefahr ein, als wenn das Schiff querüber ganz beflutet wäre. Geht man von dem Grundsatz aus, daß die Sicherheit der Schiffe von keinerlei Maßnahmen abhängig gemacht werden darf, die versagen können, so kommt man überhaupt von der Anwendung wasserdichter Längsschotten ab, und es bliebe dann allenfalls noch die dem Doppelboden ähnliche Doppelwand, die man von oben zugänglich machen und sehr wohl zur Aufnahme von Reserveteilen und Vorräten verwenden kann, wodurch auch die Menge des einströmenden Wassers beschränkt wird, und die bei kleineren Havarien doch von großem Nutzen sein kann, im übrigen aber nicht für die allgemeine Sicherung der Schiffe in Anrechnung kommen darf.

In der Einleitung ist noch wasserdichter Decks Erwähnung getan, durch die der Menge des einströmenden Leckwassers und der Einfluß von dessen Beweglichkeit vermindert werden kann, deren Anwendung aber nur mit größter Vorsicht geschehen darf. Unter allen Umständen muß es vermieden werden, daß bei einer Havarie Leckwasser sich über und unter denselben ausbreiten kann, da hierdurch der stabilitätsvermindernde Einfluß desselben vergrößert würde. Die Anwendungsmöglichkeit wird für dieselben deshalb nur gering sein.

Im vorstehenden ist ja nur ein Beispiel zur Durchrechnung gelangt, dasselbe reicht aber auch vollständig aus, um sich, soweit es die Querstabilität betrifft, über die Vorgänge bei einer Havarie Klarheit zu verschaffen und mit Hilfe der angewandten Methode, die noch erweitert werden könnte, ist es auch möglich, die hierbei zur Wirkung kommenden Kräfte und ihre Bedeutung für die Sicherheit der Schiffe gegen das Kentern ziffernmäßig festzustellen.

Professor Flamm bemerkt noch in seinem Beitrag zur Bestimmung des kritischen Tiefgangs der Schiffe: „Es wurde sogar der Versuch gemacht, Schiffe, die nach Eintritt eines Leckes gekentert sind, als vollkommen stabil hinzustellen. Jene Entgegenhaltungen waren indes lediglich Behauptungen und entbehrten jeder Beweiskraft, zumal heute zahlreiche Erfahrungen der U-Boot-Tätigkeit oft genug gezeigt haben, daß beim Eintritt eines Lecks das Schiff kenterte, bevor es senkrecht wegsank, daß also die Leckstabilität nicht außer acht gelassen werden kann.“ Inwieweit der Zweifel an der Richtigkeit der Entgegenhaltungen zutrifft, mag hier unerörtert bleiben, daß aber auch einmal ein Schiff, das als unsinkbar bezeichnet werden mußte, beim Zusammentreffen einer Reihe ungünstiger Verhältnisse kentert, kann man sich wohl vorstellen. Auf einige eigentlich unkontrollierbare Einflüsse ist ja schon hingewiesen, es können aber noch andere hinzukommen, wie Unachtsamkeit bei der Stauung der Güter, bewegte See, stürmisches Wetter, unsachgemäßes Verhalten der Führung des Schiffes und dergleichen. Alles das könnte auch durch den kritischen Tiefgang nicht ausgeschaltet werden, und schließlich sind doch auch Handelsschiffe gegen die Verwüstungen von Torpedoschüssen, womöglich von zweien derselben, nicht gesichert. Die Vorschriften haben zweifellos auf die Querstabilität Rücksicht genommen, ist das doch ein wichtiger Teil ihres Zweckes, und im Kriege sind gewiß große Erfahrungen gemacht worden, die aber von den maßgebenden Behörden nicht allgemein bekannt

gegeben sind. Es mag deshalb nur angeführt sein, was ein am U-Boot-Krieg seit Beginn desselben beteiligter Seeoffizier auf Befragen hierüber äußerte.

„Handelsschiffe wären immer nur über den Bug oder das Heck gesunken, gekentert wären sie seiner Erfahrung nach niemals. Gekentert seien nur ältere Kriegsschiffe, und zwar wegen ihrer Mittel- und Seitenlängschotten.“

Kriegsschiffe werden aber nicht nach den Vorschriften der Handelsschiffe gebaut, wenngleich man ihre Sicherheit nicht geringer einschätzen darf. Hat dieser Seeoffizier auch nicht von allen Havarien Kenntnis bekommen, so sind ihm doch gewiß auch die Erfahrungen einer Anzahl seiner Kameraden bekannt geworden, und so wäre seine Äußerung doch ein glänzendes Zeugnis für die Sicherheit der wahrscheinlich meist noch nach den älteren Vorschriften gebauten Handelsschiffe gegen das Kentern, und dieselbe wird in den neuen Vorschriften nicht weniger bedacht sein.

Von Interesse wird es doch noch sein, zu erfahren, was es mit der Flammschen Formel für den kritischen Tiefgang auf sich hat. Sie lautet:

$$T = B \sqrt{\frac{L \cdot \alpha - 1}{6 L \delta \cdot \beta}}$$

und es bezeichnet T den Tiefgang, B die Breite, α den Völligkeitsgrad der Wasserlinie, δ den der Verdrängung, β des Nullspantes und l die Länge der havariierten Abteilungen des Schiffes.

Nach ihr soll man den Tiefgang bemessen, damit das havarierte Schiff dieselbe Anfangsstabilität bekommt, wie das intakte sie hatte. Daß es gar nicht nötig, meist sogar nachteilig ist, diese Forderung zu erfüllen, ist ja schon eingehend ausgeführt, überdies wird man auch derselben gar nicht immer entsprechen können, da man über den Tiefgang keineswegs immer frei verfügen kann. Um die Bedeutung der Formel zu erkennen, braucht man nicht auf die etwas umständliche Entwicklung derselben einzugehen, ein ganz ähnlicher, ja gleicher Wert ergibt sich aus unserer Ausgangsgleichung:

$$St_1 = St - \left(\frac{l B^3}{12} - v \cdot c S \right) \sin \alpha \gamma, \text{ nach der } v \cdot c S = \frac{l B^3}{12}$$

sein muß, wenn die Leckstabilität St_1 gleich der Stabilität des Schiffes im unbeschädigten Zustand sein soll. Sind die Abteilungen vollgelaufen, so erhält man nach Gleichung 2

$$t_{\max} = \frac{B \cdot l \cdot T}{WL - B \cdot l}$$

und wenn man $W L$, den Inhalt der Wasserlinie, gleich $B \cdot L \cdot \alpha$ setzt,

$$t_{\max} = \frac{B l T}{B \cdot L \cdot \alpha - B \cdot l}$$

Nach Gleichung 3 wird dann $v_{\max} = B l (T + t_{\max})$ und nach Gleichung 4

$$\begin{aligned} v_{\max} cS &= B \cdot l (T + t_{\max}) \frac{T}{2} \\ &= B \cdot l \left(T + \frac{l T}{L \cdot \alpha - l} \right) \frac{T}{2} \\ &= \frac{B \cdot l \cdot T^2}{2} \left(1 + \frac{l}{L \cdot \alpha - l} \right). \end{aligned}$$

Ist dann $\frac{l \cdot B^3}{12} = v_{\max} cS = \frac{B \cdot l \cdot T^2}{2} \left(1 + \frac{l}{L \cdot \alpha - l} \right),$

so wird $T = \sqrt[3]{\frac{B}{6 \left(1 + \frac{l}{L \cdot \alpha - l} \right)}} = B \sqrt[3]{\frac{L \cdot \alpha - l}{6 L}}.$

Werden 20 % Abzüge gerechnet, so ergibt sich in derselben Weise unter Anwendung der Gleichungen 2 a, 3 a und 4 a

$$T = B \sqrt[3]{\frac{L \cdot \alpha - 0,8 l}{6 L \cdot \alpha}}.$$

Hierbei bedeutet T den Abstand des Doppelbodens von der normalen Wasserlinie und deshalb fällt β aus. Auch δ kommt bei der angenommenen Form des Schiffes, die auch tatsächlich vorhanden ist, nicht in Betracht. Ob δ überhaupt die Bedeutung hat, die ihm in der Flammschen Formel zugewiesen ist, mag unerörtert bleiben, für unseren Spezialfall würde das nicht der Fall sein.

Die Gleichung sagt uns nur, daß, wenn T den durch sie gestellten Bedingungen genügt, die Leckstabilität der Stabilität des normalen Zustandes gleich ist, und die Behandlung des ganzen Problems hat gezeigt, daß man l nicht beliebig vergrößern kann. Der sogenannte kritische Tiefgang kann niemals die Grundlage für die Herstellung der Sicherheit gegen das Kentern sein, und nicht einmal für den Endzustand der Havarie, auf den allein er Bezug nimmt, kommt ihm eine Bedeutung zu. Betont muß aber noch einmal werden, daß nicht in der Regelung des Endzustandes der Havarie die Hauptschwierigkeit der Aufgabe liegt, denn die ist verhältnismäßig einfach, und es liegen Erfahrungen genug vor, mit welchem Minimum von Freibord und Anfangsstabilität ein Schiff zur Not noch fahren und geborgen werden kann. Erforderlichenfalls kann hier auch durch die Beflutung des Doppelbodens nachgeholfen werden. Viel verwickelter sind die Verhältnisse im Beginn des Vorgangs, das geht aus allen Ergebnissen dieser Untersuchungen her-

vor, und ihnen besonders muß deshalb die allergrößte Sorgfalt zugewendet werden. — Ich bin kein Anwalt der Vorschriften für die Unsinkbarkeit der Schiffe und war an deren Aufstellung nicht beteiligt. Lediglich das Interesse an der Sache, und weil seit Jahren von einer bekannten Stelle mit Schrift und Wort der Wunsch nach Berücksichtigung des kritischen Tiefgangs zum Ausdruck gebracht wurde und auch wiederkehrte, nachdem Herr Ingenieur Wittmak in einem Beitrag zum Jahrbuch 1917 der Schiffbautechnischen Gesellschaft die Meinungen zu klären versucht hatte, gab mir Veranlassung zu diesen eingehenderen Untersuchungen. Schon beim Untergang des Panzerschiffs Großer Kurfürst lernte ich den nachteiligen Einfluß der Beweglichkeit des Leckwassers und die schlimmen Folgen offengelassener wasserdichter Verschlüsse und Seitenfenster kennen, und bald nachher hatte ich als Dirigent des Dockbetriebs der Kaiserlichen Werft zu Kiel Gelegenheit, beim Gebrauch unsachgemäß gebauter schwimmender, versenkbarer Verschlusstore für Hellinge, mich von der Wirkung des eingelassenen Wassers persönlich zu überzeugen und dieselbe zu studieren. Diese Wirkung war bei der Konstruktion der recht hohen Tore unberücksichtigt geblieben, so daß dieselben bei der Versenkung vor dem Hellingeingang mit Taljen festgehalten werden mußten, damit sie nicht kenterten, und so ereignete es sich einmal, als eine der Taljen bei etwas Seegang aushakte, daß das Ponton heftig umschlug und meine Leute an Deck in großem Bogen in den Kieler Hafen geschleudert wurden. Das gab mir Veranlassung, den Einfluß freien Wassers im Schiff ziffernmäßig festzustellen und das Ergebnis in einem Aufsatz zu veröffentlichen. Vgl. Rudloff, Marine-Ingenieur, „Verschlußpontons für Hafenanlagen“. Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, Jahrgang 1883. Heft 11.

A n h a n g.

Bei der Ermittlung der Stabilitätsmomente für größere Neigungen war darauf hingewiesen, daß bei Spanten von Dreiecksform eine ähnliche oder noch größere Steigerung der metazentrischen Höhe mit zunehmenden Neigungswinkeln stattfände, wie bei solchen von rechteckiger Form. Da Dreiecksquerschnitte bei der Ausgestaltung der Schiffsformen eine bedeutsame Rolle spielen, ist es von Wert, auf diesen Einfluß näher einzugehen. Hierbei denken wir uns wieder eine Verdrängungsschicht von geringer Dicke, für welche man die Untersuchung auf den Querschnitt beschränken kann. Aus der Be-

dingung, daß die Verdrängung bei der Neigung gleich bleiben soll, die Wasserlinien also immer flächengleiche Dreiecke abschneiden müssen, ergibt sich, daß die Wasserlinie eine Hyperbel einhüllen, da die Tangenten an diese Kurve immer Dreiecke gleichen Inhalts zwischen den Asymptoten abschneiden. Da ferner das zwischen den Asymptoten liegende Stück der Tangente im Berührungspunkt $F_{1,\alpha}$ (Abb. 6) halbiert wird, folgt, daß auch die Schwerpunktskurve $FF\alpha$ der Dreiecke eine Hyperbel ist. Denn F_α liegt auf $F_{1,\alpha}O$ und das Verhältnis $OF_\alpha : OF_{1,\alpha}$ ist immer dasselbe wie $OF : OF_1 = 2 : 3$, so daß die Koordinaten xy der F -Kurve immer in demselben Verhältnis zu denen der F_1 -Kurve, x_1y_1 , stehen, nämlich wie $2 : 3$, beide Kurven somit geometrisch ähnlich sind. Ist B die Breite in der Wasserlinie und β der Winkel an der Spitze des Dreiecks, so sind die Achsen der Hüllkurve $\frac{B}{2}$ und $\frac{B}{2 \operatorname{tg} \frac{\beta}{2}}$, und die der Dreiecksschwerpunktskurve $\frac{2}{3} \frac{B}{2}$ und $\frac{2}{3} \frac{B}{2 \operatorname{tg} \frac{\beta}{2}}$. Bezeichnen wir letztere mit b und a , so ergibt sich aus der Abb. 6, da für die Neigung α der

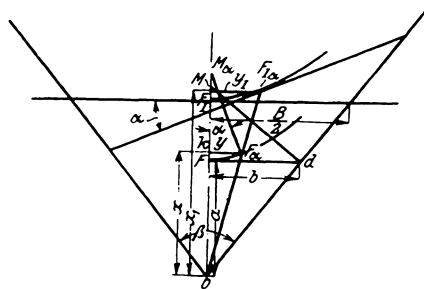


Abb. 6.

Schnittpunkt der Auftriebsrichtung durch F_α mit der Mittellinie des Dreiecks unter M_α ist:

$$FM_\alpha = x - a + M_\alpha k.$$

Da $M_\alpha k$ als Subnormale der Hyperbel gleich $\frac{b^2}{a^2} x$ ist, erhält man

$$FM_\alpha = x \left(1 + \frac{b^2}{a^2} \right) - a.$$

Aus der Abbildung ergibt sich weiter $\operatorname{tg} \alpha = \frac{y}{M_\alpha k}$ und aus der Gleichung der Hyperbel

$$\frac{x^2}{a^2} - \frac{y^2}{b^2} = 1, \text{ folgt } y = b \sqrt{\frac{x^2}{a^2} - 1},$$

so daß
$$\operatorname{tg} \alpha = b \frac{\sqrt{x^2 - 1}}{\frac{a^2}{b^2} x} = \frac{a^2}{bx} \sqrt{\frac{x^2}{a^2} - 1}$$

und
$$\operatorname{tg}^2 \alpha = \frac{a^4}{b^2 x^2} \left(\frac{x^2}{a^2} - 1 \right) = \frac{a^2}{b^2} - \frac{a^4}{b^2 x^2}$$

wird. Hieraus folgt
$$\frac{a^4}{b^2 x^2} = \frac{a^2}{b^2} - \operatorname{tg}^2 \alpha,$$

$$x^2 = \frac{a^4}{b^2 \left(\frac{a^2}{b^2} - \operatorname{tg}^2 \alpha \right)}$$

$$x = \frac{a^2}{\sqrt{a^2 - b^2 \operatorname{tg}^2 \alpha}}$$

und somit nach 1:

$$F M_\alpha = \frac{a^2}{\sqrt{a^2 - b^2 \operatorname{tg}^2 \alpha}} \left(1 + \frac{b^2}{a^2} \right) - a$$

$$= \frac{a^2 + b^2}{\sqrt{a^2 - b^2 \operatorname{tg}^2 \alpha}} - a. \quad (2)$$

Für $\alpha = 0$ wird $F M_\alpha = F M = \frac{b^2}{a}$, das ist der Krümmungsmittelpunkt im Scheitel F der Hyperbel, wie ja auch ganz allgemein das Metazentrum der Krümmungsmittelpunkt im Scheitel der Verdrängungsschwerpunktskurve ist. Der Wert für FM ergibt sich auch aus der allgemeinen Gleichung

$$F M = \frac{B^3}{12V} \text{ wenn man } V = \frac{B}{2} \cdot \frac{B}{2 \operatorname{tg} \frac{\beta}{2}} \quad B = 2 \cdot \frac{2}{3} b \text{ und } a = \frac{B}{2 \operatorname{tg} \frac{\beta}{2}} \text{ setzt.}$$

Da b die mittlere Proportionale zu MF und a ist, erhält man M als Schnittpunkt der Senkrechten in d zu dO mit der Mittellinie des Dreiecks.

Weichen die Spanten im unteren Teil von der Dreiecksform ab, wie das meist der Fall ist, so verschiebt sich der Schwerpunkt F nach oben oder nach unten, je nachdem die Änderung hinter dem Dreieck zurückbleibt oder über dasselbe hinausgreift, die Schwerpunktskurve bleibt aber nach wie vor eine Hyperbel, solange nur der unveränderte Teil des Dreiecks bei der Neigung zur Geltung kommt. Die Verschiebungsmomente der ein- und auftauchenden Keilstücke bleiben dann dieselben, die Koordinaten der Schwerpunktskurven behalten auch hier für alle Neigungen dasselbe Verhältnis zu einander und werden nur größer oder kleiner, je nachdem V kleiner oder größer geworden ist.

Auch das Verhältnis der Achsen zu einander bleibt unverändert dasselbe, nur ihre Größe ändert sich und damit $MF = \frac{b^2}{a}$. Wird V kleiner, so wachsen die Achsen und damit auch MF , wird V größer, so nimmt MF ab, die Achsen sind dann kleiner geworden. Aus der Gleichung 2 für FM_α und $FM = \frac{b^2}{a}$ ergibt sich das Maß für das Anwachsen von FM_α

$$\frac{FM_\alpha}{FM} = \frac{a}{b^2} \left(\frac{a^2 + b^2}{\sqrt{a^2 - b^2 \operatorname{tg}^2 \alpha}} - a \right).$$

Setzt man $\frac{b}{a} = \operatorname{tg} \frac{\beta}{2} = n$ $b = n a$, so ergibt sich

$$\frac{FM_\alpha}{FM} = \frac{a}{n^2 a^2} \left(\frac{a^2 + a^2 n^2}{\sqrt{a^2 - a^2 n^2 \operatorname{tg}^2 \alpha}} - a \right) = \frac{1}{n^2} \left(\frac{1 + n^2}{\sqrt{1 - n^2 \operatorname{tg}^2 \alpha}} - 1 \right),$$

während für den achteckigen Querschnitt $\frac{FM_\alpha}{FM} = 1 + \frac{\operatorname{tg}^2 \alpha}{2}$ war.

Für $\beta = 90^\circ$ wird $\frac{b}{a} = 1$, und man erhält für $\alpha = 20^\circ$ $\frac{FM_\alpha}{FM} = 1,15$.

Für $\beta = 60^\circ$ und $\alpha = 20^\circ$ ergibt sich $\frac{FM_\alpha}{FM} = 1,12$, während für rechteckige Spanten und $\alpha = 20^\circ$ $\frac{FM_\alpha}{FM} = 1,066$ wird. FM_α wächst also beim Dreiecksquerschnitt für größere β in einem beträchtlich höheren Maße.

Kommt man auf die Zeichnungen von „Vaterland“ zurück, so findet man, daß das Vorschiff, soweit es sich um die für unsere Aufgabe wichtigen Neigungswinkel handelt, von der Dreiecksform beherrscht wird. Der Ausfall der Spanten ist in der Mitte des Vorschiffs am größten, und β beträgt hier etwa 25° . Daraus ergibt sich bei 20° Neigung $\frac{FM_\alpha}{FM} = 1,08$ und für $\alpha = 10^\circ$ $1,017$ gegen $1,066$ und $1,015$ bei rechteckigem Querschnitt. Der Unterschied ist hier ja nicht groß, dient aber immerhin mit dem Ausfall der Spanten im Heck in einem gewissen Maße zum Ausgleich des geringeren Einflusses des Hinterschiffs auf das Anwachsen von FM .

Eine weitere Annahme ist bei unseren früheren Berechnungen gemacht worden, die ebenfalls noch auf ihre Zulässigkeit zu prüfen sein wird. Es ist das die Voraussetzung, daß der durch die Tiefertauchung hinzu kommende Auftrieb in der Vertikalen durch den Schwerpunkt der Verdrängungsver-

größerungen wirkt, und es war schon bemerkt, daß das wohl zutrifft, wenn alle Spanten in der Wasserlinie vertikale gerade Linien bilden, dies aber nur selten der Fall ist, und auch in dieser Beziehung hauptsächlich die Dreiecksform zur Geltung kommt. Der Punkt, durch den bei anderen Spantformen die Auftriebsvergrößerung wirkt, war als Differentialmetazentrum bezeichnet worden, und es soll diese Bezeichnung auch hier weiter beibehalten werden. obgleich sie meist nur für eine unendlich kleine Tiefertauchung angewendet wird. Ist in Abb. 7 $d e g h$ der Verdrängungszuwachs in der aufrechten Lage. $i k l n$ der bei der Neigung α und v der Flächeninhalt desselben, sind f und f_1 die zugehörigen Schwerpunkte, ist ferner p die Mitte von $i k$, so liegt auf $p O$ sowohl der Schwerpunkt F_α des Dreiecks $l n O = h g O$, dessen Inhalt V sei, als auch der $F_{1\alpha}$ des Dreiecks $i k O = d e O$ vom Inhalt $V + v$. Somit muß auch f_α auf $p O$ liegen.

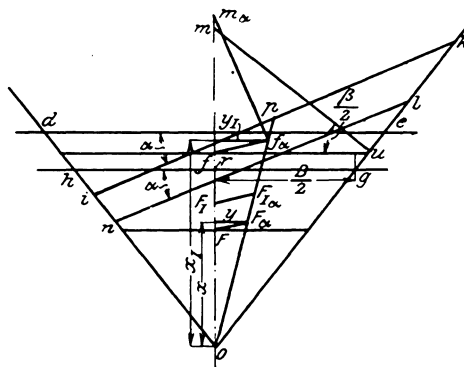


Abb. 7.

Da ferner $v \cdot f_\alpha F_{1\alpha} = V \cdot F_\alpha F_{1\alpha}$, so ergibt sich $f_\alpha F_{1\alpha} : F_\alpha F_{1\alpha} = V : v$. Sind ferner F und F_1 die Schwerpunkte von V und $V + v$ bei aufrechter Lage, so wird $v f F_1 = V \cdot F F_1$, also $f F_1 : F F_1 = V : v$, und somit $f F_1 : F F_1 = f_\alpha F_{1\alpha} : F_\alpha F_{1\alpha}$, hieraus ergibt sich, daß $f f_\alpha$, $F_1 F_{1\alpha}$ und $F F_\alpha$ parallel sind und $O F_\alpha : O f_\alpha = O F : O f$.

Sind $x y$ die Koordinaten von F_α und $x_1 y_1$ die von f_α , so folgt weiter

$$O F_\alpha : o f_\alpha = O F : o f = x : x_1 = y : y_1;$$

es stehen also auch hier die Koordinaten von F_α und f_α immer in demselben Verhältnis zu einander, und da die F_α -Kurve eine Hyperbel ist, muß auch die

von f_α eine Hyperbel sein, deren Achsen $f u$ und $f O = \frac{f u}{\text{tg } \frac{\beta}{2}}$ sind.

Hiernach ergibt sich die Lage des Differentialmetazentrums m für eine unendlich kleine Neigung

$$m f = \frac{f u^2}{f u} = f u \cdot \operatorname{tg} \frac{\beta}{2}.$$

$$\text{Für } h g = B \text{ wird } f u = \left(\frac{B}{2} + f r \operatorname{tg} \frac{\beta}{2} \right).$$

Setzt man $f r$ gleich der Hälfte der Tiefentauchung t , was einen nur ganz geringen Unterschied für $m f$ ergibt, so entsteht

$$m f = \left(\frac{B}{2} + \frac{t}{2} \operatorname{tg} \frac{\beta}{2} \right) \operatorname{tg} \frac{\beta}{2} \text{ und für } t \text{ unendlich klein, } m f = \frac{B}{2} \operatorname{tg} \frac{\beta}{2}.$$

Auch hier wird m der Schnittpunkt der Senkrechten durch u zu $u O$ mit der Mittellinie des Dreiecks. Fallen die Spanten nach oben ein, so liegt m um den entsprechenden Wert unter f . Für das am meisten ausfallende Spant im Vorschiff von „Vaterland“ war $\beta \approx 25^\circ$ und $\operatorname{tg} \frac{\beta}{2} \approx 0,2^\circ$, während B an dieser Stelle etwa 18 m beträgt.

Man erhält deshalb für $t = 1,85$, das ist t_{\max} der Tiefertauchung im Fall II der Tabelle I,

$$m f = (9 + 0,925 \cdot 0,2) 0,2 = 1,837 \text{ m.}$$

Für t unendlich klein würde $m f = 1,8$ m.

Man sieht, daß der Unterschied gegen die Annahme der Auftriebszuwachs wirke durch den Schwerpunkt f des Volumenzuwachses, sehr beträchtlich wird, obgleich β nicht sehr groß ist. Bei den Formen des „Vaterland“ kommt derselbe jedoch nur an einer beschränkten Stelle im Vorschiff in diesem Maße zur Geltung und nimmt nach dem Steven zu und zum Anschluß an das Mittelschiff sehr ab, wo er in beiden Fällen 0 wird. Da auch im Heck ähnliche Verhältnisse stattfinden, ergibt sich immerhin eine etwas größere Anfangsstabilität für die früher berechneten Beispiele, außerdem wird aber auch m, f die Stabilitätsmomente für größere Neigungen günstig beeinflussen und das geringere Anwachsen von F, M im Hinterschiff zu einem Teil ausgleichen.

Schon die gewählte Lösung für die hier bearbeitete Aufgabe zeigt den Wert der Geometrie des Schiffes, die schließlich doch nur eine, nicht einmal sehr mühevoll Anwendung der auf den Hochschulen eingehend gelehrt analytischen Geometrie ist.

Kann man auch die aus den Linien des Schiffes für den ganzen Umfang der Stabilität durch mechanische Integration ermittelten Stabilitätskurven nicht entbehren, reicht die analytische Behandlung auch nicht für alle Fälle aus, so gewährt sie doch andererseits, wie schon früher bemerkt, einen Einblick in die Bedeutung vieler Einzelheiten der Schiffsformen, die man aus jenen Stabilitätskurven nicht erlangen kann. Mit ihrer Hilfe können zahlreiche nützliche Annäherungswerte ermittelt werden und sie fördert die Erkenntnis und Entschlußfähigkeit bei vielen Vorkommnissen, bei denen die Stabilitätskurven nicht zur Verfügung stehen oder nicht erst befragt werden können.

Nur zu abstrakt, zu theoretisch darf sie nicht behandelt werden, aus ziffernmäßigen Beispielen erkennt man meist erst so recht ihren Wert.

XIII. Stabilitäts-Theorie und ihre praktische Bedeutung, ein neuzeitiger kritischer Beitrag zur Stabilitätsfrage von Seeschiffen.

Vorgetragen von Dr.-Ing. Gustav Wrobbel, Hamburg.

Übersicht.

Einleitung. Die bisherige Bedeutung der Stabilität in der öffentlichen Meinung. Grund der vorliegenden Untersuchungen.

1. Stabilitätsbegriff.
2. Formstabilität und Gewichts-Stabilität.
3. Erforderliche Stabilitäts-Eigenschaften.
4. Stabilität von Frachtdampfern, Passagierdampfern und neuzeitigen Aufbautenschiffen.
5. Stabilität bei Neigungen.
6. Beurteilung und Messung der Stabilität für die aufrechte und geneigte Lage.
Die metazentrische Höhe der aufrechten Lage.
Die dynamische Wegstrecke.
Die metazentrischen Höhen für Neigungen [(MG)_g-Werte].
7. Die Stabilitätsfrage und die Reedereien.
8. Die Leckstabilität und ihre Sicherung durch behördliche Vorschriften.
9. Neuzeitige Konstruktionen zur Erhöhung der Stabilität.
Kreuzerhecks.
„Formstabile“ Schiffskörper.

Schluß.

Die Bedeutung der Stabilität ist früher vielfach unterschätzt worden; erst die neuzeitige Entwicklung des Schiffbaues hat sie mehr in den Vordergrund gerückt. Besonderen Anlaß hierzu boten eine Reihe von Schiffskatastrophen, bei deren Ursachen-Ergründung die Stabilitätsfrage in ausgedehntem Maße erörtert wurde.

Die Ansichten über die praktische Bedeutung der Stabilität von Schiffen sind geteilt. Da es nun z. Zt. eine unserer Hauptaufgaben ist, mit

ganzen Kräften an den Wiederaufbau unserer Handelsflotte heran zu treten, da die wirtschaftliche Not des deutschen Volkes mehr denn je fordert, alle zur Verfügung stehenden und nur erdenkbaren Mittel, seien sie auch noch so gering, zur Erhöhung des deutschen Wirtschaftsgütegrades restlos auszunutzen, sollen in der vorliegenden Arbeit folgende Fragen untersucht werden:

Welche Bedeutung hat die Stabilität überhaupt? Ist es lediglich eine Theorie der Konstrukteure, und kann der Seemann sie im praktischen Betriebe vernachlässigen?

Welche Rolle spielt die Stabilität bei der Wirtschaftlichkeit der Schiffe? Ist es möglich, durch entsprechende Beeinflussung der Stabilität den Wirtschaftsgütegrad der Schiffe zu erhöhen?

Stabilitätsbegriff.

Unter Stabilität eines Schiffes versteht man im allgemeinen die Querstabilität, d. h. die Fähigkeit des aufrecht schwimmenden Schiffes, sich einer Neigung um seine Längsachse zu widersetzen und, falls es in eine geneigte Lage gebracht ist, sich selbst wieder aufzurichten.

Formstabilität und Gewichtsstabilität.

Bekanntlich hängt die Stabilität eines Schiffes ab von der Form des Schiffes, d. h. von der Linienführung des Schiffsrumpfes, und der Verteilung der Gewichte, d. h. von der Bauart, der inneren Einrichtung und der Stauung des Schiffes. Man unterscheidet hiernach zwischen Formstabilität und Gewichtsstabilität, ohne dabei an zwei verschiedene Stabilitäten zu denken, denn sie beide ergeben zusammen erst die eigentliche Stabilität eines Schiffes, deren übliches Maß für die aufrechte Lage die metazentrische Höhe MG ist. Wenn im folgenden daher von Formstabilität und Gewichtsstabilität gesprochen wird, so sind hierunter jeweilig Formeinfluß, bezw. Gewichtseinfluß zu verstehen.

In Abb. 1 werden die Größen MF , MF_g und MK bedingt durch die Form, die Größe GK durch die Gewichtsverteilung. Die Größe MG , für geringe Neigungen gemessen das übliche Stabilitätsmaß der aufrechten Lage, wird bedingt durch Form und Gewicht.

Das stete Auseinanderhalten der Beeinflussungen der Stabilität durch

Form und Gewicht trägt, wie die folgenden Ausführungen zeigen, bedeutend zum Verständnis der Stabilität bei.

Inwieweit haben nun Formstabilität einerseits und Gewichtsstabilität andererseits ihren Anteil an der eigentlichen Stabilität eines Schiffes, und welcher von beiden Faktoren ist als der ausschlaggebendere anzusehen?

Ist die Linienführung eines Schiffes festgelegt, so ist damit auch die Formstabilität für alle in Frage kommenden Fälle eindeutig bestimmt. Die Möglichkeit, die Stabilität zu beeinflussen, besteht daher alsdann nur noch in der Veränderung der Gewichtsstabilität. Dies kann geschehen durch Veränderung im Ausbau des Schiffes, in der Stauung der Betriebsstoffe und der Ladung, oder durch Beballastung.

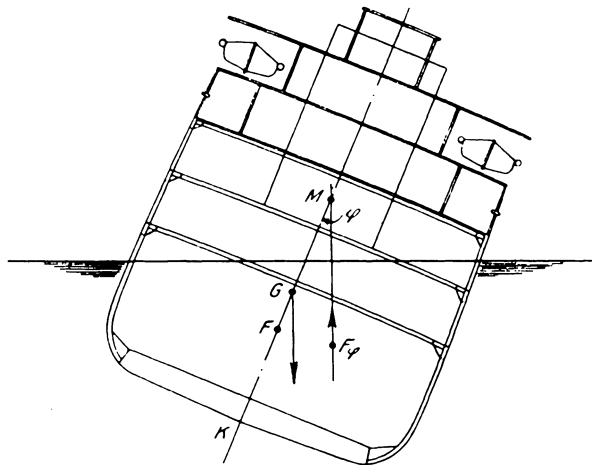


Abb. 1.

Der Konstrukteur muß also beim Entwurf eines Schiffes schon in der Festlegung der äußeren Abmessungen die Stabilität berücksichtigen und durch geeignete Art der Linienführung eine Formstabilität zu erzielen suchen, die im Verein mit der durch die Bauart des Schiffes bedingten Gewichtsstabilität dem Schiffe die gewünschten Eigenschaften gibt.

Welche Freiheiten dem Konstrukteur in dieser Beziehung selbst nach Festlegung bestimmter Abmessungen und einzuhaltender Kontraktbedingungen verbleiben, ergibt treffend die in Abb. 2 veranschaulichte Gegen-

Formvergleich gebauter Frachtdampfer gleicher Abmessungen.

- Länge zwischen den Loten: 121,40 m
- Breite auf Spanten: 16,00 m
- Seitenhöhe bis Hauptteil: 10,67 m

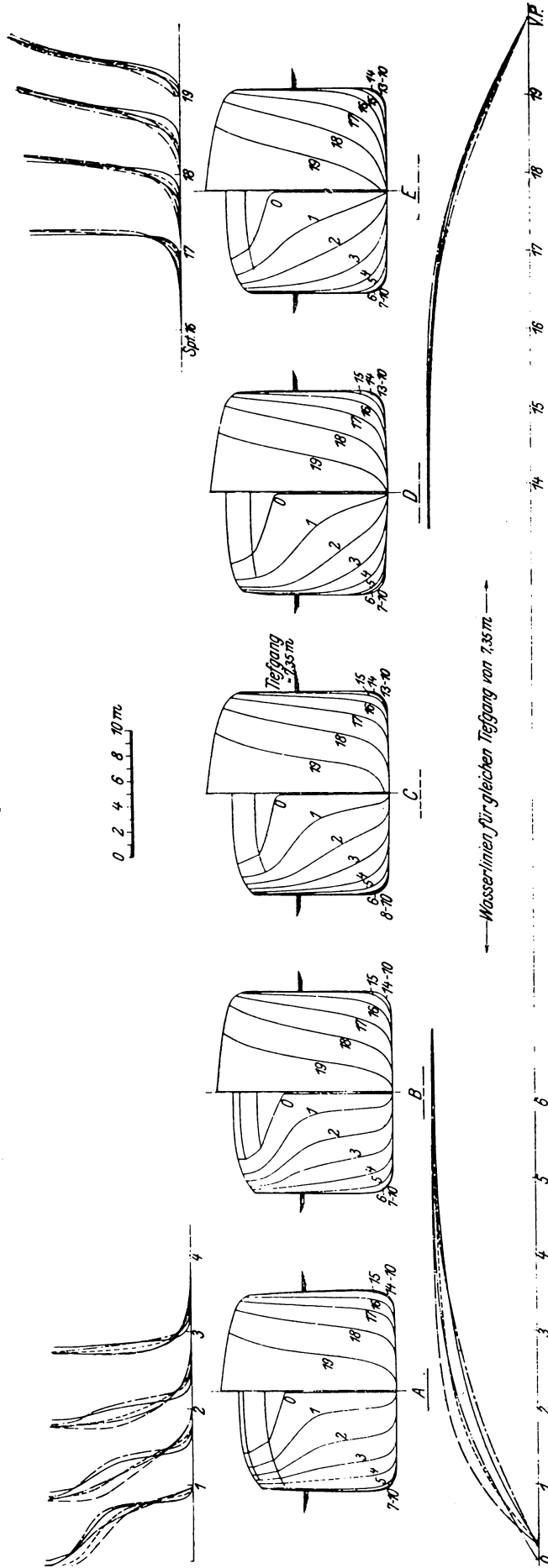


Abb. 2.

überstellung der Spantenrisse und Wasserlinien von 5 praktisch ausgeführten, auf 5 verschiedenen Werften erbauten Schiffen gleichen Typs, von denen sich Schiff E allerdings dadurch unterscheidet, daß es als Zweischraubenschiff gebaut ist, was aber die Linienführung des Vorschiffes nicht beeinflussen dürfte.

Die Gegenüberstellung zeigt deutlich den individuellen Geschmack der verschiedenen Konstrukteure. Während Schiff A ausgesprochene Sackspantenform aufweist, besitzt Schiff E sehr scharfe Spanten. Von A nach E gehend, findet man einen allmählichen Übergang aus der Sackspantenform in die scharfe Spantenform. Besonders interessant ist die Zu-

Der Einfluß der Schiffsförm auf die Stabilität.

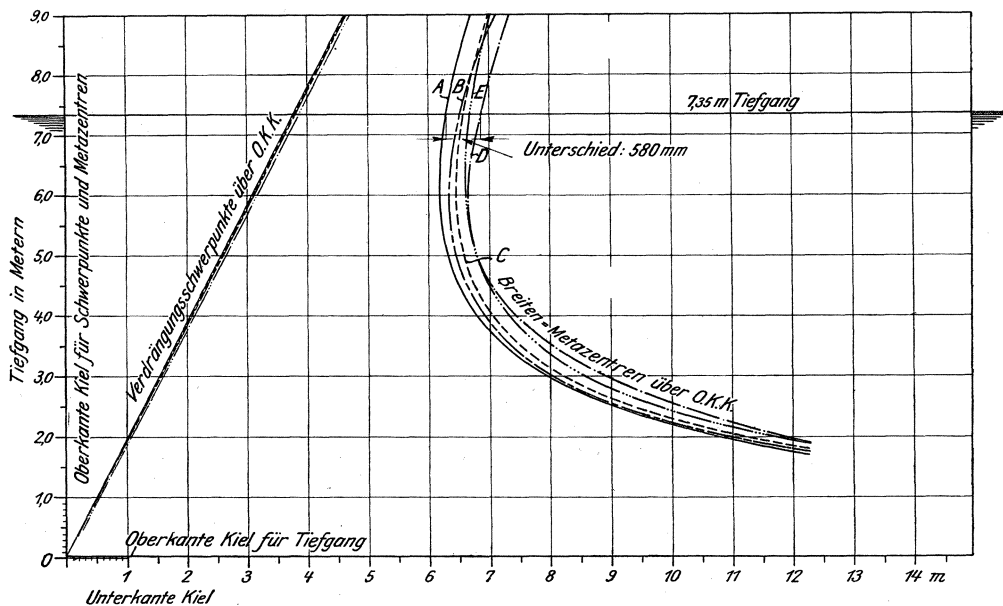


Abb. 3.

sammenstellung der einzelnen sich entsprechenden Spanten und der für einen gleichen Tiefgang von 7,35 m gezeichneten Wasserlinien. Da es sich bei sämtlichen 5 Schiffen um den gleichen Typ handelt, dürfte eine Untersuchung des Einflusses dieser verschiedenartigen Linienführung auf den praktischen Betrieb, die Geschwindigkeit, die Rentabilität usw. sicherlich von Interesse und ebenso eine Untersuchung des verschiedenartigen Einflusses auf den individuellen Verlauf der Schottkurven von Bedeutung sein. Es soll dies einer späteren Arbeit vorbehalten werden. Im Augenblick ist im Rahmen dieses Vortrages lediglich beachtenswert die Beeinflussung

der Formstabilität, die in Abb. 3 wiedergegeben ist, und die zeigt, welche vielseitigen Möglichkeiten in der Veränderung der Formstabilität dem Konstrukteur trotz festliegender Hauptabmessungen des Schiffes und trotz vorgeschriebener Kontraktbedingungen gegeben sind. Die M-Kurven weisen zwischen Schiff A und D für 7,35 m Tiefgang einen Unterschied von 580 mm auf. So ließen sich noch eine ganze Reihe von Beispielen auf verschiedenen Werften erbauter Schwesterschiffe aufführen, deren Formstabilität und damit auch Gesamtstabilität völlig von einander verschieden sind.

Hieraus ergibt sich mit großer Deutlichkeit, wie vorsichtig der Konstrukteur bei der Zugrundelegung von Stabilitätswerten ähnlicher Schiffe für neue Schiffsentwürfe vorgehen muß, für den Fall, daß die Linien seiner Vorbilder ihm nicht bekannt sind.

Erforderliche Stabilitäts-Eigenschaften.

Welche Forderungen dürfen nun berechtigter Weise an ein Schiff bezüglich seiner Stabilitäts-Eigenschaften gestellt werden?

Zu berücksichtigen ist hierbei das Verhalten der Schiffe im Hafen und auf See sowie im Falle eines Lecks.

Von einem im Hafen liegenden Schiff muß man verlangen, daß seine Eigenschaften den Verhol-, Lösch- und Ladebetrieb ohne besondere Schwierigkeiten sicherstellen. Das Schiff muß sich in leerem Zustande, unter Zuhilfenahme der zur Verfügung stehenden Beballastung, gut und sicher verholen und docken lassen. Während des Lösch- und Ladebetriebes muß es stabil genug sein, da das Überfallen von einer Seite auf die andere den Ladebetrieb und die Bearbeitung durch das Personal ungemein erschwert. Das Gleiche gilt für das Verhalten unstabiler Schiffe beim Ruderlegen bzw. beim Geschlepptwerden und bei einseitiger Belastung durch Passagiere.

Zu berücksichtigen ist ferner die durch Schlagseite hervorgerufene Tiefgangs-Vergrößerung, die gegebenen Falles das erforderliche Durchfahren seichter Gewässer, beispielsweise das Überfahren von Flußmündungen vorgelagerten Barren, gänzlich in Frage stellen kann. So beträgt bei einem Schiff von 75 Fuß Breite bei einer Schlagseite von 5 Grad die entstehende Tiefgangs-Vergrößerung bereits 1 Fuß, bei einer Schlagseite von 10 Grad 3 Fuß.

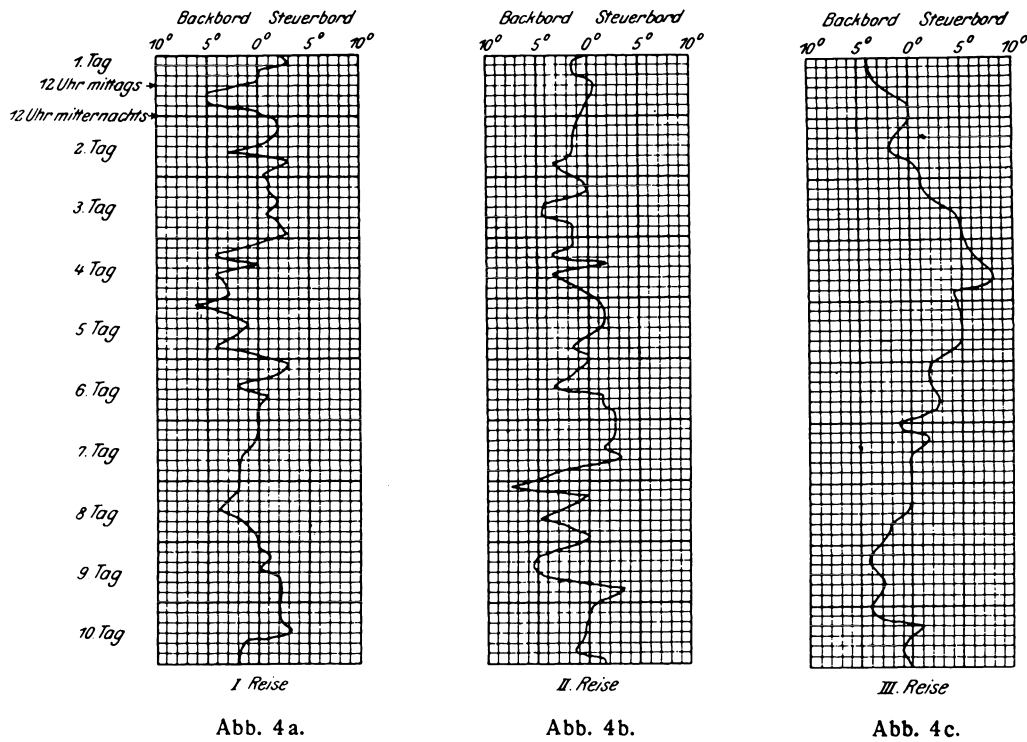
Auf die Passagiere wirken Schlagseiten beunruhigend; sie untergraben bei Laien das Vertrauen in die Sicherheit des Schiffes.

Auf See muß das Schiff den vereinigten Einwirkungen von Wind und Wellen gewachsen sein.

Für den Fall des Lecks muß genügend Stabilität vorhanden sein, um das Schiff vor dem Kentern zu bewahren.

Wie sich ungenügende Stabilität während des Betriebes bemerkbar machen kann, zeigen die in Abb. 4 a bis c wiedergegebenen Ausschnitte aus Reise-Diagrammen eines Fracht- und Passagierdampfers.

Schlagseiten eines unstabilen Fracht- und Passagierdampfers während drei verschiedener Reisen.



Zum Grundsatz sollte erhoben werden, daß Schiffe mit den ihnen normaler Weise im Doppelboden zur Verfügung stehenden Ballastmengen gut und sicher bearbeitet werden können. Immerhin weist die Praxis aber Fälle auf, in denen dies nicht möglich ist, und in denen man durch Einbau großer Tieftanks, durch Einbau von Festballast, oder aber

durch nachträgliche, die Formstabilität vergrößernde Anbauten*) die erforderliche Stabilität herstellen mußte.

Stabilität von Frachtdampfern, Passagierdampfern und modernen Aufbautenschiffen.

Während bei reinen Frachtdampfern im allgemeinen die Stabilität in den Hintergrund tritt, gewinnt sie erhöhte Bedeutung bei den Fracht- und Passagierdampfern und reinen Passagierdampfern. Während bei Frachtdampfern die Stabilität fast immer durch Gewichtsstabilität, d. h. durch geeignete Stauung der Ladung sichergestellt werden kann, wird sie bei unseren modernen Fracht- und Passagierdampfern und besonders bei reinen Passagierschiffen in überwiegender Maße durch die Formstabilität gesichert werden müssen, da eine Beeinflussung durch Stauung oder Beballastung in den meisten Fällen nur gering sein kann. Zu berücksichtigen sind bei den neuzeitigen Fracht- und Passagierschiffen besonders der durch die hohen Geschwindigkeiten bedingte Kohlenverbrauch, sowie die durch die verhältnismäßig große Anzahl von Passagieren bedingten, mitzuführenden großen Frischwassermengen und die damit erheblich eingeschränkt verfügbaren Doppelboden-Ballastmengen.

Es wird daher bei dem Entwurf von Passagierdampfern darauf ankommen, der Stabilität von vornherein die nötige Bedeutung beizumessen.

Die technischen Fortschritte der letzten Jahrzehnte haben bei fast allen Fracht- und Passagierschiffen eine Höherlegung des Gewichtsschwerpunktes bewirkt, so u. a. durch Verlegung der stärksten Verbände in die obersten Decks, die Einführung der Wasserrohrkessel, der leichteren Maschinenanlagen (Turbinen und Transformatoren) und durch die gewaltige Vermehrung der Rettungsboote. So kann dann beispielsweise bei der an sich nur geringen Stabilität der Fall eintreten, daß für den Reise-Endzustand eines Schiffes, d. h. für den Fall, daß Kohlen und Frischwasser verbraucht sind, die Stabilität mit der zur Verfügung stehenden Doppelboden-Ballastmenge nicht mehr genügt. Man könnte dann zwar, um die erforderliche Stabilität zu erreichen, die leer gebrauchten Frischwassertanks mit Ballastwasser fluten, Tieftanks einbauen und diese fluten, schließlich Fest-

*) Seebäder-Raddampfer der Hamburg-Amerika-Linie „Prinzessin Heinrich“. Seebäderdampfer der Hamburg-Amerika-Linie „Königin Luise“.

ballast einbauen. Hierzu ist aber folgendes zu bemerken: Das Fluten von Frischwassertanks mit Ballastwasser sollte unter allen Umständen vermieden werden und höchstens im äußersten Notfalle Anwendung finden, da das erforderliche Frischen der Tanks, um sie für ihren eigentlichen Zweck wieder geeignet zu machen, mit Zeit, Arbeit und damit Geldkosten verknüpft ist. Der Einbau von Tieftanks bedeutet aber Verlust an Laderaum, bedingt während des Füllungszustandes, wegen der entstehenden freien Oberflächen eine äußerst peinliche Behandlung des Schiffes und kann für den Fall einer Kollision, d. h. daß der Tieftank selbst getroffen wird, die Sicherheit des Schiffes gänzlich in Frage stellen, da unter diesen Umständen der für den intakten Zustand durch das Ballastwasser erzielte Gewichtsstabilitätsgewinn völlig verloren geht. Insofern dürfte gerade der Einbau von größeren Tieftanks mit besonderer Vorsicht zu betrachten sein und sollte daher eigentlich besser ganz unterlassen werden. Die Mitnahme von festem Ballast stellt aber, abgesehen von dem Eigenpreis des Ballastes, einen dauernden Verlust an Tragfähigkeit dar.

Diese Auswege bedeuten daher für den Reeder, trotz der ihm von der Bauwerft im Schuldfrage zu erstattenden Konventionalstrafen einen ständigen Gewinnausfall und können sogar die Rentabilität des Schiffes in Frage stellen. Auf genügende Stabilität verzichten, bedeutet ein für den Betrieb unbrauchbares Schiff in Kauf nehmen, das wegen seiner schlechten Arbeitsverhältnisse weder die Liebe des Personals noch das Vertrauen der Passagiere erwerben wird, und das schließlich, trotzdem es den Schottvorschriften entspricht, in Anbetracht seiner geringen Stabilitätsverhältnisse durchaus keine genügende Gewähr für die Sicherheit der Passagiere bietet.

Die Gefahr des Kenterns ist allerdings zunächst gering, so lange das Schiff unversehrt und genügend Freibord vorhanden ist. Selbst wenn die metazentrische Höhe Null oder negativ ist, besteht in diesem Zustande zunächst keine Gefahr für das Schiff. Anders liegen jedoch die Verhältnisse bei verletztem Schiff. Durch das einströmende Leckwasser wird die Stabilität besonders zu Beginn des Einströmens in erheblichem Maße verringert, und es kann sogar eine zeitweilige Unstabilität hervorgerufen werden. Dadurch kann eine erhebliche Neigung eintreten, die das Übergehen von Ladung, Kohlen, losem Wasser in den Tanks usw., Zuwasserkommen von Seitenfenstern, Decksöffnungen usw. nach sich zieht, so daß

das Schiff kentern kann, trotzdem es den Schottvorschriften entspricht. Für den Konstrukteur wird es daher in solchen Fällen immer bedenklich sein, bei der Betrachtung der Unsinkbarkeitsfrage die Untersuchung der Stabilität völlig außer Acht zu lassen.

Stabilität bei Neigungen.

Die Untersuchung der Stabilität wird sich nun nicht nur auf die Anfangs-Stabilität, sondern auch auf die Stabilität bei Neigungen zu er-

- A:** Schiff mit großer Anfangsstabilität und geringer Stabilität für Neigungen.
B: Schiff mit geringer Anfangsstabilität und großer Stabilität für Neigungen.

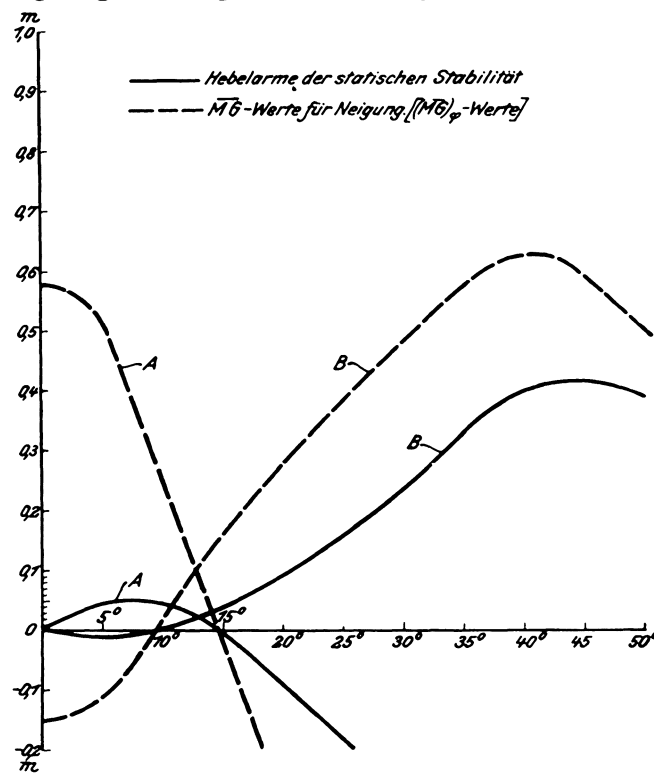


Abb. 5.

strecken haben, denn es bedingt eine genügende Anfangs-Stabilität nicht immer gute Stabilitätsverhältnisse für größere Neigungswinkel (vergl. Abb. 5). Andererseits kann es in gewissen Ladezuständen aber auch vorkommen, daß trotz geringer oder ganz fehlender Anfangsstabilität die Stabilität für Neigungen ausreicht.

Daher sollte bei jedem Schiffsentwurf die Stabilität nicht nur für die aufrechte Lage, sondern auch für Neigungen bis zu einem Winkel nachge-

wiesen werden, der groß genug ist, um die Annahme zu rechtfertigen, daß das Schiff durch keine der in Frage kommenden Naturgewalten gezwungen wird, ihn zu erreichen und dadurch gefährdet zu werden.

Man denke sich beispielsweise ein reines Passagierschiff, das, bestimmt für den Verkehr zwischen dem Festlande und den Nordseeinseln, zweckentsprechend mit jeglichem Komfort, geräumigen Salons auf den oberen Decks und geräumigen hochgelegenen Promenadendecks ausgerüstet ist. Ein derartiges Schiff ohne genügende Anfangs- und Neigungsstabilität ist unbrauchbar. Die geringste Gewichtsverschiebung wird Schlagseite bedingen. Gewichtsverschiebungen werden aber bei derartigen Schiffen sehr häufig, sehr oft sogar ganz plötzlich, hervorgerufen durch die Bewegung der Passagiere. Beim Herannahen eines größeren Ozeandampfers, oder beispielsweise eines Kriegsschiffes, die die Aufmerksamkeit der Passagiere auf sich lenken, ist damit zu rechnen, daß diese sich auf eine Seite begeben, und das Auftreten einer Schlagseite wird bei unstabilem Schiff dann unvermeidlich sein. Nimmt man ferner an, daß bei dieser Gelegenheit das Schiff von einer durch das vorbeifahrende Fahrzeug hervorgerufenen Welle, die beispielsweise bei in voller Fahrt befindlichen großen Kreuzern sehr groß sein kann, getroffen wird, außerdem frei bewegliche Oberflächen in den Frischwasser- und Kesselspeisewassertanks, dazu Winddruck von der ungünstigen Seite, dann kann bei einem unglücklichen Zusammentreffen dieser sämtlichen Faktoren ein Zustand eintreten, den genügende Stabilität unter allen Umständen verhindert hätte.

Ähnliche Gesichtspunkte sind zu berücksichtigen bei allen Seeschiffen, gleichgültig, ob Seebärdampfer, Fischdampfer, Frachtdampfer, oder Fracht- und Passagierdampfer. Ihnen allen drohen Gefahren durch Seegang, Wind und ihre inneren Stabilitäts-Eigenschaften. Bei dem einen werden sie mehr, bei dem anderen weniger in Betracht kommen. Aufgabe des Konstrukteurs ist es, sie zu berücksichtigen, insbesondere gleichzeitig ihre Einflüsse und Folgeerscheinungen. Vereinigte Einwirkung von Seegang und Wind schaffen ein Problem, welches ähnlich zu bewerten ist, als wenn das Schiff in Folge zu hoher Schwerpunktslage negative Anfangsstabilität hat*).

*) Vgl. Commentz, „Bedeutung und Messung der Stabilität von Seeschiffen“, Schiffbautechnische Gesellschaft November 1913. Diskussion zu Benjamins Vortrag „Über das Maß der Stabilität der Schiffe“, Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft 1914.

Man hat früher dem Einfluß des Winddrucks auf die Stabilität bei Dampfschiffen wenig Bedeutung beigelegt, ihn sogar meist ganz vernachlässigt. Eine direkte Notwendigkeit für seine Berücksichtigung bei Ozeandampfern lag auch nicht vor, als die Schiffe noch nicht über Wasser die Gestalt aufwiesen, wie sie die Entwicklung unserer Passagierdampfer mit der Zunahme der Aufbauten in der Neuzeit mit sich gebracht hat. Abb. 6 a und b zeigen beispielsweise die Entwicklung der deutschen transatlantischen Schnelldampfer und der deutschen La Platadampfer in dieser Richtung.

Die deutschen Schnelldampfer für den Nord-Atlant-Verkehr 1900 und 1913.

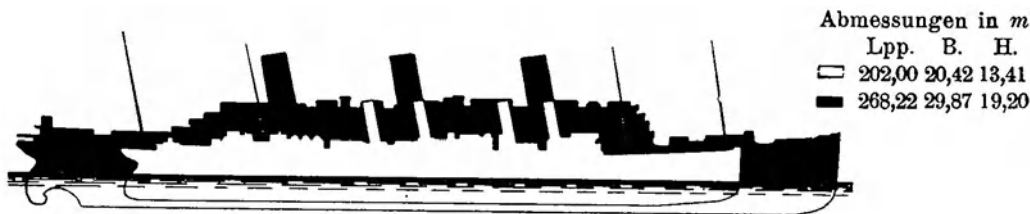


Abb. 6 a.

Die deutschen Fracht- und Passagierdampfer für den La Plata-Dienst 1906 und 1914.

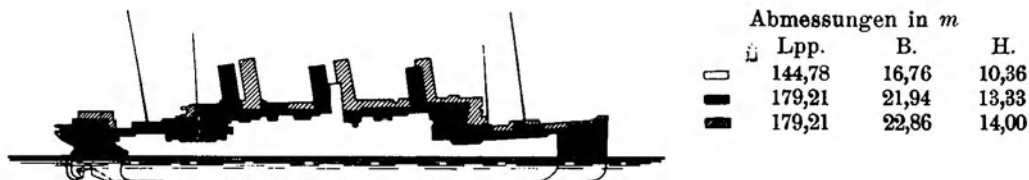


Abb. 6 b.

In Tafel 1 sind für eine Reihe von ausgeführten Schiffen die erforderlichen Stabilitätswerte der aufrechten Lage (metazentrische Höhe $\bar{M}\bar{G}$) bzw. die notwendigen Ballastmengen zusammengestellt für den Fall, daß die Schiffe unter dem Einfluß eines Winddrucks von Stärke 8, d. h. von 55,6 kg pro qm stehen, und 5 Grad als zulässige Überneigung angesehen werden (vgl. hierzu Abb. 7). Ungünstiger werden die Fälle noch, wenn man statt des dauernden gleichmäßigen statischen Winddrucks den dynamischen Einfluß eines plötzlich einsetzenden Windstoßes von derselben Windstärke annimmt, da der Winkel, um welchen ein Schiff durch einen plötzlich einfallenden Windstoß geneigt wird, etwa doppelt so groß ist, als derjenige, den es bei gleich starkem aber stetigem Winde einnimmt.

Zahlentafel 1. Verschiedene Schiffe unter dem Einfluß eines Winddrucks von 55,6 kg/qm. (Windstärke 8).
Zulässige Überneigung angenommen zu 5°.

Schiff	Reisezustand	Wasserverdrängung P in Tonnen	Winddruckfläche S in qm	h in m	Moment $S \times p \times h$ in m T	Wasserverdrängung $\times s$ in m T	MG in m notwendig	MG in m vorhanden	Ballast in T	MG mit Ballast	Bedarf an Ballast in % d. Wasserverdräng.
A	Anfang	7600	880	4,67	228	663	0,34	0,50	—	—	—
	Mitte	6950					0,36	0,22	200	0,36	2,8
	Ende	6350					0,38	-0,04	500	0,38	7,9
B	Anfang	10000	1060	5,31	313	877	0,36	0,40	—	—	—
	Mitte	9220					0,38	0,15	330	0,38	3,6
	Ende	8490					0,40	-0,10	760	0,40	9,0
C	Anfang	13000	1250	5,25	365	1140	0,33	0,98	—	—	—
	Mitte	12000					0,36	0,82	—	—	—
	Ende	10500					0,40	0,44	—	—	—
D	Anfang	13800	1320	5,80	426	1210	0,35	0,66	—	—	—
	Mitte	13100					0,37	0,49	—	—	—
	Ende	12400					0,39	0,29	200	0,39	1,6
E	Anfang	21000	2250	8,46	1057	1842	0,52	0,55	—	—	—
	Mitte	19100					0,56	0,44	300	0,56	1,6
	Ende	17200					0,60	0,00	1500	0,60	8,7
F	Anfang	22800	2390	8,40	1116	2000	0,56	0,72	—	—	—
	Mitte	20800					0,60	0,35	700	0,60	3,4
	Ende	18800					0,63	0,08	1500	0,65	8,0
G	Anfang	23400	2830	9,40	1414	2052	0,69	1,02	—	—	—
	Mitte	21900					0,73	0,80	—	—	—
	Ende	20400					0,79	0,34	1100	0,79	5,4
H	Anfang	24000	2600	7,16	1035	2105	0,50	0,69	—	—	—
	Mitte	22000					0,54	0,30	700	0,54	3,2
	Ende	19600					0,60	-0,21	2200	0,60	11,2
J	Anfang	32000	3290	9,15	1675	2807	0,60	0,78	—	—	—
	Mitte	30000					0,64	0,60	200	0,66	1,5
	Ende	28000					0,67	0,42	900	0,67	3,2

Aus der Tabelle geht hervor, daß die Stabilitätswerte zum Teil sehr gering werden und nur durch entsprechende Beballastung ausgeglichen werden können.

Daher sollte der Winddruck bei der Konstruktion unserer modernen großen Ozeandampfer nicht außer Acht gelassen werden.

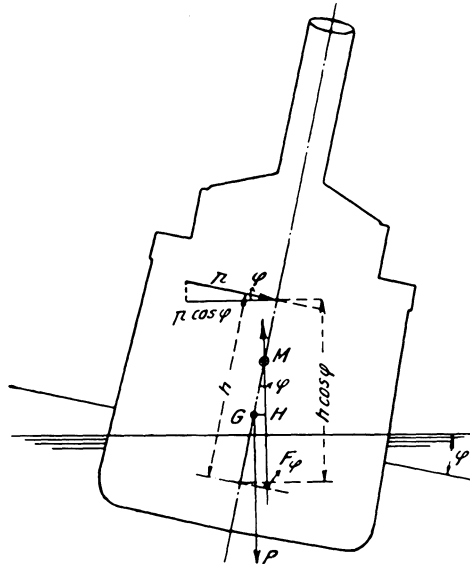


Abb. 7.

Beurteilung und Messung der Stabilität für die aufrechte und geneigte Lage.

Für die richtige Beurteilung der Stabilität eines Schiffes ist es erforderlich, sie zu messen, d. h. jeweilig ihren absoluten Wert festzustellen.

Die metazentrische Höhe der aufrechten Lage.

Für die aufrechte Lage ist das Stabilitätsmaß die metazentrische Höhe. Nun gibt aber die metazentrische Höhe der aufrechten Lage allein kein einwandfreies Bild über den Stabilitätszustand eines Schiffes. Ein Schiff mit großer positiver metazentrischer Höhe für die aufrechte Lage kann einen bedeutend geringeren Sicherheitsgrad aufweisen, als ein Schiff mit negativer Anfangsstabilität, das zwar in Anbetracht der negativen metazentrischen Höhe eine gewisse Schlagseite zeigen wird, dessen Stabilitätsumfang für Neigungen aber trotzdem sehr groß sein kann. Für Neigungen hat man sich bisher damit begnügt, die Stabilität nach dem Verlauf der

Kurven der statischen Hebelarme oder der statischen Stabilitätsmomente zu beurteilen. Es fehlt aber bisher ein Maß für die Stabilität bei Neigungen.

Die dynamische Wegstrecke.

Benjamin*) hat für diesen Zweck die dynamische Wegstrecke vorgeschlagen, d. h. die Summe der beiden Wegstrecken, um die der System-schwerpunkt bei der Neigung des Schiffes gehoben und der Verdrängungs-schwerpunkt gesenkt wird. Benjamin zieht aus dem übereinstimmenden Verlauf der dynamischen Wegkurven für Schiffe der denkbar verschiedensten Größen und Typen den Schluß, „daß weder die Größe der Schiffe, noch die Verschiedenheit der Typen bei der eventuellen Festlegung eines Minimalmaßes für die erforderliche Stabilität von solchem Einfluß sein können, daß sich eine verschiedene Behandlung der Schiffe in dieser Beziehung, die ja außerordentlich schwierig sein würde, noch empfehlen würde“, und er kommt zu der Überzeugung, „daß es sich rechtfertigen läßt, wenn man bei der Bestimmung des erforderlichen Minimalmaßes von einer Berücksichtigung der Größe und des Typs der Schiffe absieht“.

Dem gegenüber ist festzustellen, daß zwar für eine Reihe verschiedenartiger Schiffe die dynamischen Wegstrecken bei bestimmten Neigungswinkeln dieselben Werte aufweisen, trotzdem aber ihre individuellen statischen und dynamischen Stabilitätseigenschaften und damit ihre Sicherheitswerte gänzlich von einander verschieden sein können.

Die metazentrischen Höhen für Neigungen.

$(\overline{MG})_\varphi$ -Werte.

In Abb. 8 b ist

$$\overline{F_\varphi H} = \overline{F_\varphi Q} + \overline{QH}$$

$$\overline{QH} = \overline{GR} = \overline{FG} \times \cos \varphi,$$

also
$$\begin{aligned} \overline{F_\varphi H} - \overline{FG} &= \overline{F_\varphi Q} + \overline{FG} \times \cos \varphi - \overline{FG} \\ &= \overline{F_\varphi Q} - \overline{FG} \times (1 - \cos \varphi), \end{aligned}$$

es ist
$$\overline{F_\varphi Q} = \overline{MF_\varphi} - \overline{MQ}$$

$$\overline{MQ} = \overline{MF} \times \cos \varphi,$$

folglich
$$\overline{F_\varphi Q} = \overline{MF_\varphi} - \overline{MF} \times \cos \varphi.$$

Es ist
$$\overline{FG} = \overline{MF} - \overline{MG},$$

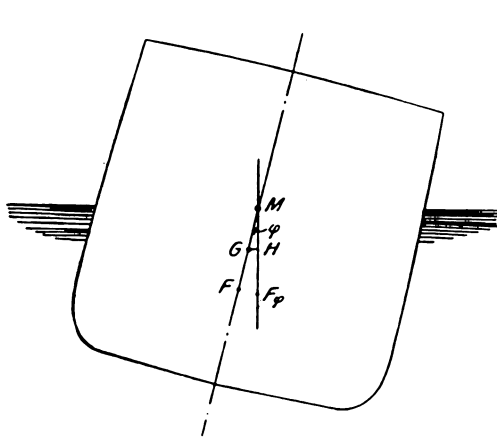
*) Benjamin, „Über das Maß der Stabilität der Schiffe“, Schiffbautechnische Gesellschaft, November 1913.

demnach die dynamische Wegstrecke:

$$\begin{aligned}
 (\overline{F_\varphi H} - \overline{F G}) &= \overline{M F_\varphi} - \overline{M F} \times \cos \varphi - (\overline{M F} - \overline{M G}) \times (1 - \cos \varphi) \\
 &= \overline{M F_\varphi} - \overline{M F} \times \cos \varphi - \overline{M F} + \overline{M G} - \overline{M F} \times \cos \varphi + \overline{M G} \times \cos \varphi \\
 &= \overline{M F_\varphi} - \overline{M F} \times \cos \varphi - \overline{M F} + \overline{M G} + \overline{M F} \times \cos \varphi - \overline{M G} \times \cos \varphi \\
 &= \overline{M F_\varphi} - \overline{M F} + \overline{M G} \times (1 - \cos \varphi);
 \end{aligned}$$

d. h. die dynamischen Stabilitätsverhältnisse eines Schiffes werden bedingt durch die Größen $\overline{M F}$ und $\overline{M G}$ für Neigungen.

Für ganz geringe Neigungen kann man $\overline{M F_\varphi} = \overline{M F}$ annehmen. $\overline{M F_\varphi} - \overline{M F} = 0$. Es ergibt sich hieraus die Formel für die dynamische Anfangsstabilität $St_d = P \times \overline{M G} \times (1 - \cos \varphi)$.



$$\sin \varphi = \frac{GH}{(MG)_\varphi}, \quad (MG)_\varphi = \frac{GH}{\sin \varphi}$$

Abb. 8a.

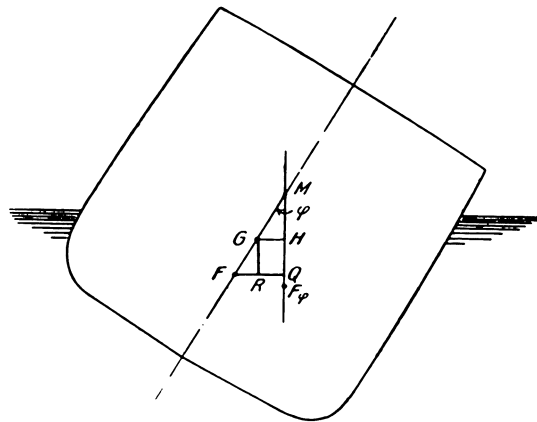


Abb. 8b.

Mit Hilfe der Größen $\overline{M F}$ und $\overline{M G}$ für Neigungen ist es also möglich, sich ein Bild zu machen nicht nur über die statischen, sondern auch über die dynamischen Stabilitätsverhältnisse eines Schiffes.

Überlegt man nun, daß trotz der verschiedenartigsten Werte von $\overline{M F}$ und $\overline{M G}$ die Summe des obigen Ausdrucks, d. h. die dynamische Wegstrecke einen und denselben Wert haben kann, dann ergibt sich, daß die dynamische Wegstrecke kein einwandfreies Bild gibt, um als Maßstab für die Stabilität benutzt werden zu können.

Bedenkt man ferner, daß bei einem Schiff die $\overline{M F}$ -Werte durch die Form endgültig festgelegt sind, dann

geht einwandfrei hervor, daß die \overline{MG} -Werte einzig und allein nicht nur für statische, sondern auch für dynamische Stabilitätsverhältnisse ausschlaggebend bleiben.

Es ist demnach zweckmäßig, bei der Betrachtung der Stabilität eines Schiffes sich von der Größe der „ \overline{MG} -Werte für Neigungen zu überzeugen und die Stabilität nach ihnen zu messen.

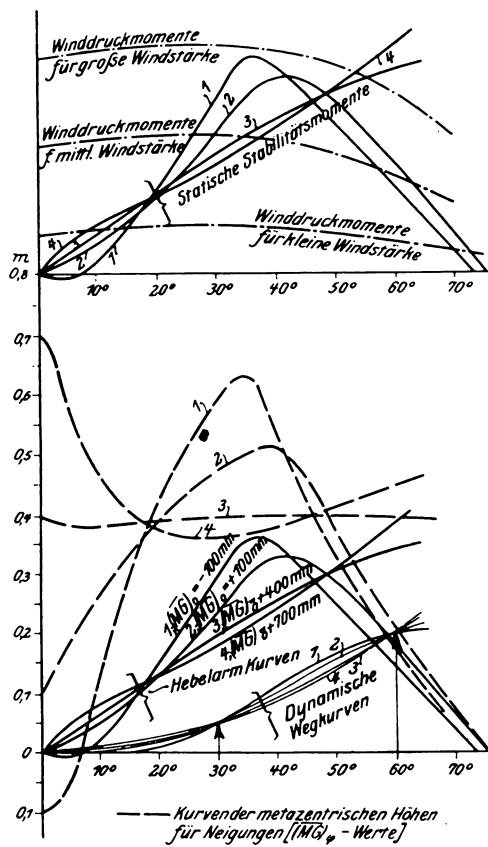


Abb. 9.

Wie ich bereits im November 1913 auf der Schiffbautechnischen Gesellschaft anlässlich der Diskussion zum Benjamin'schen Vortrage betont habe, sind die „ \overline{MG} -Kurven für Neigungen“ für die Erfassung des statischen sowie dynamischen Stabilitätsproblems von grundlegender Bedeutung. Dies soll im folgenden nochmals genauer ausgeführt werden.

Die metazentrische Höhe für Neigungen ist gegeben durch die Formel:

$$(\overline{MG})_{\varphi} = \frac{\overline{GH}}{\sin \varphi} \quad (\text{vergl. Abb. 8 a und b}),$$

worin \overline{GH} der Hebelarm der statischen Stabilität und φ der jeweilige Neigungswinkel ist. Es besteht demnach die Möglichkeit, aus den Hebelarmen

\overline{MG}_{φ} -Kurven von Groß-Fracht- und Passagierschiffen über 200 m Länge.

	Verdrängung	$(\overline{MG})_0$
A ₁ = Schiff ausreifefertig	59 600 T	0,66 m
A ₂ = Schiff am Ende der Reise	53 200 T	0,39 m
B ₁ = Schiff ausreifefertig mit Ladung 0,97 m ³ T	43 185 T	1,06 m
B ₂ = wie B ₁ mit Ladung 1,59 m ³ T	37 053 T	0,57 m

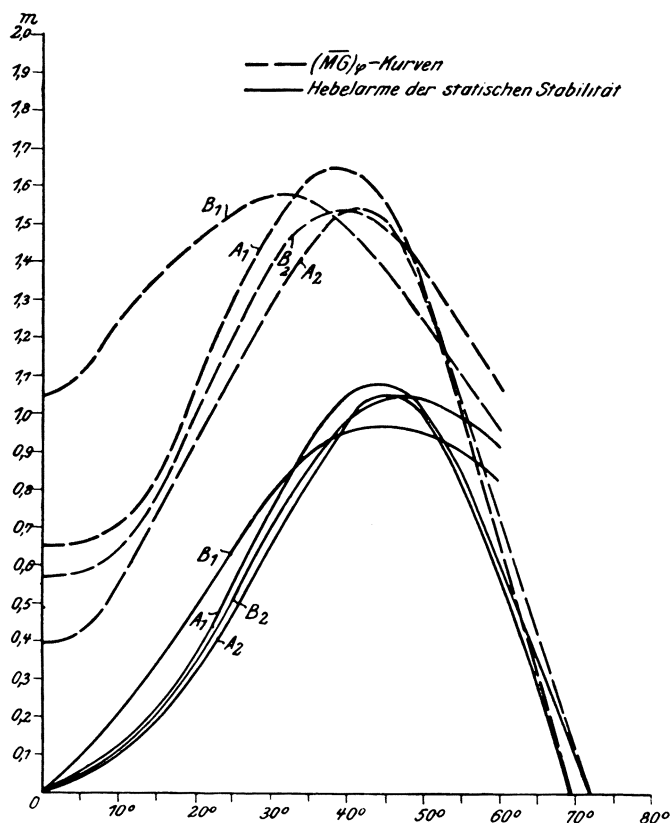


Abb. 10.

der statischen Stabilität die den einzelnen Neigungen entsprechenden $(\overline{MG})_{\varphi}$ -Werte zu errechnen und sie in einer Kurve aufzuzeichnen. Ebenso lassen sie sich unmittelbar aus den Krümmungsradien der Displacementschwerpunkte ableiten. Diese Kurven, die ich sie „ $(\overline{MG})_{\varphi}$ -Kurven“ ge-

nannt, geben ein einwandfreies Bild über den Verlauf der Stabilität für sämtliche in Frage kommenden Neigungen.

Abb. 9 ist in ihrem unteren Teil dem Benjamin'schen Vortrage „Über das Maß der Stabilität der Seeschiffe“ (Fig. 12) entnommen. Es sind zusätzlich eingetragen die zugehörigen „ $(MG)_\varphi$ -Kurven“, sowie im oberen Teil die Kurven der statischen Stabilitätsmomente und Winddruckmomente für

$(\overline{MG})_\varphi$ -Kurven von Fracht- und Passagierschiffen zwischen 130 und 200 m Länge.

	Verdrängung	$(\overline{MG})_0$
A ₁ = Schiff ausreisefertig	22 940 T	0,945 m
A ₂ = } verschiedene Zustände am Ende der Reise {	19 980 T	0,47 m
A ₃ = }	18 660 T	0,44 m
B ₁ = Schiff ausreisefertig	15 050 T	0,602 m
B ₂ = Schiff am Ende der Reise	12 126 T	0,34 m

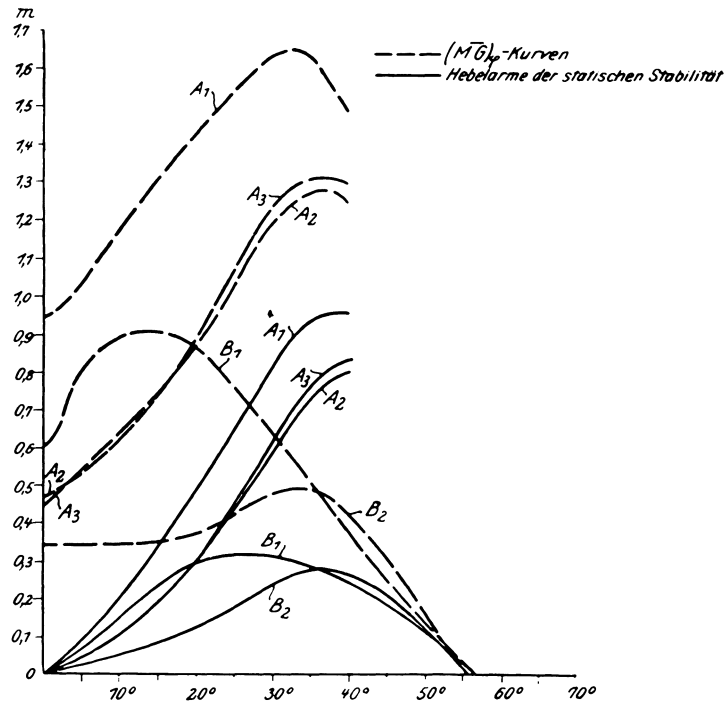


Abb. 11.

verschiedene Windstärken. Benjamin will an Hand der dynamischen Wegkurven, die bei 30 Grad und 60 Grad gleiche Werte aufweisen und der Verschiedenartigkeit der aus diesen abgeleiteten Hebelarmkurven, deren Anfangsstabilität zwischen +700 und -100 mm schwankt, beweisen, daß trotz der verschiedenen MG-Werte für die aufrechte Lage doch gleiche Stabilitätsverhältnisse möglich sind. Der Verlauf der „ $(\overline{MG})_\varphi$ -Kurven“,

der für sämtliche 4 Schiffe außerordentlich verschieden ist, bedingt aber, wie aus Abb. 9 hervorgeht, neben anderen Anfangsstabilitäten gänzlich andere Schwingungsverhältnisse und die Winddruck-Momentenkurven zeigen gänzlich anderes Verhalten der Schiffe bei Wind.

Hieraus ergibt sich, daß die Schiffe bezüglich ihrer Stabilität individuell behandelt werden müssen,

$(\overline{MG})_{\varphi}$ -Kurven von Fracht- und Passagierschiffen unter 130 m Länge.

	Verdrängung	$(\overline{MG})_0$
A ₁ = Schiff ausreifefertig, mit Ladung	10 630 T	0,79 m
A ₂ = wie A ₁ , ohne Ladung	5 570 T	1,21 m
B ₁ = Schiff ausreifefertig, ohne Ladung, mit Ballast	5 220 T	0,20 m
B ₂ = wie B ₁ , mit Ladung, ohne Ballast	8 740 T	9,45 m
C ₁ = Schiff ausreifefertig, ohne Ladung, mit Ballast	7 755 T	0,280 m
C ₂ = wie C ₁ , mit Ladung, ohne Ballast	8 699 T	- 0,15 m.

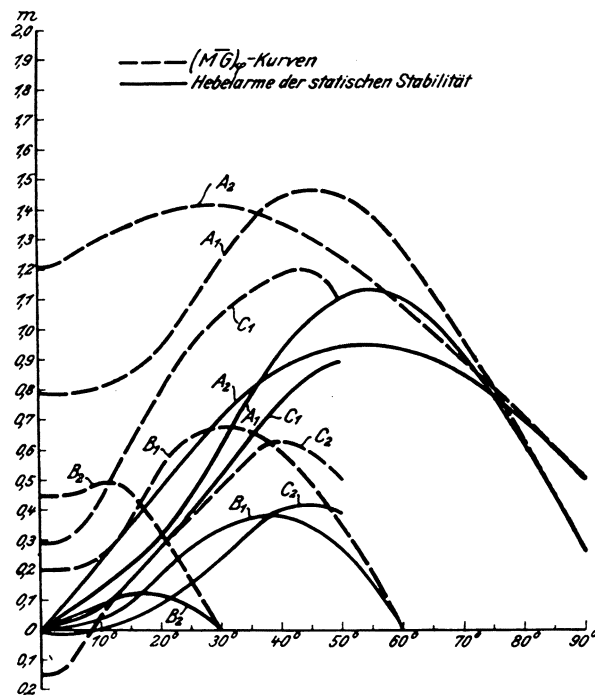


Abb. 12.

und daß es sogar z. Zt. unmöglich ist, für einen bestimmten Schiffstyp ein Normalmaß der Stabilität zu Grunde zu legen, da die Eigenschaften des Schiffs sich mit den jeweiligen Ladezuständen völlig verändern können.

In den Abb. 10—16 sind für eine Reihe verschiedenartiger Schiffstypen, geordnet nach bestimmten Längenabmessungen, die Hebelarmkurven der statischen Stabilität und die „ $(\overline{MG})_\varphi$ -Kurven“ gezeichnet. Die „ $(\overline{MG})_\varphi$ -Kurven“ zeigen deutlich und viel ausgesprochener bzw. empfindlicher als die Hebelarmkurven die Individualität der Schiffe an sich und gleichzeitig die Verschiedenartigkeit eines und desselben Schiffes bei ver-

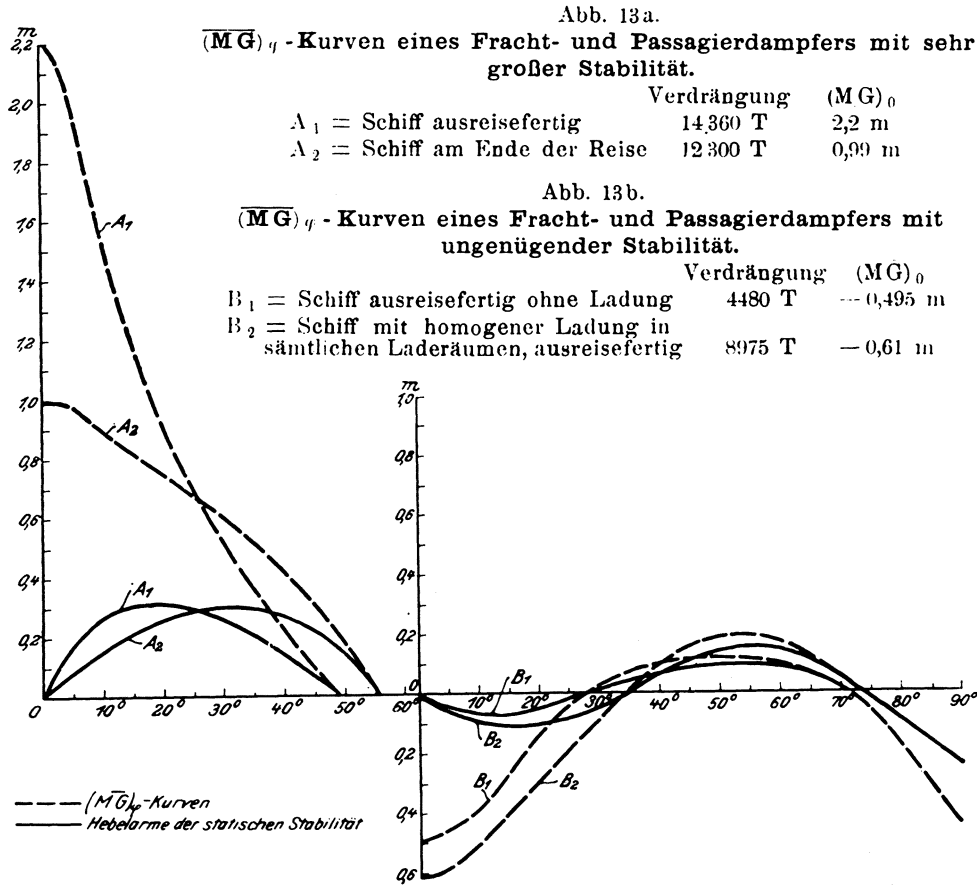


Abb. 13 a.

Abb. 13 b.

schiedenen Ladezuständen. Während es schwer ist, sich aus dem Wert des Hebelarmes für eine bestimmte Neigung ein Bild über den entsprechenden Stabilitätszustand des Schiffes zu machen, gestattet dies die „ $(\overline{MG})_\varphi$ -Kurve“ viel leichter, zumal sie einen Wert darstellt, der in Fachkreisen für die Anfangsstabilität geläufig ist und für diese das Stabilitätsmaß bedeutet.

In Abb. 17 ist die grundsätzliche Beziehung zwischen „ $(\overline{MG})_\varphi$ -Kurven“ und Hebelarmkurven der statischen Stabilität dargestellt. Aus-

gehend von den geradlinig mit verschiedener Tendenz verlaufenden „ $(\overline{MG})_\varphi$ -Kurven“ sind die zugehörigen Hebelarmkurven durch Multiplikation der „ $(MG)_\varphi$ -Werte“ mit den Sinuswerten der jeweilig zugehörigen Neigungswinkel errechnet worden.

In Abb. 18 sind für einen größeren Fracht- und Passagierdampfer die M-Werte über Oberkante Kiel für Neigungen für 3 verschiedene Depla-

$(\overline{MG})_\varphi$ -Kurven von Frachtdampfern.

	Verdrängung	$(\overline{MG})_0$
A ₁ = Schiff ausreisefertig mit Ladung	17 360 T	0,57 m
A ₂ = wie A ₁ , aber ohne Ladung und mit Ballast	8 950 T	2,19 m
B = Schiff wie A ₂	3 900 T	0,45 m

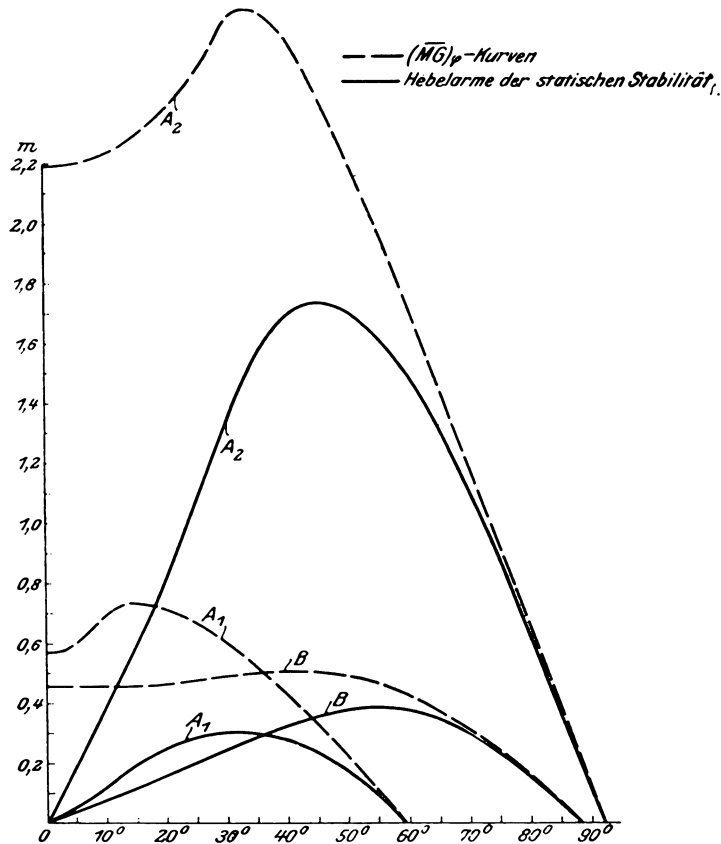


Abb. 14.

cements gezeichnet. Die Abscissenachse ist des deutlicheren Maßstabes wegen als 8 m über Oberkante Kiel liegend angenommen. Man erhält nun unmittelbar die jeweilig in Frage kommenden „ $(\overline{MG})_\varphi$ -Werte“ einfach dadurch, daß man, je nach der Höhenlage des Systemschwerpunktes eine

Parallele zur Abszissenachse zieht. So entspricht die Linie AA_1 , wie aus der Abbildung ersichtlich, einer Höhenlage des Systemschwerpunktes von 8,64 m

$(\overline{MG})_\varphi$ -Kurven eines Kanaldampfers.

	Verdrängung	$(\overline{MG})_0$
A_1 = Schiff leer, fertig ausgerüstet, ohne Kohlen, Pass., Ladung	1500 T	0,81 m
A_2 = Schiff betriebsfertig zur Ausreise mit vollen Bunkern usw.	1910 T	0,49 m
A_3 = Schiff am Ende der Reise	1690 T	0,395 m

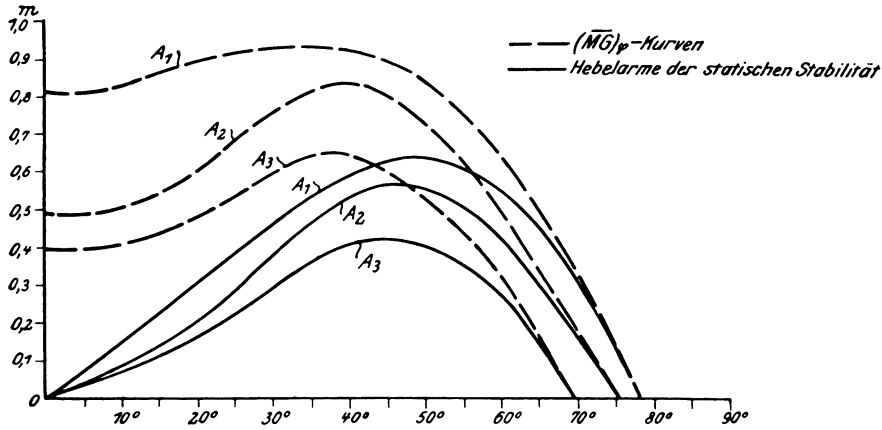


Abb. 15.

$(\overline{MG})_\varphi$ -Kurven von Fischdampfern.

	Verdrängung	$(\overline{MG})_0$
A =	275 T	0,78 m
B =	373 T	0,885 m
C =	440 T	0,76 m
D =	555 T	0,75 m

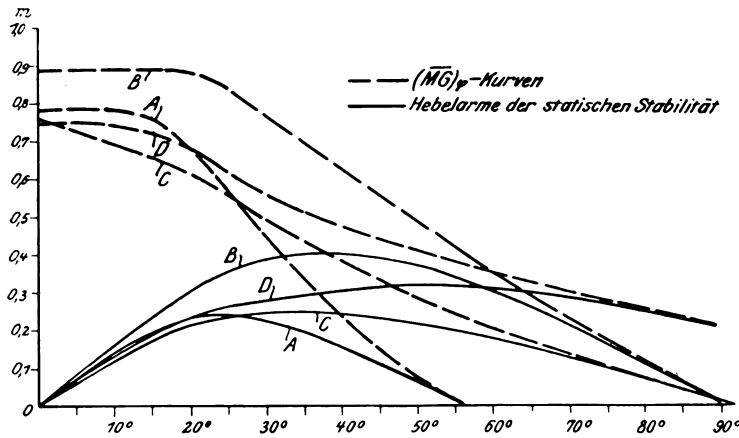


Abb. 16.

über Oberkante Kiel und die Abstände zwischen den M-Kurven und AA_1 stellen die hierfür in Frage kommenden „ $(\overline{MG})_\varphi$ -Werte“ dar. Diese Be-

trachtung zeigt die technisch äußerst einfache, übersichtliche und damit zweifellos den Hebelarmkurven überlegene Verwendbarkeit der „ $(\overline{MG})_\varphi$ -Kurven“.

Handelt es sich nun z. B. ferner darum, mit Hilfe der „ $(\overline{MG})_\varphi$ -Kurven“ eine eintretende Windschlagseite festzustellen, so kann man dies in einfacher Weise dadurch erreichen, daß man, statt wie bisher die Stabilitäts-Momentenkurve mit der Winddruck-Momentenkurve zum Schnitt zu

Grundsätzliche Beziehung zwischen $(\overline{MG})_\varphi$ -Kurven und Hebelarmkurven der statischen Stabilität.

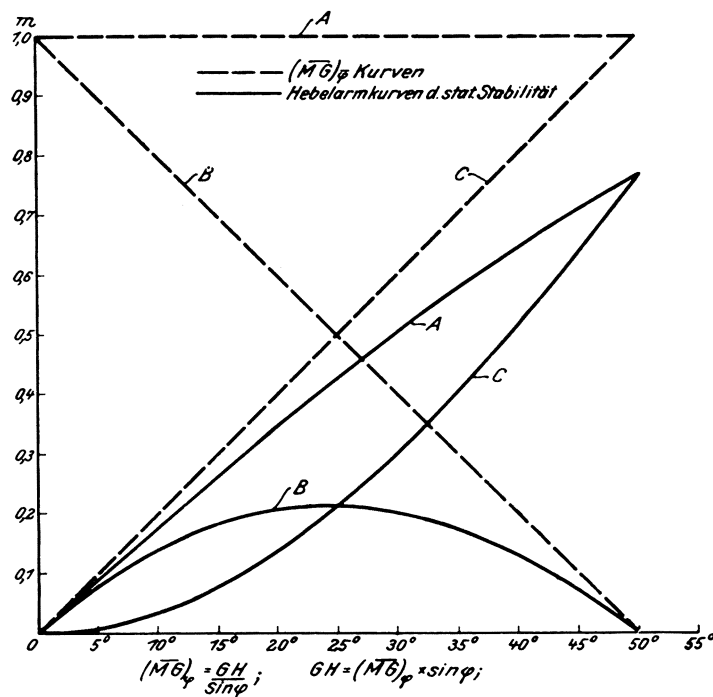


Abb. 17.

bringen, die „ $(\overline{MG})_\varphi$ -Kurve“ mit einer Kurve zum Schnitt bringt, deren Ordinaten dargestellt werden durch den Wert:

$$\frac{\text{Winddruck-Moment}}{\text{Depl.} \times \sin \varphi}$$

Eine derartige Kurve ist in Abb. 18 dargestellt durch die Linie WW₁.

Die breitere Beachtung und Verwendung der „ $(\overline{MG})_\varphi$ -Kurven“ dürfte jedenfalls dazu beitragen, die Stabilitätsfrage der Schiffe zu klären. So leuchtet ein, daß die Tatsache, daß die „ $(\overline{MG})_\varphi$ -Werte“ in vielen Fällen

bereits für geringe Neigungen von dem MG-Wert für die aufrechte Lage verschieden sind, nicht ohne Einfluß auf die Beurteilung der durch Krängungs- oder Schlingerversuche erhaltenen Werte ist und eine entsprechende Berücksichtigung derselben demgemäß unter allen Umständen erforderlich macht.

(M. G.)_φ-Kurven, deren (M. G.)₀ gleich ist, deren verschiedenartiger Verlauf für Neigungen aber verschiedenartige Schwingungsverhältnisse bedingt.

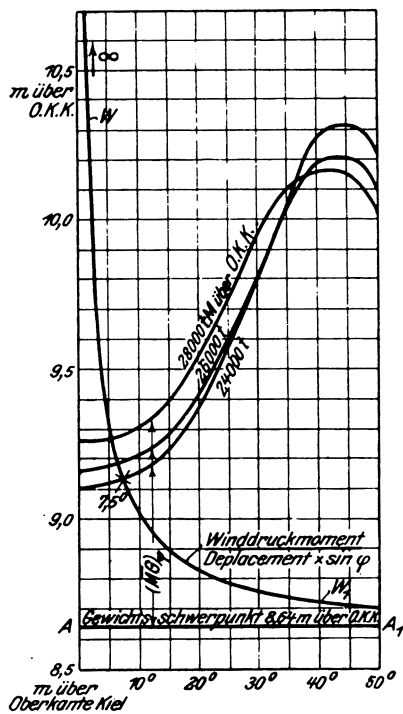


Abb. 18.

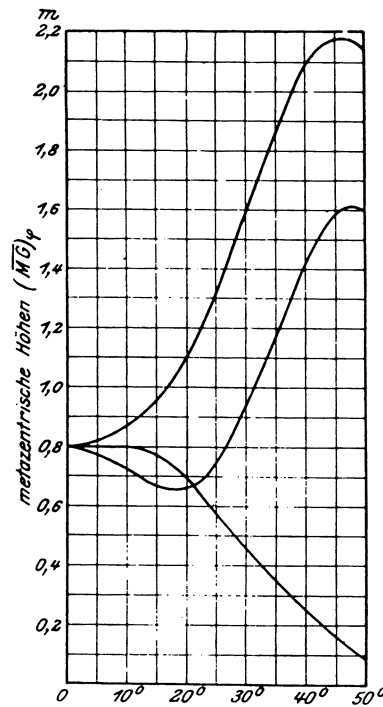


Abb. 19.

Bleibt bei endlichen Neigungen um die Längsachse des Schiffes MG nicht konstant, d. h., ändert das Metazentrum seine Lage, so gilt die Formel für die Schwingungszeit:

$$T = 2 \pi \sqrt{\frac{R^2}{g \cdot M G}}$$

nicht mehr, da das Schiff nicht mehr wie ein Kreispendel schwingt, sondern wie ein Rollpendel, dessen Länge sich fortdauernd ändert. Untersuchungen der Schwingungsperiode eines solchen Pendels haben ergeben, daß sie für

den Ausschlagwinkel φ gleich derjenigen eines Kreispendels ist, dessen Länge L folgender Gleichung genügt:

$$L = \frac{\int_0^{\varphi} \sqrt{L_{\varphi}} d\varphi}{\varphi}$$

Hierin bezeichnet:

L die Länge des gleichschwingenden Pendels,
 L_{φ} die jeweilige von $O - \varphi$ veränderliche Pendellänge,
 φ den Ausschlagwinkel des Pendels gegen die Senkrechte.

Auf die Schwingungsverhältnisse des Schiffes übertragen, für das die entsprechende Pendellänge $= \frac{R^2}{MG}$ ist, geht daher die Formel

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{R^2}{g \cdot \overline{MG}}} = \frac{2\pi R}{\sqrt{g \cdot \overline{MG}}} = \frac{2R}{\sqrt{\overline{MG}}} \quad \text{über in } T = \frac{2R}{\int_0^{\varphi} \sqrt{\overline{MG}} d\varphi}$$

Es muß daher in obiger Formel der Ausdruck MG ersetzt werden durch das Mittel aus den einzelnen $(\overline{MG})_{\varphi}$ -Werten von 0 Grad bis zu der jeweils erreichten Amplitude φ .

Die metazentrischen Höhen für Neigungen sind demnach ausschlaggebend für die Schwingungsverhältnisse und eine Beurteilung derselben lediglich nach der metazentrischen Höhe der aufrechten Lage ist nicht berechtigt und führt zu falschen Ergebnissen (vergl. Abb. 19).

Zur weiteren Erkenntnis der Stabilität und damit der Seeigenschaften und des Sicherheitsgrades eines Schiffes sollte man daher nicht nur durch Krängungsversuche die metazentrische Höhe der aufrechten Lage bestimmen, sondern auch Messungen und Berechnungen der „ $(\overline{MG})_{\varphi}$ -Werte“ für größere Neigungen anstellen.

Die Stabilitätsfrage und die Reedereien.

Den in der Praxis üblichen verschiedenen Berechnungsarten der Stabilität bei Neigungen und ihren Ergebnissen stehen die Reeder bzw. die Schiffsoffiziere in den meisten Fällen fremd gegenüber. Erfahrungsgemäß verläßt sich der Seemann auch weit lieber auf seine eigenen Beobachtungen und Erfahrungen als auf die Theorie.

Manches Unglück aber würde verhütet werden können, wenn der Schiffsführer imstande wäre, sich von den Stabilitäts-Zuständen seines Schiffes sich rechtzeitig ein Bild zu machen.

Es ist nun des öfteren vorgeschlagen worden, vor der Ausreise eines Schiffes sich durch einen Krängungsversuch von der Stabilität des Schiffes zu überzeugen. Gesetzt der Fall, der Versuch ergibt genügende Stabilität, so ist damit noch nicht alles erreicht, da sich während der Reise die Stabilitätszustände fortdauernd ändern (bei Schnelldampfern und Schiffen mit großem Aktionsradius, beispielsweise bei den Groß-Passagierdampfern des La Plata-Dienstes durch den großen Verbrauch an Kohlen und Frischwasser) und unvorhergesehene Schlagseite manchmal schon verhängnisvoll für das Schiff werden kann.

Wäre es z. B. im Oktober 1907 auf der Reede von Lissabon der Schiffsleitung des Dampfers „Borussia“ der Hamburg-Amerika-Linie möglich gewesen, sich von den Stabilitätszuständen des Schiffes ein richtiges Bild zu machen, so hätte ein Eindringen von Wasser durch die etwas tief gelegenen geöffneten Kohlenpforten verhütet werden können. Das Schiff schwamm aber aufrecht, lag dann ruhig vor Anker, die Schiffsleitung mußte daher annehmen, daß das Schiff stabil genug war. Plötzlich ließen die Anker nach, das Schiff geriet ins Treiben, und dem Zusammenwirken der reißenden Strömung und des schleppenden Ankers ist es zuzuschreiben, daß das Schiff soweit krängte, daß Wasser durch die zum Kohlen geöffneten Pforten eindrang und das Schiff zum vollkommenen Sinken brachte. Die Kohlenpforten lagen mit dem unteren Rande nur etwa 25 Zoll über der Wasserlinie und das Schiff war beinahe bis zum Freibordtiefgang weggeladen. Es genügte bereits eine Krängung von 5 Grad, um Wasser in die Pforten eindringen zu lassen*).

In diesem Falle hatte ungenügende Anfangsstabilität im Verein mit der niedrigen Lage der Kohlenpforten den Unfall herbeigeführt.

Man denke ferner an den Untergang des Erzdampfers „Narvik“, der am 14. Dezember 1913 auf der Fahrt von Emden nach Antwerpen unterging. Er wurde kieloben treibend aufgefunden, und es ist mit Sicherheit

*) Vgl. Julius Ott, Beitrag zur Berechnung der Querstabilität von Schiffen, Schiffbau 1910, S. 636.

anzunehmen daß das Schiff den Hafen in seeuntüchtigem Zustande verließ, und daß diese Seeuntüchtigkeit auf mangelnder Stabilität beruhte.

Reeder und Kapitän sollten daher jederzeit in der Lage sein, die Stabilität ihrer Schiffe zu beurteilen. Sie sollten jederzeit wissen, inwieweit die Stabilität ihrer Schiffe durch die Art der Gewichtsverteilung (Betriebsstoffe, Ladung usw.) beeinflusst wird, inwieweit die Öffnungen und Luken des Schiffes die Seetüchtigkeit desselben beeinflussen, und wie weit freie Wasseroberflächen in den Tanks die Stabilität ihrer Schiffe vermindern können.

Was wissen nun die Reedereien gewöhnlich über die Stabilität ihrer Schiffe?

Gewöhnlich werden den Reedereien auf Verlangen eines Stabilitätsnachweises seitens der Werften nur die Kurven der Quer- und Längsmetazentren für verschiedene Tiefgänge des aufrecht schwimmenden Schiffes geliefert, oder aber eine Zusammenstellung der \overline{MG} -Werte der aufrechten Lage für verschiedene Ladezustände, wie z. B. „Schiff leer, fertig ausgerüstet, mit Wasser in den Kesseln, mit Kohlen, homogener Ladung usw.“. Der Reeder bzw. der Kapitän erhält durch diese Zusammenstellung zwar ein übersichtliches Bild über die Anfangsstabilität seines Schiffes für einige Ladezustände; über das Verhalten seines Schiffes bei eintretenden Neigungen und über die eintretenden Zwischenzustände bleibt er jedoch im Unklaren. Es ist ihm auch nicht die Möglichkeit gegeben, auf Grund des ihm zur Verfügung stehenden Materials und insbesondere seiner Vorbildung diese Rechnungen anzustellen und weiter fortzuführen, bzw. sie richtig zu beurteilen.

Einige größere Reedereien verlangen heute bereits kontraktlich, daß auf Grund eines Krängungsversuches genügende Stabilität unter Ermittlung des Systemschwerpunktes nachgewiesen wird und die gewonnenen Ergebnisse ihnen in übersichtlicher Form zusammengestellt vorzulegen sind. In Gegenwart eines Vertreters der Reederei hat der Krängungsversuch mit vollständig ausgerüstetem Schiff stattzufinden. Gleichzeitig werden Stabilitätskurven für verschiedene Ladezustände und Neigungen gefordert, bei hochwertigen Passagierschiffen ein rechnerischer Nachweis der Unsinkbarkeit und genügender Leckstabilität. Die größten Reedereien, wie die Hamburg-Amerkia Linie und der Norddeutsche Lloyd, verfügen

aber auch über einen Stab technischer Kräfte, die imstande sind, die Rechnungsergebnisse der Werften auf ihre Geeignetheit für den eigentlichen praktischen Verwendungszweck der Schiffe zu prüfen und auf Grund des von der Bauwerft eingeforderten Materials die erforderlichen Rechnungen unter Berücksichtigung der für die Praxis in Frage kommenden Gesichtspunkte gegebenen Falles weiter durchzuführen. Die diesbezügliche Notwendigkeit dürfte nicht verkannt werden. Es muß heutzutage mehr gerechnet werden als früher, denn die Objekte, mit denen wir heute zu tun haben, sind andere als früher geworden. Wir dürfen uns nicht allein auf unser Gedächtnis, unsere Erfahrung und unser Gefühl verlassen, da wir durch diese zu leicht getäuscht werden können, sondern müssen, so weit es in unseren Kräften steht, rechnerisch die Geeignetheit unserer Konstruktionen für ihren eigentlichen Verwendungszweck prüfen. Hand in Hand müssen Theorie und Praxis arbeiten zum Wohle des Ganzen.

Der Schiffbau fachmann muß dem Reeder zur Seite stehen, so bald es sich um Bestellung eines Schiffes handelt. Die grundlegenden Abmachungen über Abmessungen, Tragfähigkeit, Geschwindigkeit, Kohlenverbrauch usw. müssen seiner Begutachtung unterworfen sein, da mit der Festlegung dieser Faktoren auch die Stabilität innerhalb gewisser Grenzen besiegelt ist und ein für alle mal festliegt, wenn das Schiff die im Vertrage gestellten Forderungen sämtlich erfüllen soll. Nur auf diese Weise kann die Wirtschaftlichkeit des Objektes sichergestellt werden. Während des Baues selbst muß der Schiffbauer darauf achten, daß vom Reeder geforderte nachträgliche Einbauten ohne Verminderung der Stabilität vollzogen werden. Wenn Schiffe gegenüber den von der Bauwerft voraus berechneten Stabilitätsverhältnissen instabil ausfallen, so kann man den Werften nicht immer einen Vorwurf daraus machen. Die Werften haben natürlich ein Interesse daran, nach Abschluß des Vertrages und Inbaugabe des Schiffes nachträglichen Wünschen des Reeders so weit als möglich entgegen zu kommen. In den meisten Fällen werden aber die Mehrforderungen auch mehr Gewicht mit sich bringen, und dieses wird gewöhnlich in den oberen Decks hinzu kommen, da die unteren Decks bereits belegt sind. Die Stabilität wird also in den meisten Fällen ungünstig beeinflusst werden. Pflicht der Werften ist es dann allerdings, in solchen Fällen den Reeder auf die jeweilig eintretende ungünstige Beeinflussung der Stabilität aufmerksam zu machen und Pflicht der Reedereien, diesen Angaben die erforderliche Bedeutung beizumessen. Die Reederei muß selbstverständlich

die Werft bezüglich des für die Rechnung in Frage kommenden Erfahrungsmaterials — Seeigenschaften ähnlicher, bereits im Betriebe befindlicher Schiffe, Ladung, deren Räume und übliche Stauung usw. — nach Möglichkeit unterstützen, da den Werften hierin vielfach die besonderen Erfahrungen fehlen.

Die Ansichten über die Daseinsberechtigung eines schiffbautechnisch sachverständigen Stabes bei einer Reederei sind geteilt. Die Meinungen der Kaufleute und Seeleute gehen vielfach dahin, daß ein Bedürfnis, die Schiffe in schiffbautechnischer Hinsicht zu beurteilen, bzw. bei Neubauten die Konstruktion zu beeinflussen, für eine Reederei nicht vorliegt. Ihrer Ansicht nach sollte sich die Reederei damit begnügen, lediglich auf die Innehaltung ihrer im Vertrag gestellten Forderungen über Geschwindigkeit, Tragfähigkeit usw. seitens der Werft zu sehen.

Diese Ansicht kann nicht geteilt werden. Der Reederei-Schiffbauer, der die praktischen Bedürfnisse seiner Reederei kennt, soll sinngemäß vermitteln zwischen Reederei und Werft. Er allein wird in der Lage sein, in geeigneter Weise aus dem ihm in weitgehendstem Maße zur Verfügung stehenden Erfahrungsmaterial in Zusammenarbeit mit den Werften fördernd in konstruktiver Hinsicht auf die technische Entwicklung des Schiffsmaterials seiner Reederei einzuwirken, und Gelegenheit genug bietet sich ihm, seine Daseinsberechtigung in dieser Hinsicht nachzuweisen. Einer Reederei ist nicht damit gedient, daß ihr seitens der Werft Konventionalstrafen gezahlt werden und sie schließlich ein Schiff erhält, das nicht den Forderungen des ursprünglichen Vertrages und damit seinem beabsichtigten Verwendungszweck entspricht.

In den wenigsten Fällen bietet sich den Schiffbauingenieuren der Werft Gelegenheit, ihr Konstruktionserzeugnis im Betriebe kennen zu lernen. In den seltensten Fällen hört der Werftkonstrukteur etwas von den Betriebserfahrungen des Schiffes, das er gebaut hat. Kaum bietet sich ihm Gelegenheit, das Schiff wieder zu betreten, falls es nicht gerade aus irgend einem Grunde zur Bauwerft kommt, beispielsweise auf der Bauwerft dockt. Denken wir bei dieser Gelegenheit z. B. an unsere Ostseewerften. Wann sehen sie ihre Neubauten einmal wieder? In der Regel nie. Hierin könnte seitens der maßgebenden Kreise ein gewisser Wandel geschaffen werden, der dem gesamten Schiffbau nur zu Gute kommen würde, z. B. dadurch, daß man um die Konstruktion des Schiffes verdienten Schiffbauingenieuren der

Werft Gelegenheit gibt, an größeren Reisen ihrer Konstruktionserzeugnisse teilzunehmen.

Aus dem augenblicklichen Zustande entspringt für die Reedereien umsomehr die Pflicht, sich auch schiffsbautechnisch mit ihren Bauten zu befassen und sinngemäß die Werften mit ihrem Erfahrungsmaterial zu unterstützen.

Zweifellos würde dieses Verfahren des Zusammenarbeitens, das bereits von den großen Reedereien und Werften in weitgehendstem Maße gepflogen wird, wenn es sich verallgemeinern würde, nicht nur Arbeit und Geld sparen, sondern auch vor allem den Sicherheitsgrad unserer Schiffe erhöhen und die Zahl der Schiffsverluste einschränken. Überhaupt sollten gerade hinsichtlich der Stabilität die Reedereien in weit größerem Maße die Konstruktionen der Schiffe beeinflussen, da sie das erforderliche Erfahrungsmaterial in Händen haben.

Der bedeutende Oberingenieur der Cunard Line, Mr. R. L. Peskett, den man wohl mit gewissem Recht als den Schöpfer der „Mauretania“, „Lusitania“ und „Aquitania“ bezeichnen kann, äußert sich in seiner Abhandlung, vorgetragen vor der Institution of Naval Architects im April 1914, „On the design of steamships from the owners point of view“ im selben Sinne, indem er sagt:

„In either case, the owner should be the best judge of his own requirements, and he can, therefore, lay down a broad scheme for the builder to work upon.“ „The evolution of the design must in fact be developed from the owners experience and data, if the finished ship is to prove a successful commercial asset. A builder may produce a vessel possessing every virtue as regards perfect material and finish, but the material may not be so arranged as to prove a source of profitable revenue on the trade for which the ship is intended. Most ship owners now employ a technical staff who can determine the features of new designs, and this being so, they should take upon themselves considerable burden of responsibility, and avoid imposing strict guarantees upon the builder. This will affect a reduction in first cost, for the builder, if he is confronted by heavy penealties, must protect himself by increasing the cost of the owner.“ „There is perhaps no feature of construction in which the direct influence of the owner is more appreciated in Naval Architecture than in the determination of suitable stability. It is, of course, highly

desirable that passenger ships should be comfortable, and comfort is largely measured by metacentric height.“ („Über den Entwurf von Schiffen vom Standpunkt des Reeders.“ „In jedem Falle dürfte der Reeder als der beste Kenner seiner eigenen Bedürfnisse angesehen werden und demnach in der Lage sein, ein eingehendes Projekt zu machen, nach dem der Erbauer des Schiffes arbeiten kann.“ „Die Entwicklung des Projektes muß praktisch erfolgen nach den Erfahrungen und Angaben des Reeders, soll das fertige Schiff sich als wirtschaftlicher Erfolg erweisen. Eine Werft mag wohl in der Lage sein, ein Schiff zu bauen, das bezüglich Material und Ausführung vollendete Güte besitzt, aber das Material mag nicht so angeordnet sein, daß sich das Schiff für den Verwendungszweck, für den es vorgesehen ist, als wirtschaftliche Einnahmequelle erweist. Die meisten Reeder besitzen jetzt einen technischen Stab, der in der Lage ist, die Grundzüge neuer Entwürfe festzulegen; und unter diesen Umständen sollten sie einen beträchtlichen Teil Verantwortung auf sich nehmen und vermeiden, dem Erbauer scharfe Bürgschaften aufzuerlegen. Dies wird eine Verminderung der Kosten ergeben; denn der Erbauer muß sich mit Rücksicht auf eintretende Schwierigkeiten dadurch schützen, daß er die Kosten für den Reeder erhöht.“ „Es gibt im Schiffbau vielleicht keinen Konstruktionsfaktor, bei welchem der unmittelbare Einfluß des Reeders wertvoller ist, als bei der Bestimmung geeigneter Stabilität. Es ist natürlich höchst wünschenswert, daß Passagierschiffe angenehmen Aufenthalt gewähren; Wohlbefinden ist aber im weitesten Maße abhängig von der metazentrischen Höhe.“

Die geeigneten Institute, praktische Werte der Stabilität zu sammeln, sind die Reedereien. Bedingung hierfür ist, daß die Kapitäne mehr und mehr mit dem Wesen der Stabilität vertraut gemacht werden, um ihnen die Möglichkeit zu geben, die erforderlichen Messungen im Hafen und auf See bei den verschiedenartigsten Ladezuständen ihrer Schiffe in Form von Krängungsversuchen sachgemäß unter Berücksichtigung sämtlicher in Frage kommenden beeinflussenden Faktoren ausführen zu können.

Diese Messung im Verein mit dem allmählich geschulten kritischen Urteil der Schiffsoffiziere werden die Reedereien in Stand setzen, die Stabilität ihrer Schiffe richtig zu bewerten und die Sammlung derselben ihnen äußerst wertvolles Material für die weitere erfolgreiche Entwicklung ihrer Schiffe an die Hand geben.

Mit der richtigen Erkenntnis der jeweiligen Stabilitätsverhältnisse der Schiffe von Seiten der Schiffsoffiziere werden aber gleichzeitig die Unglücksfälle mehr und mehr abnehmen, die mangelnder Stabilität zuzuschreiben sind, andererseits aber auch die Rentabilität der Schiffe eine größere werden, insofern, als die Kapitäne die Schiffe nicht mit Ballast füllen werden in Fällen, in denen sie bisher aus Unkenntnis der vorliegenden Verhältnisse auf der sicheren Seite zu liegen beabsichtigen.

Mit besonderer Freude ist es daher zu begrüßen, daß, veranlaßt durch den wiederholt in Seeamtssprüchen vertretenen Standpunkt, es sei wünschenswert, den Kapitänen einfache Handhaben zur besseren Beurteilung der Stabilität ihrer Schiffe zu geben, und durch die infolgedessen ausgelösten Erörterungen in Fachkreisen im Jahre 1912, durch den Nautischen Verein zu Hamburg und den Verein Deutscher Seeschiffer zu Hamburg gemeinsam eine Kommission eingesetzt wurde zur Untersuchung der aufgerollten Stabilitätsfragen. Die Kommission ging in ihrer Beratung davon aus, daß es zur Beurteilung der Stabilität eines Schiffes notwendig ist, sowohl das bei einem Schiff „vorhandene“, als auch das bei einem Schiff zu „fordernde“ Maß zu kennen. Sie kam zu dem Ergebnis, daß es z. Zt. noch nicht allgemein möglich ist, für die Stabilität das Maß festzusetzen, das ein Schiff haben muß, um in allen Fällen mit genügender Sicherheit seine Reisen auszuführen, daß es aber durchaus zu empfehlen sei, Erfahrungsmaterial zu sammeln, da man voraussichtlich auf diesem Wege zur allgemeinen Festsetzung des zu „fordernden“ Maßes der Stabilität kommen würde. Seitens dieser Kommission wurde die Angelegenheit vor den letzten deutschen Seeschiffahrtstag in Berlin gebracht und dieser beschloß, sich in seiner Gesamtheit für die Sache einzusetzen und für die Forderung einzutreten, daß

1. die Schiffswerften jedem der vor ihnen erbauten Schiffe ein entsprechendes Stabilitätskurvenblatt mitgeben und möglichst auch den ersten Krängungsversuch vor Ablieferung des Schiffes machen,
2. die nautischen Schiffsoffiziere in der Ausführung der Krängungsversuche unterrichtet werden, gegebenen Falles in der Weise, daß

bei den fakultativen Prüfungen der Schiffbautechnik die Stabilitätslehre entsprechend berücksichtigt werde,

3. die Schiffsleitungen nach entsprechender Anweisung Krängungsversuche machen und das Erfahrungsmaterial sammeln, und daß
4. als Zentralstelle zur weiteren Bearbeitung des Erfahrungsmaterials die Seeberufsgenossenschaften gebildet werden, die allein hierfür in Frage kommen.

Ist jeder ein Schiff führende Seemann zur völligen Erkenntnis der praktischen Stabilitätsverhältnisse gelangt, dann wird er mit seiner Erfahrung den Konstrukteur in geeigneter Weise unterstützen können, und dieses Zusammenarbeiten wird für die Sicherheit unserer Schiffe weit größere Gewähr leisten als das Erlassen behördlicher Vorschriften bzw. eine Kontrolle durch den Staat.

Die Leckstabilität und ihre Sicherung durch behördliche Vorschriften.

Die Ansichten über die Notwendigkeit, bei der Unsinkbarkeitsfrage auch die Stabilität zu berücksichtigen, sind geteilt. Auf der einen Seite ist man der Meinung, die Stabilität könne man aus der Unsinkbarkeitsbetrachtung fort lassen*), weil bei dem Bau moderner Passagierschiffe nach dieser Richtung Versehen und Fehler, sollten sie wirklich vorhanden sein, leicht in solchen Grenzen gehalten werden können, daß sie ohne Einfluß auf die Sicherheit bleiben. Auf der anderen Seite fordert man die Festlegung eines einheitlichen Minimalmaßes**) und sogar staatliche bzw. behördliche Stabilitätsvorschriften.***)

Der „Londoner Vertrag zum Schutze des menschlichen Lebens auf See“ erwähnt, wie auch die bisherigen deutschen Schottvorschriften der Seeberufsgenossenschaft die Stabilität nicht. In London wurde, wie Professor Pagel in seinem Vortrag „Die Schottvorschriften des internationalen Ver-

*) v. Ahlefeld und Hildebrandt, Schiffbau und Seemannschaft in England, Zeitschrift „Überall“ XV. Jahrgang, Heft 1.

**) Benjamin, Über das Maß der Stabilität der Schiffe, Schiffbautechnische Gesellschaft November 1913.

***) Flamm, Sicherheitseinrichtungen der Seeschiffe, Verlag von Otto Salle, Berlin 1904. — Die Unsinkbarkeit moderner Seeschiffe, Schiffbautechnische Gesellschaft November 1912. — Sicherheitseinrichtungen an Bord moderner Handelsschiffe, Deutscher Schiffbau 1913. Verlag von Carl Marfels, Berlin. — Schiffsuntergang, „Berliner Tageblatt“, 21. Dezember 1913. — Die 15. Hauptversammlung der Schiffbautechn. Ges. „Schiffbau“, 14. 1. 14. — Die Frage der Unsinkbarkeit von Passagierdampfern, „Technische Rundschau“, 8. Januar 1913.

trages zum Schutze des menschlichen Lebens auf See“*) berichtet, der Gedanke, die Stabilität der Schiffe bei überfluteten Abteilungen behördlich zu prüfen und sie als Mittel der Schotteinteilung zu benutzen, gewissenhaft erwogen, aber nach eingehender Diskussion abgelehnt. Die Aussprache ergab nicht nur, daß der praktischen Durchführung einer behördlichen Kontrolle große Schwierigkeiten entgegenstehen, und daß es unzweckmäßig sei, die Kontrolle dem Staat aufzuerlegen, sondern zeigte auch vor allen Dingen, daß ein Bedürfnis für eine solche Maßnahme nicht anerkannt werden könne.

Von allen Seiten wurden Beispiele dafür herbeigetragen, daß leck gewordene Passagierdampfer in aufrechter Lage mit dem Bug oder Heck voran untergegangen seien, und nicht ein einziges Beispiel konnte, wie Professor Pagel ausdrücklich betont, von den Vertretern aller beteiligten Staaten dafür angeführt werden, daß ein beschädigter Passagierdampfer gekentert sei. Auch wurde bestätigt, daß alle Untersuchungen der Stabilität von überfluteten Schiffen, sofern wirkliche Verhältnisse zu Grunde gelegt wurden, eine ausreichende Stabilität ergeben hätten. Es herrschte die Meinung vor, daß, wenn die Unterteilung der Schiffe nach den aufgestellten Regeln erfolge, die Stabilitätsfrage für die Sicherheit der Passagierschiffe von untergeordneter Bedeutung sei. Dieselben Gründe also, die bereits die deutsche Schottenkommission zu ihrem einstimmig gefaßten Beschluß geführt hatten, die behördliche Kontrolle der Stabilität abzulehnen, veranlaßten auch die Londoner Kommission zu beschließen, daß in bezug auf die Stabilität nichts anderes in den Vertrag aufgenommen werden sollte als die Bestimmung, daß in keinem Falle die Länge einer Abteilung 28 m überschreiten darf. Die Stabilitätsfrage ist also im Londoner Verträge in genau der gleichen Art behandelt worden wie in den deutschen Schottvorschriften.

Die Forderung behördlicher Stabilitätsvorschriften ist des öfteren von Geheimrat Flamm gestellt worden. Flamm bemängelt die fehlende Berücksichtigung der Stabilität bei den Schottvorschriften, bzw. den Schottkurven.

Liegt nun ein dringendes Bedürfnis für solche staatlichen, bzw. behördlichen Vorschriften vor, und ist es überhaupt praktisch möglich, einwandfreie, sämtliche Faktoren berücksichtigende, und damit für jeden Fall unbedingte Sicherheit gewährleistende Vorschriften zu erlassen?

*) Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft 1916.

Die Erfahrung des U-Bootkrieges hat gezeigt, daß fast alle Schiffe über Vor- oder Achtersteven oder senkrecht gesunken und nur wenige gekentert sind. Man könnte demnach annehmen, daß die Stabilität bei der Leckfrage überhaupt keine Rolle spielt. Überlegt man, daß das bei einer Torpedierung entstehende Leck erfahrungsgemäß in den meisten Fällen von außerordentlich großen Abmessungen ist, und die in einem kurzen Zeitabschnitt einströmenden Leckwassermengen daher sehr beträchtlich sind, so hat man eine Erklärung dafür, daß unter diesen Umständen eine Neigung zur Schlagseite nicht auftreten wird. Berücksichtigt man aber, daß der kritischste Zeitpunkt der Leckstabilität der ist, da nur eine geringe Leckwassermenge ins Schiff eingedrungen ist, nimmt man ferner an, daß das Leck sehr klein ist, beispielsweise Artillerietreffer in der Wasserlinie, und daß das Eindringen des Leckwassers daher nur verhältnismäßig langsam vor sich geht, dann kann man sich vorstellen, daß das Schiff bei ungenügender Stabilität eine Schlagseite annehmen kann, die ein Übergehen von Gewichten, Ladung, losem Wasser in den Tanks usw. nach sich zieht und trotz genügender Freibords das Schiff, und trotzdem dieses den Schottvorschriften entspricht, zum Kernern bringen kann. Auch hierfür hat der Krieg Beispiele gezeigt, selbst wenn man die Unfälle ausschaltet, bei denen Schiffe auf Grund vorhandener Längsschotte gekentert sind.

Handelt es sich darum, das Verhalten bzw. den Sicherheitsgrad eines Schiffes im lecken Zustande rechnerisch festzustellen, so darf man sich nicht damit begnügen, die metazentrische Höhe der aufrechten Lage für den Endzustand des Vollaufens der lecken Abteilung zu errechnen und sich beim Ergebnisse eines positiven Wertes zufrieden geben; man muß vielmehr die Rechnung für den ganzen Vorgang durchführen, d. h. vom Anbeginn des Lecks bis zum Endzustand, da sich die Stabilität während des Vollaufens mit dem Höhersteigen des Wassers im lecken Raume ändert. Alsdann muß man aber — und hierauf kommt es besonders an — gleichzeitig das Verhalten des lecken Schiffes bei Neigungen, den sog. Stabilitätsumfang, feststellen.

Die Anfangsstabilität beim lecken Schiff erreicht zuerst ein Minimum, so lange die Flutwassermenge noch gering ist und wächst mit zunehmendem Flutwasser bei Schiffen normaler Form wieder an. Es wird also

genügen, wenn man für das eintretende Minimum der Anfangsstabilität während des Vollaufens und für den Endzustand des Vollaufens die Stabilität für Neigungen untersucht, um ein vollkommenes Bild über den Sicherheitsgrad des Schiffes zu erhalten.

Berücksichtigt man lediglich die metazentrische Höhe der aufrechten Lage nach dem Vollaufen für die Beurteilung der Leckstabilität eines Schiffes, so kommt man leicht zu nicht einwandfreien Schlüssen. So darf man z. B. aus der Tatsache, daß bei gewissem, für jedes Schiff an sich und auch für verschiedene Beladungsverhältnisse desselben individuellen Tiefgang, nach dem Vollaufen einer lecken Abteilung mit zunehmender Länge derselben auch die Stabilität zunimmt, nicht den Schluß ziehen, wie Geheimrat Flamm*) es tut, daß man ohne Bedenken die Länge der flutbaren Schottenkurve über die 28 m hinaus voll ausnutzen kann, ohne die Stabilität des lecken Schiffes zu gefährden. Die Tatsache, daß bei gewissem Tiefgang mit zunehmender Länge des Lecks auch die Stabilität zunimmt, gilt zwar, wenn man den Endzustand nach dem Vollaufen betrachtet, für den Beginn des Vollaufens nimmt aber mit zunehmender Lecklänge die Stabilität ab, und dies sind gerade die kritischen Fälle, die unter allen Umständen mit berücksichtigt werden müssen.

Unter diesem Gesichtspunkt ist auch die Vorschrift der Seeberufsgenossenschaft verständlich, daß die maximale Länge eines Kesselraums 28 m nicht übersteigen darf, und aus diesem Grunde dürfte auch die Londoner Kommission in den Vertrag die Bestimmung aufgenommen haben, daß in keinem Falle die Länge einer Abteilung 28 m überschreiten darf.

Man betrachte hierzu das von Geheimrat Flamm so oft**) — als Beweis für die seiner Ansicht nach „unbegründete, wertlose Einführung der 28 m-Grenze“ — betonte Rechenbeispiel:

*) Flamm, Diskussionsrede zu Pagels Vortrag „Die Schottvorschriften des internationalen Vertrages zum Schutze des menschlichen Lebens auf See“ Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft 1916, Seite 149. — Beitrag zur Bestimmung des kritischen Tiefganges von Seeschiffen, Schiffbau, 20. Jahrgang, No. 8, 22. Januar 1919, Seite 195/197.

**) Diskussion zu Pagel: Die Schottvorschriften des Internationalen Vertrages zum Schutze des menschlichen Lebens auf See. Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft 1916, S. 148. — Flamm, Die 17. ordentliche Haupt-Versammlung der Schiffbautechn. Gesellschaft, Schiffbau, 22. Dezember 1915.

Parallelepipedon.

$L = 250$ m, $B = 30$ m, $T = 8$ m, 10 m, 12 m, Leck = 28 m, 56 m, 66 m lang, \overline{MG} für das intakte Schiff = + 300 mm.

1) $T = 8$ m

Leck = 28 m lang $\overline{MG}_{\text{leck}} = -0,245$ m

Leck = 56 m lang $\overline{MG}_{\text{leck}} = -0,650$ m

Leck = 66 m lang $\overline{MG}_{\text{leck}} = -0,740$ m

Kritischer Tiefgang unterschritten, Anfangsstabilität des leckten Schiffes nimmt mit zunehmender Lecklänge ab.

2) $T = 10$ m

Leck = 28 m lang $\overline{MG}_{\text{leck}} = +0,09$ m

Leck = 56 m lang $\overline{MG}_{\text{leck}} = +0,065$ m

Leck = 66 m lang $\overline{MG}_{\text{leck}} = +0,113$ m

Kritischer Tiefgang annähernd erreicht.

3) $T = 12$ m

Leck = 28 m lang $\overline{MG}_{\text{leck}} = +0,356$ m

Leck = 56 m lang $\overline{MG}_{\text{leck}} = +0,632$ m

Leck = 66 m lang $\overline{MG}_{\text{leck}} = +0,802$ m

Kritischer Tiefgang überschritten, Anfangsstabilität des leckten Schiffes nimmt mit zunehmender Länge des Lecks zu.

Man rechne nun für den 12 m-Tiefgang, d. h. also den Tiefgang, der bereits über dem kritischen liegt, die Leckstabilität nach dem Vollaufen, unter der Annahme eines Doppelbodens von 1,8 m Höhe, der für den Leckfall intakt bleiben soll (in obigem Beispiel ist ein Doppelboden nicht vorgesehen), so ergeben sich folgende Werte:

Leck = 28 m lang $\overline{MG}_{\text{leck}} = +0,15$ m

Leck = 56 m lang $\overline{MG}_{\text{leck}} = +0,155$ m

Leck = 66 m lang $\overline{MG}_{\text{leck}} = +0,208$ m

Man errechne dann ferner die Leckstabilität während des Vollaufens und zwar unter der Annahme, daß in einem Falle nur $\frac{1}{8}$ der gesamten Leckwassermenge, im anderen Falle $\frac{1}{4}$ der gesamten Leckwassermenge eingedrungen ist, und man erhält folgende Werte:

	$\frac{1}{8}$ Leckwassermenge eingedrungen	$\frac{1}{4}$ Leckwassermenge eingedrungen
Leck = 28 m lang	$\overline{MG}_{\text{leck}} = +0,092$ m	$\overline{MG}_{\text{leck}} = +0,095$ m
Leck = 56 m lang	$\overline{MG}_{\text{leck}} = -0,16$ m	$\overline{MG}_{\text{leck}} = -0,141$ m
Leck = 66 m lang	$\overline{MG}_{\text{leck}} = -0,255$ m	$\overline{MG}_{\text{leck}} = -0,225$ m
Leck = 84 m lang	$\overline{MG}_{\text{leck}} = -0,458$ m	$\overline{MG}_{\text{leck}} = -0,394$ m

Die Rechnungen ergeben also, daß trotzdem für den Endzustand des Vollaufens für sämtliche Lecklängen positive Stabilität vorhanden ist, während des Vollaufens die Stabilität bei 56 m Lecklänge und darüber negativ wird, und daß im vorliegenden Falle die 28 m-Raumgrenze die Stabilität tatsächlich sichert.

Andererseits zeigen die Rechnungen deutlich, wie beispielsweise durch die Annahme des Doppelbodens das Ergebnis sich bereits erheblich ändert, und daß daher eine gewisse Gefahr vorliegt, aus Beispielen, die nicht den Verhältnissen der praktischen Ausführung angepaßt sind, Schlüsse auf die praktischen Vorgänge zu ziehen.

Für das Projekt eines großen Fracht- und Passagierdampfers von 178,95 m Länge, 21,95 m Breite und 12,34 m Seitenhöhe angestellte Berechnungen haben ergeben, daß am Ende der Reise unter der Annahme, daß 2 mittschiffs gelegene Abteilungen (Kesselräume) von zusammen 37 m Länge gleichzeitig leck werden, die metazentrische Höhe der aufrechten Lage zuerst von +0,54 m auf -0,35 m sinkt und dann allmählich bis zum Endzustand des Vollaufens auf +0,05 m steigt (vergl. Abb. 20). Der negativen metazentrischen Höhe von -0,35 m entspricht eine Schlagseite von zirka 20 Grad, die einem Schiff bereits gefährlich werden kann. Hieraus geht hervor, wie wichtig solche Rechnungen sind.

Die Leckstabilität eines Schiffes wird bedingt durch

1. seine Formstabilität,
2. seine Gewichtsstabilität,
3. seinen Freibord,
4. die wasserdichte Unterteilung des Schiffes, d. h. durch den lecken Raum, seine Abmessungen und die Art seiner Durchflutbarkeit und die Lage der wasserverdrängenden Gegenstände in ihm.

Während der vorhandene Anteil der Gewichtsstabilität an der intakten Stabilität auch für den Leckfall voll erhalten bleibt, d. h. der System-schwerpunkt des Schiffes als festliegend angenommen werden kann, geht ein Teil der Formstabilität durch Verlust an Trägheitsmoment der Wasserlinie verloren. Je nach den Formverhältnissen des Schiffes ist der prozentuale Verlust an Trägheitsmoment der Wasserlinie verschieden. Unter der Annahme eines mittschiffs gelegenen Lecks wächst er mit zunehmender

Breite des Schiffes infolge der bei breiten Schiffen im allgemeinen größeren Endscharfe der Wasserlinien und damit tritt bei Schiffen größerer Breite ein relativ größerer Verlust an Formstabilität ein.

Zur Sicherung der Stabilität im Leckfalle schlägt Geheimrat Flamm vor, eine Vorschrift für bestimmtes T/B für das verletzte Schiff zu erlassen. Flamm sieht einen Mangel in dem Londoner Vertrag zum Schutze des menschlichen Lebens auf See darin, daß die Stabilität in ihm nicht berücksichtigt worden ist und möchte ihn dahin ergänzt haben, daß bei gegebenem L/B auch ein bestimmtes L/T einzuhalten ist.

Leckstabilität. Die metazentrische Höhe der aufrechten Lage $(\overline{MG})_0$ während des Vollaufens von 2 Kesselräumen bei dem Entwurf eines Fracht- und Passagierdampfers von 178,95 m Länge, 21,95 m Breite und 12,34 m Seitenhöhe.

$(\overline{MG})_0$ des unverletzten Schiffes = 0,54 m.

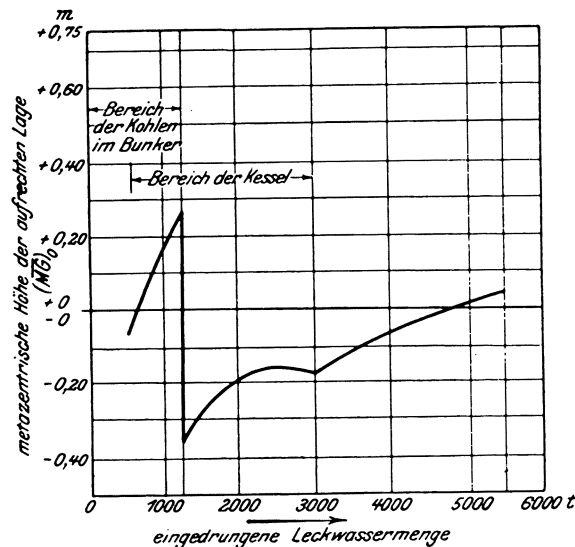


Abb. 20.

Abgesehen davon, daß bei einer ganzen Reihe von Schiffen, insbesondere bei Schiffen mit großem Aktionsradius, großem Kohlen- und Frischwasserverbrauch, am Ende der Reise der erforderliche Mindesttiefgang sich auch mit Ballast nicht erreichen läßt, andererseits in Anbetracht gewisser Gewässertiefen, von den großen Fracht- und Passagierdampfern des Südamerikadienstes beispielsweise auf dem La Plata, ein bestimmter Tiefgang nicht überschritten werden darf, werden durch Festsetzung eines bestimmten Mindesttiefganges, wie auch bereits das oben angeführte Rechenbeispiel gezeigt hat, nicht

die oben erwähnten kritischen Zustände während des Vollaufens gefaßt. Außerdem ist die jeweilige Festlegung des Freibords erforderlich, um genügende Reserveschwimmfähigkeit und ausreichenden Stabilitätsumfang zu gewährleisten.

Damit hat auch der von Flamm so oft zur einwandfreien Sicherung der Schiffe empfohlene „kritische Tiefgang“ praktisch nicht den Wert, den er ihm irrtümlich beimißt, und die Leckstabilitätsfrage kann durch Festsetzung des „kritischen Tiefganges“ für ein Schiff nicht als gelöst angesehen werden.

Bei vollgelaufenem leckem Schiff und trotz großer, in diesem Zustande vorhandener Anfangsstabilität kann die Kenterbarkeit des Schiffes doch sehr nahe liegen und die für einen solchen Zustand errechnete positive metazentrische Höhe der aufrechten Lage braucht nicht immer genügende Sicherheit zu geben (vergl. Abb. 21 u. 22), während andererseits selbst bei negativer metazentrischer Höhe der aufrechten Lage die Leckstabilität durch einen genügend großen Freibord völlig gesichert ist.

Abb. 21 ist Flamms Vortrag „Die Unsinkbarkeit moderner Seeschiffe“ entnommen und gilt für den „George Washington“ für den Fall, daß der Raum von Spt. 85 bis Spt. 114 leck geworden ist. Die Abzüge sind progressiv mit 5, 30 und 55 % angenommen. Vorausgesetzt ist ferner, daß diese Abzüge sich in gleicher Dichte über den ganzen lecken Raum bis zum Schottendeck erstrecken. Geheimrat Flamm sagt hierzu folgendes:

„Die Wirkung der hier zugrunde gelegten Annahme auf die Querstabilität beim Leck ist bemerkenswert. Da innerhalb der Neigungszone die Hebelarme der Keilstücke die gleichen bleiben, wie beim intakten Schiff, die Volumina der Keilstücke indessen nur mit dem Prozentsatz in Rechnung treten, der den Abzügen zu Grunde gelegt ist, so folgt, daß auch die Momente der Keilstücke im lecken Teil den entsprechenden Bruchteil der Momente des intakten Schiffes an dieser Stelle ausmachen, und daß somit mit wachsendem Prozentsatz der Abzüge auch die Stabilität des lecken Schiffes zunimmt.

Rechnet man dagegen für die Keilstücke (wie Geheimrat Flamm es bei den geometrischen Körpern gemacht hat) keine Verdrängung und nimmt an, daß die Prozente der Abzüge in einem unterhalb der jeweiligen Schwimmlinie gelegenen Teil des lecken Raumes liegen, so findet genau das Gegenteil, wie hier ermittelt, statt, d. h. die Stabilität des lecken Schiffes

nimmt mit zunehmenden Prozenten der Abzüge ab.“ Daraus folgt, wie Geheimrat Flamm selbst sagt, daß es erforderlich ist, für jeden einzelnen Fall, also für jedes einzelne Schiff eine seinen Betriebsverhältnissen entsprechend genaue Leck- und Stabilitätsrechnung vorzunehmen und festzustellen, ob die wasserdichte Unterteilung für den ungünstigsten Fall genügt oder nicht.

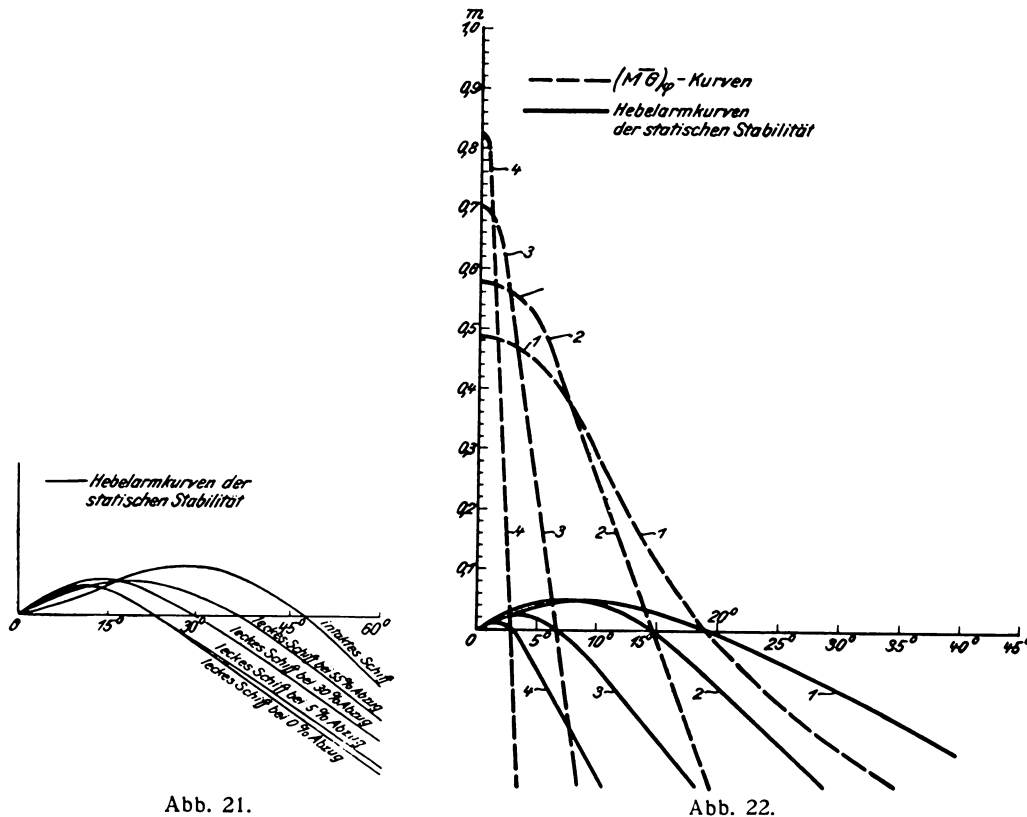


Abb. 21.

Abb. 22.

Die Hebelarmkurven der Abb. 22 sind der Abhandlung „The stability of ships in damaged conditions“ von P. Y. Brimblecombe*) entnommen. Es ist die Annahme zugrunde gelegt, daß das Schiff durch ein in der Mitte des Schiffes gelegenes Leck bis zum Schottendeck wegsinkt, d. h. es ist das Maximum der flutbaren Länge vorausgesetzt, die Ladung ist als gleichmäßig über den ganzen Raum verteilt angenommen, und zwar 60 % des überfluteten Raumes in Anspruch nehmend.

*) Institution of Naval Architects 1914.

Die Berechnungen beziehen sich auf ein Schiff von 400 Fuß Länge, 48 Fuß Breite, dessen Seitenhöhe variabel ist, im Fall 1 32 Fuß, 2 = 27 Fuß, 3 = 22 Fuß, 4 = 17 Fuß. Das Verhältnis von Breite zum Tiefgang ist in den einzelnen Fällen angenommen, wie folgt: 1 = 1,84, 2 = 2,18, 3 = 2,68, 4 = 3,48. Brimblecombe hat für die einzelnen Fälle die nach vollendetem Vollaufen der verletzten Abteilungen sich ergebenden metazentrischen Höhen \overline{MG} unter verschiedenen Annahmen der Ladung berechnet. Sie sind in Zahlentafel 2 wiedergegeben.

Zahlentafel 2.

Seitenhöhe bis zum Schotten-deck in Fuß engl.	B:T	Metazentrische Höhe für Schiff unversehrt in Fuß engl.	Metazentrische Höhe nach dem Vollaufen in Fuß engl.		
			Ladung gleichmäßig durch den ganzen Raum verteilt	Ladung bis oben unterhalb der gefluteten Wasserlinie verteilt, sodaß die freie Wasseroberfläche die volle Fläche des verletzten Teiles der Schwimmebene ausfüllt.	Ladung gelagert im unteren Teil des Raumes
32'	1,84	1,19'	1,6'	0,6'	1,4'
27'	2,18	1,69'	1,9'	-0,1'	0,6'
22'	2,68	2,47'	2,3'	-0,7'	-0,1'
17'	3,48	3,68'	2,7'	-1,4'	-1,0'

Die Zusammenstellung ergibt:

1. daß für Schiffe von gebräuchlichem Verhältnis $B:T=1,84$ bis 2,68, d. h. $T:B=0,544$ bis 0,373, das \overline{MG} nach vollendeter Leckage noch annehmbare Werte aufweist, ausgenommen im Falle, daß die Ladung bis oben unterhalb der gefluteten Wasserlinie reichend verteilt angenommen ist.
2. daß die Art der angenommenen Ladungsverteilung von außerordentlichem Einfluß auf die Rechnerverhältnisse ist.

Die Leckstabilität eines Schiffes stellt sich ein nach der innegehabten intakten Stabilität unter dem Einfluß der während des Vollaufens sich ändernden Formstabilität des Schiffes.

Für die Änderung der Formstabilität beim lecken Schiff ist aber nicht nur maßgebend die Veränderung der Schiffsform beim Tiefertauchen, sondern auch in wesentlichem Maße die Lage der in den lecken Räumen vorhandenen, wasserverdrängenden Gegenstände.

Um daher bei anzustellenden Leckrechnungen sich die Vorgänge klar vor Augen zu führen und um möglichst einwandfreie Ergebnisse sicher zu

stellen, empfiehlt es sich in jedem Falle, die lecken Räume zunächst für sich zu betrachten, für sie getrennt die erforderlichen Stabilitätsberechnungen unter Berücksichtigung der in Betracht kommenden ungünstigsten Fälle anzustellen, um alsdann durch einfaches Verkuppeln dieser Rechnungsergebnisse mit den Berechnungsergebnissen für das intakte Schiff die eigentlichen Leckstabilitätsverhältnisse zu erhalten.

Um nun möglichst der Wirklichkeit angenäherte Rechnungsergebnisse zu erzielen, wird man in jedem Falle Annahmen zugrunde legen müssen, die die praktischen Verhältnisse berücksichtigen, vor allen Dingen die Lage der in den lecken Räumen vorhandenen, wasserverdrängenden Gegenstände und ihren Einfluß auf das Trägheitsmoment der Leckwasserlinie auch für Neigungen. Ferner wird man berücksichtigen müssen, daß die Größe, Länge und Höhenlage des Lecks von außerordentlichem Einfluß auf das Verhalten des lecken Schiffes ist. So werden, falls die Leckwassermenge bei einer großen Verletzung der Außenhaut in kürzester Zeit den lecken Raum erfüllen kann, die kritischen Zustände während des Vollaufens nur vorübergehend sein und die rechnerisch ermittelten Schlagseiten praktisch garnicht eintreten, während sie bei Lecks, die nur ein verhältnismäßig langsames Einfließen des Leckwassers gestatten, voll zur Geltung kommen werden.

Vorstehende Ausführungen ergeben, daß es praktisch unmöglich ist, einwandfreie, sämtliche Faktoren berücksichtigende und damit für jeden Fall unbedingte Sicherheit gewährleistende Vorschriften zu erlassen, und daß genügende Stabilität nur durch individuelle Berechnungen nachgewiesen und diesen entsprechenden Konstruktionen gewährleistet werden kann.

Die Stabilitätsuntersuchungen der Schiffe sowohl für den intakten als auch für den verletzten Zustand müssen daher den Werften und Reedereien überlassen bleiben. In dieser Beziehung ist im übrigen kein Grund zur Befürchtung vorhanden, daß die Interessen des Reeders sich nicht mit denen der Passagiere decken sollten, und hiernach liegt auch keine Notwendigkeit vor, staatliche Gesetze zu schaffen, die sich mit dieser Frage beschäftigen.

Daß seitens der Praxis, sowohl der Werften als auch der Reedereien bereits obigem Bedürfnis Rechnung getragen wird, ist im Jahre 1912 in der sich an Geheimrat Flamm's Vortrag „Die Unsinkbarkeit moderner Seeschiffe“ anschließenden Diskussion eingehend, insbesondere durch die Ausführungen Dr. Foersters dargelegt und erneut auch durch die Behandlung der Leckstabilitätsfrage in Dr. Foersters Abhandlung „Formstabile Schiffskörper“ (Z. d. V. D. I. 19. Juli und 2. August 1919) bestätigt. Ein Grund zu etwaiger Beunruhigung dürfte in dieser Beziehung demnach nicht vorliegen.

Was nun besonders die in den letzten Jahren so vielfach besprochene Leckstabilität der größten in Fahrt befindlichen Fracht- und Passagierdampfer anbetrifft, so haben eingehende, den praktisch gefahrenen Betriebsverhältnissen angepaßte Berechnungen ergeben, daß gerade bei diesen hochbordigen Schiffen die Leckstabilität weit besser als sonstwo gesichert ist und die errechneten kritischen Zustände während des Vollaufens zu Bedenken keinen Anlaß geben, da durch den hohen Freibord dieser Schiffe und damit ihren unverhältnismäßig großen Stabilitätsumfang Schlagseiten, die für die kritischsten Zustände während des Vollaufens rechnerisch sich ergeben, praktisch ohne Gefahr für das Schiff aufgenommen werden können.

Neuzeitige Konstruktionen zur Erhöhung der Stabilität.

K r e u z e r h e c k s.

In letzter Zeit ist man im Handelsschiffbau vielfach dazu übergegangen, den Schiffen statt der gewöhnlichen Hinterschiffsform eine Kreuzerheckform zu geben. Die ersten Schiffe dieser Art wurden in England gebaut und waren die englischen Pacific-Küstendampfer „Prince Rupert“ und „Prince George“, neuere „Empress of Russia“ und „Empress of Asia“, gebaut von der Fairfield Shipbuilding and Engineering Company, Govan, für den Passagierdienst der Canadian Pacific Railway Co. und „Alsatian“, gebaut von William Beardmore & Co. Ltd., Dalmuir sowie „Calgarian“, gleichfalls gebaut von der Fairfield & Engineering Co. für die Allan-Line. Letztere sind Schiffe von 600 Fuß Länge, 72 Fuß Breite, 54 Fuß Seitenhöhe und einer Verdrängung im Ladezustand von 22,500 Tons. Die Geschwindigkeit beträgt 18 Knoten, Passagierzahl einschl. Besatzung 2250 Köpfe.

Durch die Konstruktion dieser Kreuzerheckform ist es u. a. möglich, unter Verzicht auf eine verhältnismäßig wirkungsarme und bedeutend kostspieligere Verbreiterung gegenüber dem normalen Schiff einen verhältnismäßig hohen Stabilitätsgewinn zu erzielen, der sich bei Schiffen obiger

Größe auf rund 350—450 mm metazentrische Höhe beläuft. Abgesehen von diesem erwünschten Stabilitätsgewinn bringt die Kreuzerheckform gegenüber der normalen Handelsschiffform bedeutend günstigere Widerstandsergebnisse, wie durch Modellversuche festgestellt und auch praktische Be-

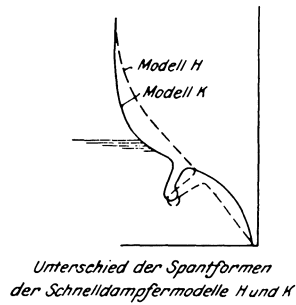


Abb. 23a.

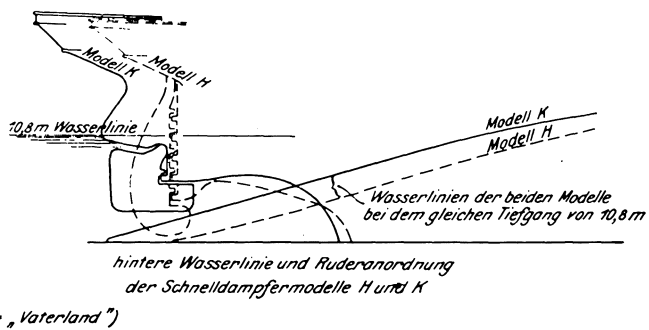


Abb. 23b.

Schiffsentwurf mit Kreuzerhinterschiffsform bei gewöhnlichem Handelsschiffsheck und mit Anschwellungen für Erhöhung der Formstabilität.

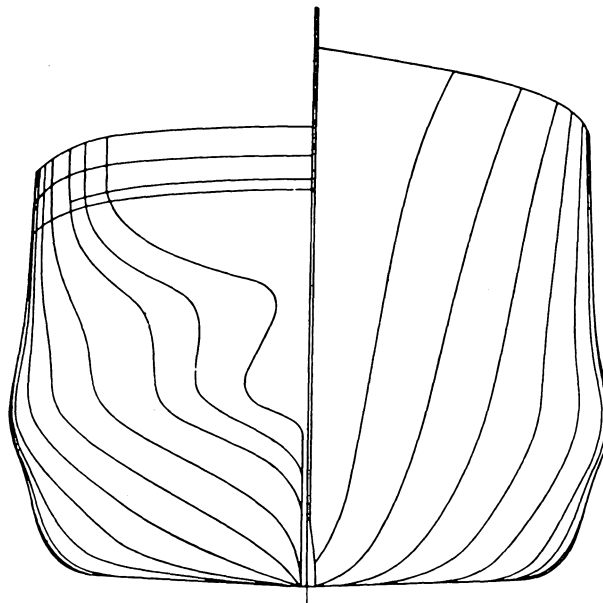


Abb. 24.

triebsergebnisse erwiesen haben. Von Dr. Schaffran*) angestellte Schleppversuche haben ergeben, daß bei einer Geschwindigkeit von 21 Knoten die Ersparnisse an Maschinenleistung sich für ein Deplazement von 15 090 Ton-

*) Schaffran, Die Anwendung des Kreuzerhecks bei Handelsschiffen, Schiffbau, XV. Jahrgang, Nr. 24.

nen auf 4,89 % und ein Deplazement von 14 129 Tonnen auf 6,88 % belaufen.

In Deutschland ist als erstes Schiff mit Kreuzerheckform der Schnelldampfer „Vaterland“ der Hamburg-Amerika-Linie gebaut worden, nur mit dem Unterschiede gegenüber den oben erwähnten englischen Schiffen, daß man auf die eigentliche Kreuzerheckform ein gewöhnliches Handelsschiffheck aufgesetzt hat.*)

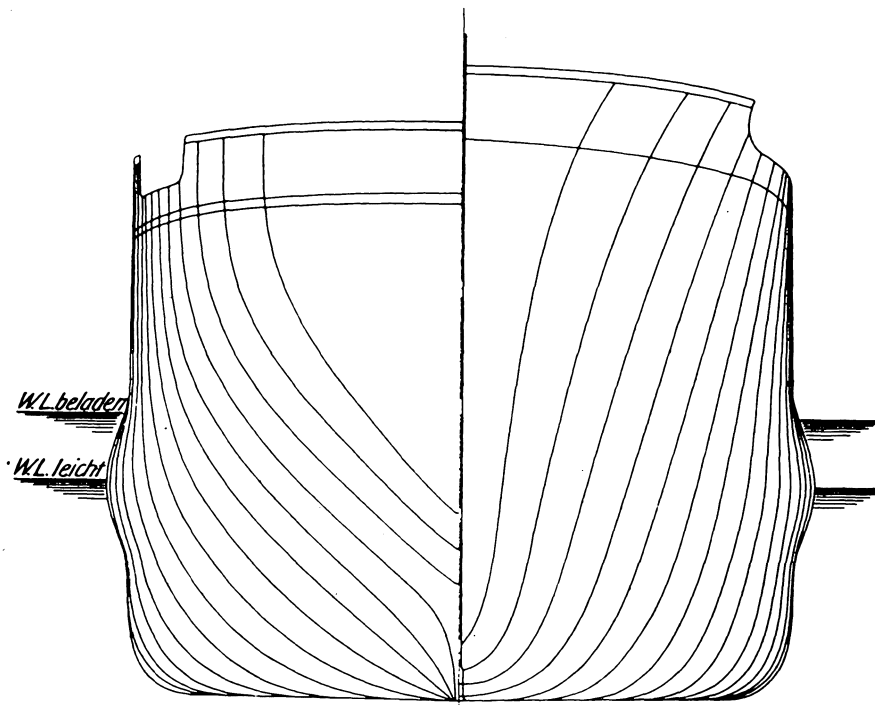


Abb. 25.

In den Abbildungen 23 a und b ist der grundsätzliche Unterschied des Hinterschiffes gegen die normale Form gekennzeichnet. Die Form H ist ein normales Handelsschiff von gleichen Abmessungen und demselben Schärfegrad wie die Form K („Vaterland“). Die Form K stellt nichts Neues dar, sondern entspricht angenähert den Hinterschiffen unserer großen Linienschiffskreuzer mit aufgesetztem Handelsschiffsheck. Der durch diese Form gewonnene Formstabilitätsgewinn beträgt bei 10,8 m Tiefgang 550 mm

*) E. Foerster u. G. Sütterlin, Der Vierschrauben-Turbinendampfer „Vaterland“ der Hamburg-Amerika-Linie, Z. d. V. D. J. 1918. Nr. 48 u. folg.

metazentrischer Höhe und gleicht der Wirkung von rund 2700 Tonnen Roh-eisenballast auf dem Doppelboden, die 0,4 m mehr Tiefgang bedeutet hätten.

In ähnlicher Weise ist als zweites in Deutschland das Heck des für die Hamburg-Amerika-Linie von den Stettiner Vulcan-Werken erbauten großen La Plata-Dampfers „Tirpitz“ ausgebildet worden.

„Formstabile Schiffskörper.“

Besonders erwähnenswert ist in diesem Zusammenhange eine zur Erhöhung der Stabilität außerordentlich wirkungsvolle Konstruktion, die, von dem Leiter des Schiffswesens der Hamburg-Amerika-Linie Dr. Foerster zuerst in dieser Form durchgedacht, bereits auf dem für die Hamburg-Südamerikanische Dampfschiffahrts-Gesellschaft bei Blohm & Voß, Hamburg, erbauten großen Fracht- und Passagierdampfer „Cap Polonio“ Anwendung gefunden hat, und die in Verbindung mit Frahms neuartigen Schlingertanks eine äußerst zweckentsprechende Formgebung für neuzeitige Aufbautenschiffe in jeder Weise darstellt.

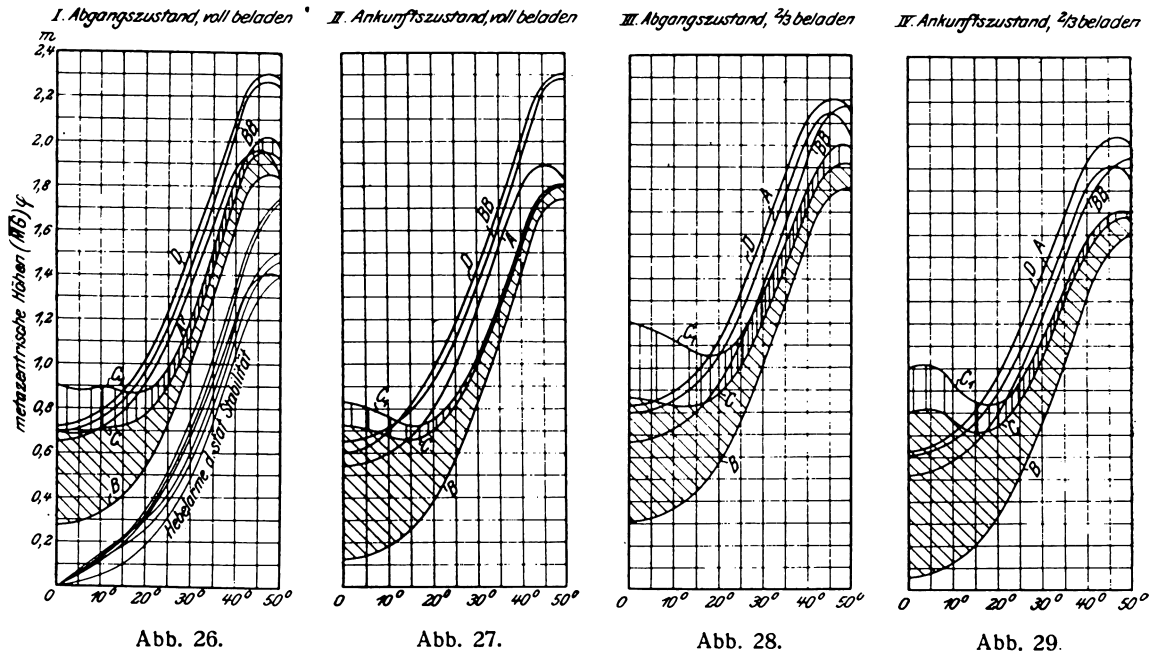
Ausgehend von der Tatsache, daß die für den Südamerikadienst bestimmten großen Passagierdampfer auf der langen Reise zwischen Europa (Lissabon) und Südamerika (Rio de Janeiro) keine Gelegenheit zum Nachbunkern haben, der Kohlen- und Wasserverbrauch auf dieser langen Strecke von rund 4200 Seemeilen ein sehr bedeutender ist, und damit die Stabilität während der Reise eine erhebliche Verminderung erfährt, bezweckt die Konstruktion eine selbsttätige Vergrößerung der Formstabilität. Wie Abb. 24 und 25 zeigen, wird das Schiff an der Außenhaut mit einer Anschwellung versehen, die derart liegt, daß bei vollbeladenem Zustand ab Hamburg bzw. Lissabon die Wasserlinie des Schiffes die normale Schiffsbreite besitzt, bei der Ankunft in Rio de Janeiro das Schiff infolge des Verbrauchs von Kohlen und Wasser dagegen in der breiteren Wasserlinie schwimmt, die in Anbetracht ihres größeren Trägheitsmomentes die Stabilitätswerte bedeutend erhöht. Eine derartig zweckmäßige Ausbildung des Schiffskörpers, die sich über rund $\frac{3}{4}$ der Schiffslänge erstreckt, läßt sich leicht durchführen bei Neubauten und ebenso einfach nachträglich bei bereits ausgeführten Schiffen anbringen. Für die Bemessung der Materialstärken derartiger Schiffe ist seitens des Germanischen Lloyd die normale Schiffsbreite ohne Anschwellung festgelegt worden.

Die Konstruktion bietet den Vorteil, bei Neubauten auf eine unverhältnismäßig bedeutend kostspieligere Verbreiterung des Schiffes in seiner

ganzen Seitenhöhe zu verzichten und dürfte bei Fracht- und Passagierschiffen womöglich in Verbindung mit einem Kreuzerhinterschiff besonders zweckmäßig sein und die Wirtschaftlichkeit außerordentlich günstig beeinflussen, zumal Schlepptversuche ergeben haben, daß durch die Anbauten ein Kraftmehrbedarf nicht erforderlich ist. Andererseits bietet sie den Vorteil bei nachträglich zugefügten Aufbauten die erforderlichen Stabilitätsbeträge

**Foersters „Formstabile“ Schiffskörper und Schiffe normaler Form.
Stabilitäts-Vergleich mit Hilfe der $(\overline{MG})_{\varphi}$ - Kurven.**

- A: Normale Schiffsförm, Aufbauten nach Grundprojekt.
- B: " " " " vergrößert.
- BB: " " " " mit 21 Tonnen festem Ballast.
- C: " " " " mit 700 mm breiten Anschwellungen.
- C₁: " " " " mit 950 mm breiten Anschwellungen.
- D: " " " " wie B, aber soweit verbreitert, daß die metazentrische Höhe der aufrechten Lage $(\overline{MG})_0$ angenähert gleich der von R ist.



unter Vermeidung des Einbaues von Festballast bzw. großer Tieftanks in gewünschtem Maße zu erzielen.

Die Auswirkungen dieser Konstruktion sind eingehend von Dr. Foerster in der Abhandlung „Formstabile Schiffskörper“ veröffentlicht worden. Im folgenden soll lediglich kurz die Beeinflussung der Stabilität an Hand von Diagrammen, denen eingehende Berechnungen zugrunde liegen, die in engstem Zusammenarbeiten zwischen dem Bremer Vulkan und der

Hamburg-Amerika-Linie angefertigt wurden, gezeigt werden. Ich möchte noch an dieser Stelle besonders Gelegenheit nehmen, dem Bremer Vulkan für die Erlaubnis zur Verwertung seines diesbezüglichen, für meine Ausführungen außerordentlich wertvollen Materials meinen Dank auszusprechen.

In den Abbildungen 26—29 sind die metazentrischen Höhen für Neigungen verschiedener Schiffe für verschiedene Reise- und Beladungszustände zusammengestellt. In Abbildung 26 sind außerdem noch die entsprechenden Hebelarme der statischen Stabilität eingetragen, lediglich, um auch hier noch einmal zu zeigen, wie unübersichtlich und ungeeignet diese im Gegensatz zu den „ $(\overline{MG})_{\varphi}$ -Kurven“ für die Beurteilung der Stabilität sind. Die Tafeln 3 und 4 geben Aufschluß über die Beziehungen der einzelnen Vergleichsschiffe zu einander. Schiff A ist als Grundschiff für die übrigen anzusehen. Der Vergleich zwischen Schiff B und den Schiffen C und C₁ zeigt unmittelbar die eigentliche Beeinflussung der Stabilität durch die formstabilen Anschwellungen. Aus diesem Grunde sind auch die zwischen den entsprechenden Kurven liegenden Flächen schraffiert, denn die Ordinaten dieser Flächen stellen den durch die Anschwellungen erzeugten absoluten Gewinn an metazentrischer Höhe dar. Man erkennt aus den „ $(\overline{MG})_{\varphi}$ -Kurven“ deutlich die Wirkung der einzelnen Maßnahmen und die zweifellose Überlegenheit der Schiffe mit den formstabilen Anschwellungen.

Die eingehenden Untersuchungen über die Wirkungsweise der Anschwellungen führten zu besonderen Untersuchungen der Stabilität bei Leck. Die diesbezüglichen Ergebnisse sind in den Abbildungen 30 a und b und 31 dargestellt. Abb. 30a zeigt den Verlauf der metazentrischen Höhen der aufrechten Lage während des Vollaufens der beiden Kesselräume unter genauester Berücksichtigung der in den Räumen vorhandenen, wasserverdrängenden Gegenstände für das voll beladene Schiff zu Anfang der Reise.

Wie bereits im Abschnitt über Leckstabilität ausgeführt, stellt die Leckstabilität sich ein nach der innegehabten intakten Stabilität (vergl. Tafel 4) unter dem Einfluß der während des Vollaufens sich ändernden Formstabilität des Schiffes.

Besonders scharf kommt die Wirkung der Formstabilität bei den Anbautenschiffen zum Ausdruck für das Reise-Ende. (Vgl. Abb. 30b). Während für den Reise-Anfangszustand mit zunehmender Tiefertauchung, nachdem der kritische Punkt überschritten ist, die Stabilität sämtlicher Schiffe steigt,

Zahlentafel 3.

	A	B	BB	C	C ₁	D	Bemerkungen
Länge in der Wasserlinie . . . m	178,95	178,95	178,95	178,95	178,95	178,95	Kreuzerbeck
Breite auf Spanten m	21,95	21,95	21,95	21,95 (23,45*)	21,95 (23,85*)	23,42	* Breite gemessen über Anschwellungen
Seitenhöhe { bis Hauptdeck . . . m bis Brückendeck . . . m	12,34 14,703	12,34 15,08	12,34 15,08	12,34 15,08	12,34 15,08	12,34 15,08	Bei B, BB, C, C ₁ u. D ist aus Rücksicht auf bessere Kammern I Kl. das erste Aufbaudeck 2,70 m statt 2,44 m hoch
Aufbautenlängen über Hauptdeck, Hutte, Brücke und Back . . . m	163,70	178,95	178,95	178,95	187,95	178,95	
Länge der unteren Promenaden-decks m	47,60	91,80	91,80	91,80	91,80	91,80	Bei B, BB, C, C ₁ u. D außer dem Back von 17 m Länge
Länge des oberen Promenaden-decks m	41,30	60,00	60,00	60,00	60,00	60,00	
Länge des Bootsdecks m	41,30	60,00	60,00	60,00	60,00	60,00	Bei B, BB, C, C ₁ u. D Vermehrung der Häuser.
Wasserverdrängung bei 8,54 m Tiefgang in Seewasser . . . T à 1000 kg	23710	23710	23710	24050	24175	25230	Bei C Verdrängung der Anschwellungen 340 T, bei C ₁ =465 T
Maschinenkraft für 15 Kn. PS _i	11000	11000	11000	11000	11000	11450	
Eigengewicht einschl. Antriebsanlage fertig, leer T	14250	14920	17020	15075	15145	15965	Bei B, BB, C, C ₁ u. D + 670 T Topgewicht, bei BB außerdem 2100 T Festballast, Anschwellungen bei C wiegen 130 T, bei C ₁ =200 T
Tragfähigkeit bei 8,54 m Abgangstiefgang in Seewasser T	9450	8790	6690	8975	9030	9265	
Nutzladung (einschl. Rückfahrkohlen) hierbei T	4710	3990	1890	4165	4220	4335	
Vergleichsweise Zusatzpreise für die nötige Stabilisierung des Entwurfes B, je nach Art der Maßnahmen M.	—	—	547000 fester Ballast 2100 T	160000 Anschwellung 700 mm	200000 Anschwellung 950 mm	1612500 Verbreiterung von 21,95 m auf 23,42 m	

Zahlentafel 4.

Beladungszustand des Schiffes	Tiefgänge in Seowasser einschl. Kiel in m						Metazentrische Höhen (\overline{MG}) ₀ in m						Windschlagseiten bei Windstärke 8 der Beaufort-Skala (56 kg/qm) in Grad					
	A	B	BB	C	C ₁	D	A	B	BB	C	C ₁	D	A	B	BB	C	C ₁	D
I. Reiseanfang, voll beladen	8,54	8,54	8,54	8,54	8,54	8,54	0,56	0,28	0,70	0,71	0,92	0,72	5,3	11,2	5,3	5,5	4,6	4,8
II. Reiseende, voll be- laden	7,89	7,88	7,88	7,90	7,42	7,94	0,54	0,12	0,65	0,72	0,83	0,60	7,2	16,1	6,5	6,0	5,9	6,4
III. Reiseanfang, $\frac{2}{3}$ beladen	8,05	8,12	8,34	8,13	8,09	8,13	0,80	0,31	0,67	0,87	1,21	0,83	4,9	11,4	5,8	4,8	3,4	4,6
IV. Reiseende, $\frac{2}{3}$ be- laden	7,24	7,29	7,53	7,33	7,01	7,33	0,61	0,06	0,52	0,80	1,00	0,63	7,2	18,1	8,2	6,0	5,2	6,9
Schiff leer, ohne Wasserballast	Tiefgänge in Frischwasser einschl. Kiel in m																	
	5,60	5,83	6,55	5,85	5,85	5,86	+0,13	-0,66	+0,07	-0,12	+0,46	+0,17	—	—	—	—	—	—
Schiff leer, mit 1500 T Wasserballast																		
	6,11	6,35	7,05	6,37	6,35	6,35	+0,65	-0,11	+0,55	+0,56	+1,19	+0,45	—	—	—	—	—	—

Zustand II (Reiseende voll beladen) ist mit 1500 T Wasserballast, Zustand IV (Reiseende, $\frac{2}{3}$ beladen) ist mit 1000 T Wasserballast gerechnet, um bei IV einen geringstmöglichen Ankunftstiefgang darzustellen.
C₁ ist ohne Wasserballast ankommend gerechnet.

*) Verringerte Windschlagseiten durch 70 T Wasser in Zellen der Anschwellung.

(C_1) oder weniger (C) ab, so daß unter Berücksichtigung dieses Fallens von M und wohlbermerkt der vorher erwähnten verschiedenartigen Lage der Systemschwerpunkte, unter Annahme einer gleichen metazentrischen Höhe für den intakten Zustand, die metazentrische Höhe der aufrechten Lage der Leckstabilität für die formstabilen Schiffe nach dem Vollaufen geringer werden muß.

Während des Vollaufens sichern, wie Abbildung 30b zeigt, die formstabilen Schiffe die Leckstabilität weit besser als die normalen Schiffe.

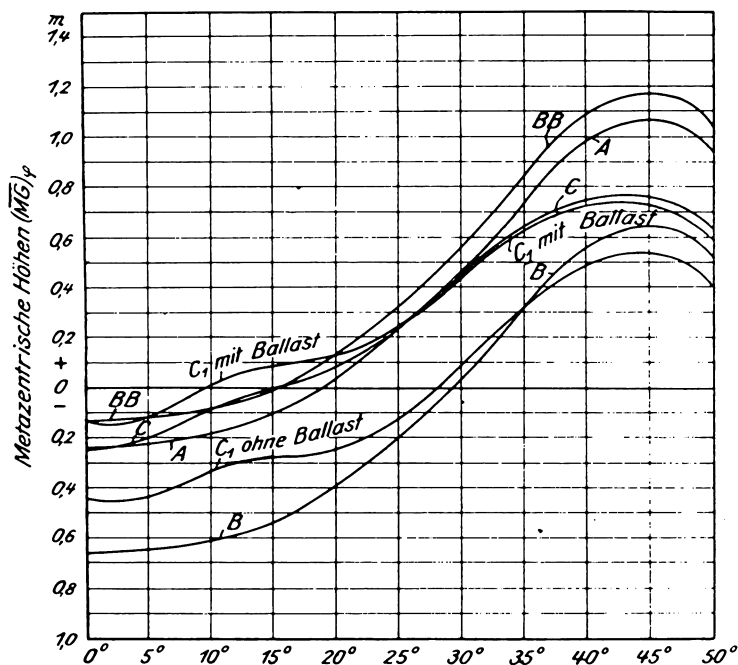


Abb. 31.

Untersucht man nun die Stabilität für Neigungen der einzelnen Schiffe für die sich rechnerisch ergebenden kritischsten Zustände des Vollaufens, so zeigen die resultierenden Schlagseiten, wie in Abbildung 31 dargestellt, ebenfalls die absolute Überlegenheit der formstabilen Schiffskörper.

Immerhin ist einer übermäßig starken Ausbildung der Anschwellung durch den Leckstabilitätswert nach dem Vollaufen (vergl. Abbildung 30b) eine gewisse Grenze gezogen.

Betrachtet man das normale Schiff und das „formstabile“ Schiff lediglich nach ihrem Formeinfluß (vgl. Kurven B, C und C in den Abb. 26—29),

so bleibt das „formstabile“ Schiff in jedem Falle dem normalen überlegen, und es ist Aufgabe des Konstrukteurs, den Gewichtsstabilitäts-Anteil so zu bemessen, daß auch für den Leckfall genügende Stabilität in jeder Beziehung vorhanden ist.

Die Gefahr, die Schiffe für den normalen Betrieb überstabil zu machen, ist durch Frahm's geniale Kombination der Erfindung mit seinen neuartigen Schlingertanks hinfällig geworden, und damit dürfte die Kon-

**Der Einfluß der Schiffsforn bei Schiffen normaler Form und bei Schiffen mit Anschwellungen auf die metazentrische Höhe der aufrechten Lage während des Tiefer-
[tauchens der Schiffe.**

Für den Anfangstiefgang ist für sämtliche drei Schiffe eine gleiche metazentrische Höhe von + 0,80 m angenommen.

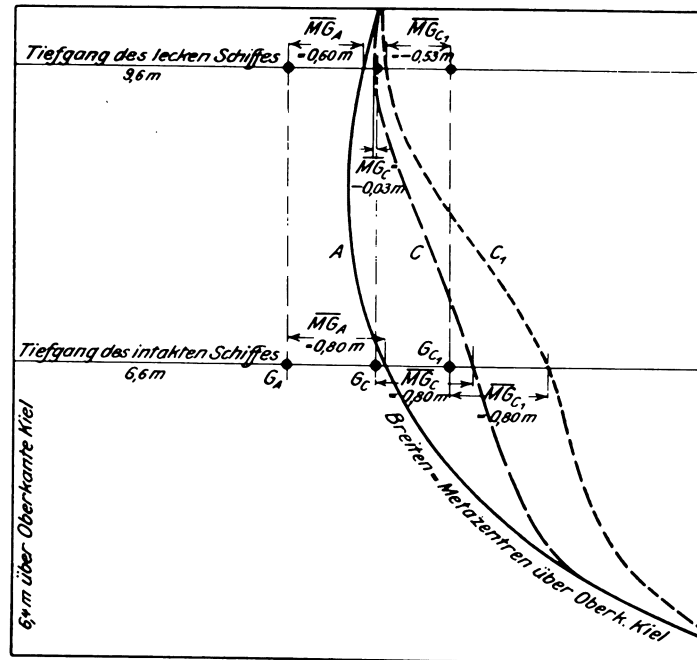


Abb. 32.

struktion in jeder Hinsicht als von ungeheurer Bedeutung für die weitere Entwicklung unserer modernen Ozeandampfer angesehen werden, da sie in einwandfreier Form, unter Wahrung höchster Wirtschaftlichkeit, die bisher nicht zu leugnenden, durch die Stabilität vielfach bedingten Mängel der Schiffe als überlebt beseitigt.

Schluß.

Wenn vorstehende Ausführungen den Erfolg haben, in den weitesten Kreisen die tatsächliche Bedeutung der Stabilität von Seeschiffen zu veran-

schaulichen, ferner die gegebene Anregung der Beurteilung und Messung der Stabilität nach den „(MG)_q-Werten“ auf fruchtbaren Boden fällt, im übrigen die Erörterungen über die Leckstabilität imstande sind, dieses schwierige, in letzter Zeit vielfach umstrittene Gebiet zu klären, dann ist der Zweck der vorliegenden Arbeit als erfüllt anzusehen.

Der Hamburg-Amerika-Linie sage ich besonderen Dank für die erteilte Erlaubnis zur Benutzung des in ihrem Besitz befindlichen, umfangreichen Materials, das für meine Untersuchungen von bedeutendem Wert gewesen ist.

XIV. Bemerkungen zur Kritik von Stabilitätsrechnungsergebnissen.

Vorgetragen von Dr.-Ing. Carl Comments.

Die Bewertung der Ergebnisse von Stabilitätsrechnungen erfordert eine eingehende Kritik von drei Gesichtspunkten aus. Sie hat sich zunächst auf die Richtigkeit zu erstrecken. Hierzu gehört

1. eine sorgfältige Prüfung der Art der Ausführung der experimentellen Grundlage, d. h. des Krängungsversuches,
2. die Untersuchung des rein rechnerischen Teiles, soweit er sich auf die Auswertung der Schiffsformen bezieht, und
3. die Beurteilung der Annahmen der Schwerpunktsrechnungen und der Annahmen über die Bewertung von Aufbauten.

Für alle diese drei Punkte muß das Ziel der rechnerischen Genauigkeit sein, die unvermeidlichen Fehler möglichst gering und die Fehlergrenzen in allen Teilen möglichst gleichmäßig zu halten, denn es hat keinen Sinn, einen Teil mit absoluter Genauigkeit festzulegen, wenn an anderen Punkten wesentliche unvermeidbare Fehlerquellen auftreten und die Genauigkeit des Endergebnisses, welches aus den verschiedenen Rechnungen und Annahmen herrührt, ungünstig beeinflussen. Hiermit steht also eine Beurteilung der Anwendbarkeit von Überschlagsformeln und Rechnungen im Zusammenhang.

Der zweite Teil der Kritik hat sich mit der Bewertung der Maßgrößen der Stabilität zu befassen, d. h. zu untersuchen, wie weit die einzelnen Maßgrößen geeignet sind, ein Bild über die Stabilitätseigenschaften des betr. Schiffes zu geben, ihre relative und absolute Bedeutung zu erfassen und sie in ihre Bestandteile, welche aus Form und Gewicht herrühren, zu zerlegen. Hierzu gehört noch eine kurze Besprechung

der für die Beurteilung der Stabilität maßgebenden kritischen Ladungszustände.

Der dritte Punkt umfaßt die Beurteilung der gesamten Stabilitätseigenschaften als Widerstand gegen die kenternenden Kräfte. Hierzu gehören Untersuchungen über die Einflüsse des Windes und der Wellen sowie über Eigenschaften des Schiffes, auf welche bei der Beurteilung der Stabilität Rücksicht zu nehmen ist, die Regieeigenschaften der verschiedenen Schiffstypen und Fahrten, ferner eine Kritik des Stabilitätssicherheitsbegriffes und der Leckstabilität.

I.

Die Genauigkeit des Krängungsversuches ist bei der heute angewendeten Methode nur eine sehr bedingte. Der Zweck ist die Feststellung der Höhe des Gewichtsschwerpunktes des meist leeren oder leicht belasteten Schiffes über Oberkante Kiel (\overline{KG}). Als Krängungswinkel werden 1—3 Grad oder noch weniger gewählt. Dieser Winkel ist klein, und die Messung verschiedenen Fehlern ausgesetzt. Als störende Einflüsse sind zuerst äußere zu nennen, also solche von Wind, Strom, ungünstige Vertäuung, bewegtes Wasser; ihre Einwirkungen sind entweder gleichbleibend oder schwanken während der Dauer des Versuches. Unter Umständen wirken unvermeidliche freie Wasseroberflächen im Schiff sehr störend. Eine weitere nicht unbedenkliche Fehlerquelle liegt in der Schwierigkeit, den Ausschlag in der üblichen Weise mittels eines Lotes festzustellen. Unter Hinweis auf die Größenverhältnisse sucht man vielfach möglichst lange Lote zu verwenden, um Genauigkeit zu erzielen; das ist ein falscher Standpunkt, denn bei guter Ableseeinrichtung ist ein kurzes Lot für die in Frage kommenden Fehlergrenzen durchaus genügend; ein langes Lot hat allerdings den Vorteil langer Schwingungsperiode, wird also nur schwer Eigenschwingungen aufnehmen; schwingt es aber erst selbst, so ist es auch schwer zu dämpfen. Diese vielen störenden Einflüsse bewirken, daß bei ranken Schiffen bei der Feststellung der metazentrischen Höhe \overline{MG} leicht Fehler von 20—25 % vorkommen; diese Fehler stellen zwar dann nur einen kleinen Prozentsatz der eigentlich gesuchten Größe \overline{KG} dar; immerhin sind Schiffe, die im Krängungszustand rank sind, im allgemeinen auch auf See nicht überstabil, und da schließlich \overline{MG} dann ein gewisses Kriterium darstellt und alle übrigen Rechnungsgrößen der Stabilität mit ihm in Zusammenhang

stehen, ist die Genauigkeit der Rechnung für den Seezustand ähnlich groß wie für Krängungszustand. Bei Schiffen, welche im Krängungszustande durch ihre Eigenschaften oder durch Ballast reichlich stabil sind, ist es möglich, den Fehler bei der Bestimmung von \overline{MG} prozentual in weit engeren Grenzen etwa 3—4 % zu halten; dieser Vorteil ist jedoch nur ein scheinbarer, denn da \overline{MG} in diesem Falle einen größeren Prozentsatz von \overline{KG} darstellt, ist die Genauigkeit von \overline{KG} ungefähr die gleiche wie beim Schiff, welches im Krängungszustande rank ist. Welche Bedeutung dieses für den Seezustand hat, ist auch in diesem Falle vom Schiffstyp abhängig. Unter Umständen kann auch hier die Fehlergrenze einen bedeutenden Teil des gesamten Stabilitätsbetrages umfassen. Eine Verringerung dieser Fehlergrenzen ist also unter allen Umständen anzustreben; ein bedeutungsvoller Schritt wäre die Ausdehnung des Krängungsversuches auf einen etwa zwei- bis dreifachen Betrag wie bisher, also auf rund 5—8 °; die Störungen bleiben die gleichen, die relative Bedeutung der Fehler geht also auf ein Drittel zurück. Mit Rücksicht auf die übliche Krängungsformel

$$\overline{MG} = \frac{p \cdot l}{P \cdot \operatorname{tg} \varphi},$$

welche im allgemeinen nur bis etwa 2—3 ° genügend genaue Resultate ergibt, hat man bisher von größeren Krängungswinkeln abgesehen. Bei größeren Neigungen trifft die Voraussetzung dieser Formel, nämlich daß das Metazentrum am gleichen Punkt bleibt, fast allgemein nicht mehr zu, da Bedingung hierfür ist, daß das Trägheitsmoment der Schwimmwasserlinie mit zunehmender Neigung nicht wächst, also stark gekrümmte Spantformen vorhanden sind. Für Schiffe mit unregelmäßigen Formen (Jachten, Unterseeboote) ergibt sich schon bei kleinem Krängungswinkel von 2—3 ° eine unter Umständen nicht unwesentliche Ungenauigkeit aus der Annahme eines bis zu dieser Neigung gleichbleibenden $(\overline{MG})_{\varphi}$; diese Ungenauigkeit läßt sich aber dadurch ausschalten, daß man zur Feststellung des Gewichtschwerpunktes für die aufrechte Lage den Verlauf des $(\overline{MG})_{\varphi}$ rechnerisch ermittelt und die Kurve der $(\overline{MG})_{\varphi}$ unter Annahme eines Systemschwerpunktes G' aufträgt, der in der Nähe des gesuchten tatsächlichen Systemschwerpunktes G liegt. (Abb. 1.)* Den aus dem Krängungsversuch gefundenen Wert von $(\overline{MG})_{\varphi}$ trägt man sodann in Diagramm auf der Abszisse des Krängungswinkels von der $(\overline{MG})_{\varphi}$ Kurve nach unten ab. Die Parallele

*) Vergl. A. Schmidt, Danzig: Bemerkungen über die Bestimmung des Gewichtschwerpunktes der Höhe nach mit Hilfe des Krängungsversuches. Schiffbau, XII. Jg., S. 191.

zur Horizontalachse durch den Endpunkt der Strecke $(\overline{MG})_\varphi$ schneidet die vertikale Nullachse im genauen Systemschwerpunkt, so daß das \overline{MG} der Anfangslage aus dem Diagramm zu entnehmen ist. Ein Nachteil dieser Auswertung des Krängungsversuches ist, daß die bisher üblichen Stabilitätsrechnungsarten bei der Bestimmung der Größe der Hebelarme für Win-

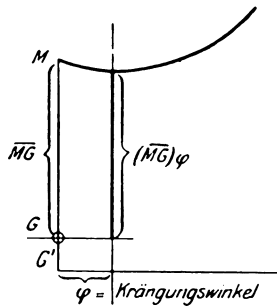


Abb. 1.

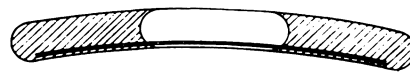


Abb. 2.

kel von 2—4° außerordentlich unsichere Werte geben; außerdem ist eine nicht unbedeutende Rechnung damit verknüpft. Nun läßt sich aber unter der Annahme, daß die Spantformen im Bereich des vorgeschlagenen größeren Neigungswinkels gerade sind, die Wanderung des Metazentrums formelmäßig berücksichtigen; für diesen Fall ergibt sich die genauere Formel:

$$\overline{MG} = \frac{p \cdot l}{P \cdot \operatorname{tg} \varphi} - \frac{\overline{MF} \cdot \operatorname{tg}^2 \varphi}{2}.$$

Die obige Annahme trifft aber bei modernen Handelsschiffsformen mit wenigen Ausnahmen zu. Die Ableitung dieser Formel gebe ich weiter unten. Scharfe Schiffe erfüllen im leichtgeladenen Krängungszustand nicht immer die Bedingung senkrechter gerader Spantformen für Neigungen bis 8°; in diesem Falle muß man die obenerwähnte Auswertung mit der $(\overline{MG})_\varphi$ Kurve verwenden; auch für die genaue Ableitung dieser Kurve mache ich weiter unten genaue Angaben.

Über den Ersatz des m. E. unzweckmäßigen Lotes*) durch gedämpfte Wasserwagen hatte ich im Jahre 1913 die Ehre, vor Ihnen zu sprechen. Seither hat sich aus den damals vorgeschlagenen einfachen Apparaten eine gedämpfte Libelle mit unmittelbarer Winkelmessung entwickelt, welche in Abb. 2—4 dargestellt ist. Die Libelle selbst ist so durchgebildet, daß sie auf die Schwingungen des Schiffes, sei es beim Krängungsversuch im Hafen

*) Die Bedingungen für den Krängungsversuch sind auf den verschiedenen Werften sehr verschieden; besonders wo viel Hafenverkehr herrscht, kommen die Schiffe fast nie ganz zur Ruhe.

oder auf See, gar nicht oder sehr wenig reagiert, dagegen auf dauernde Neigungen empfindlich und genau anspricht. Sie besteht aus einem gekrümmten, flüssigkeitsgefüllten Rohr mit einer Luftblase, die getrennte Menisken schafft. Die Verbindung der Flüssigkeit zu beiden Seiten der Luftblase er-

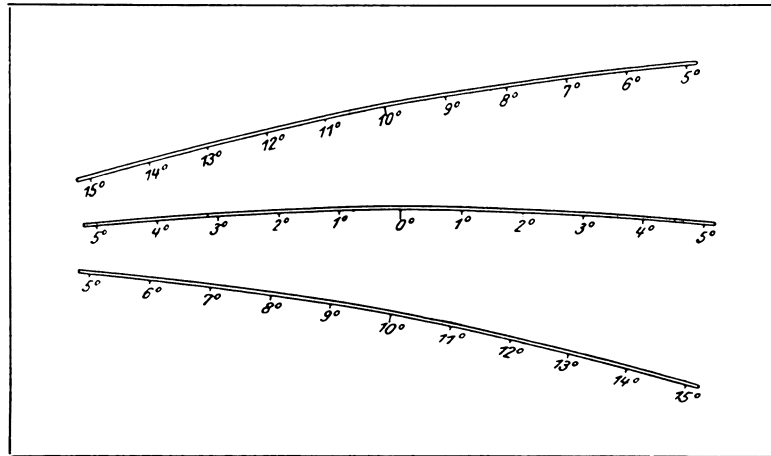


Abb. 3.

folgt durch ein eingelegtes Kapillarrohr, einen Glasstab oder Textilfaden, deren Kapillarwirkung ein langsames Überströmen nach der niedriger gelegenen Seite bewirkt. Dieses Überfließen kann durch zweckmäßig gewählte Abmessungen so langsam gehalten werden, daß Schwingungen geringer zeitlicher Dauer keine Einwirkung haben, eine Einstellung auf die Mittellage dieser Schwingungen aber trotzdem nach einiger Zeit erfolgt. Eine völlige Dämpfung der Schwingungen geringer zeitlicher Dauer, wie sie im Seegange auftreten, wäre für die Messungen auf See sehr erwünscht; die Versuche haben aber gezeigt, daß dadurch die Empfindlichkeit zu sehr leidet, da die genaue Einstellung auf eine neue Mittellage dann erst nach Verlauf von Stunden eintritt. Für die Praxis muß aber genaue Einstellung nach Verlauf von etwa 5 Minuten erfolgt sein, bei der zugehörigen Dämpfung bleibt bei kurzen Schwingungen ein Pendeln der Libellenblase um 20—30 mm. Die Ablesung muß daher auf See so erfolgen, daß man etwa je 10 Ausschläge auf Backbord und Steuerbord notiert und dann die Mittellage notiert. Für den praktischen Gebrauch ist ein Umfang von 10—15° nach jeder Seite erwünscht; um die Libellenrohre nicht zu groß werden zu lassen, ist hierfür eine Trennung in mehrere Röhren nach Abbildung 3 oder aber Messung mittels Mikrometerschraubetriebes mit Trommelablesung nach Abb. 4 er-

forderlich. Ich glaube, daß diese kleinen Instrumente*) genügen, die Winkelmessungen bei Krängungsversuchen im Hafen und auf See mit genügender Genauigkeit durchzuführen und die Fehlerquellen der üblichen Messung weiter zu begrenzen. Derartige Apparate können auch sehr gut zur Kon-

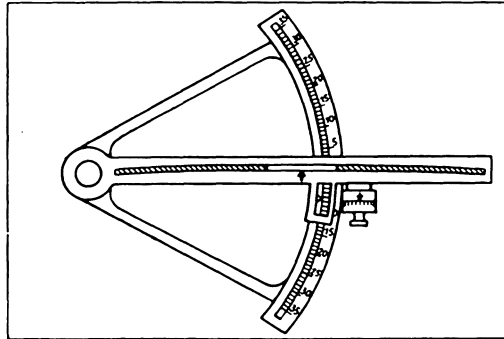


Abb. 4.

trolle der Trimmlage im Hafen und auf See benutzt werden; man muß sie dann aber möglichst mittschiffs anbringen, da sie sonst (besonders bei großen Schiffen) infolge der Belastung und Wärmedurchbiegungen nicht unerhebliche Abweichungen zeigen; dies gilt selbstverständlich auch für andere, sonst hierfür verwendete, meist sehr komplizierte und teure Meßinstrumente.

Die Berechnungsmethoden der Anfangsstabilität, d. h. von \overline{MF} , sind hinreichend genau, um allen berechtigten Ansprüchen zu genügen; für Überschlagsrechnungen gibt es einige Formeln zur Bestimmung von \overline{MF} , welche für den Entwurf durchaus genügen. Dagegen haben die üblichen Berechnungsmethoden der Stabilität für Neigungen einige Fehlerquellen, welche besonders bei kleinen Winkeln leicht ein Überschreiten der zulässigen Fehlergrenzen herbeiführen. Hierbei habe ich vor allem die Integratormethode im Auge. Ihr Ziel ist die Feststellung des Hebelarmes der statistischen Stabilität, einer Größe, welche bei kleinen Winkeln nur sehr kleine Beträge erreicht. Dieses geschieht auf zwei Umwegen,

1. dem der Bezugnahme auf einen beliebigen (meist Okt K) Punkt und entsprechender Reduktion, und
2. der Interpolation durch Querkurven.

Beide Umwege, welche unvermeidlich sind, ergeben Fehler, die für die Hebelarme kleiner Winkel fast immer unzulässige Werte erreichen.

*) D. R. P. a.

Selbst wenn beispielsweise bei 10° Neigung der Hebelarm bezogen auf Okt K auf 2 % genau bestimmt ist, und dann der Hebelarm bezogen auf G nur $\frac{1}{10}$ so groß wie der auf K bezogene ist, so ergibt sich bei ihm ein Fehler von 20 %. Es ist dies absolut kein ungewöhnlicher Betrag; er kann schon bei sehr geringem Spiel der Rollenachse des Integrators auftreten, da auch die zuerst gefundenen Hebelarme im Verhältnis zu den umfahrenden Flächen sehr klein sind. Zu diesem Fehler kommen dann die des meist kleinen Maßstabes der Zeichnung und die des Ausstrakens der Querkurven hinzu. Die

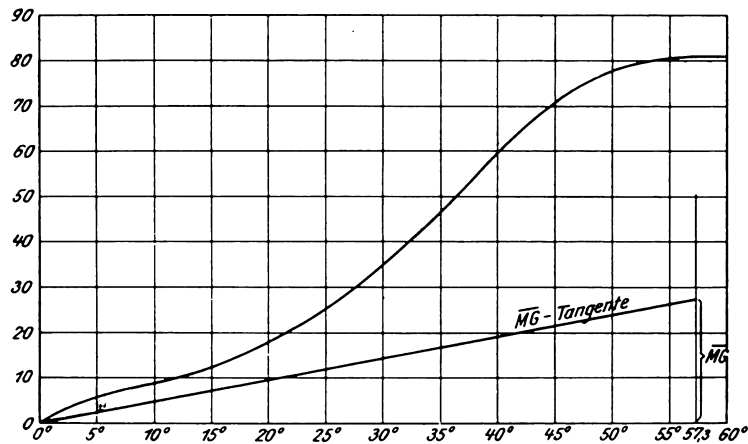


Abb. 5.

Folge derartiger Fehler sind dann Hebelarmkurven, die erhaben im Nullpunkt anlaufen und sich im Anfang über die \overline{MG} -Tangente erheben statt tangential in sie einzulaufen (Abb. 5) oder ähnliche mathematisch unmögliche Gebilde. Bei größeren Winkeln ist die relative Bedeutung der erwähnten Fehler weit geringer, die Werte der Hebelarme können also verhältnismäßig zuverlässiger gelten. Aus dieser Erkenntnis heraus ist es durchaus unrichtig, wie das häufig geschieht, Integratorrechnungen mit Neigungen von 5° zu beginnen; unter etwa 15° sind die damit errechneten Hebelarme unzuverlässig. Richtiger ist es, die Hebelarmkurven im Anfang durch die \overline{MG} -Tangente resp. durch die Kurve nach der Formel

$$h = \overline{MG} \sin \varphi + \frac{\overline{MF} \operatorname{tg}^2 \varphi \cdot \sin \varphi}{2} \quad *)$$

zu ersetzen. Diese Formel hängt mit der oben gegebenen Krängungsformel zusammen und gilt gleichfalls vor allem für Schiffe mit annähernd geraden und senkrechten Wänden. Auch die anderen üblichen Stabilitätsrechnungen erstreben die direkte Berechnung der Hebelarme; es muß aber zugegeben

*) Winkelfunktionswerte für diese und ähnliche Formeln sind im Anhang gegeben

werden, daß der mechanische Integratorfehler fortfällt, und ihre Ergebnisse können wohl schon für etwas kleinere Winkel als zuverlässig angesehen werden.

Es liegt nun der Wunsch nahe, eine Stabilitätsrechnungsmethode zu haben, bei welcher der Verlauf des Zuwachses des Hebelarmes der statistischen Stabilität zu kontrollieren ist und die Summe des Zuwachses die Größe des Hebelarms darstellt. Als besonders wünschenswert erwies sich eine solche Methode bei der Berechnung der Stabilitätseigenschaften des von Herrn Dr. Foerster Ende 1913 vorgeschlagenen „formstabilen“ Schiffskörpers, bei welchem leichte Anschwellungen im Bereiche der Tauchungsänderung während der Reise die Stabilitätseigenschaften in bestimmter genau vorausberechneter Weise beeinflussen. Die üblichen Methoden versagten hierbei, als es sich darum handelte, die Hebelsarme bei sehr geringen Neigungswinkeln zu berechnen. Eine Methode, die diesen Anforderungen genügt, d. h. den Hebelarm als Integral seiner einzeln berechneten Differentiale ergibt, wurde durch folgende Überlegung gefunden: Bis 2—3°, und das wird auch in der Verwendung der üblichen Krängungsformel anerkannt, ist im allgemeinen bei normalen Schiffformen die Berechnung der Stabilitätshebelarme durch den Wert $h = \overline{MG} \sin \varphi$ praktisch fast absolut genau, für noch kleinere Winkel sogar annähernd mathematisch. Es liegt nun nahe, diese Beziehung, welche differentiell für die Anfangslage gilt, weiter auszudehnen und dadurch eine Rechnungsmethode zu finden, welche mit möglichst geringer Mühe für alle Winkel genaue Resultate ergibt. Eine solche Rechnungsmethode läßt sich mit Hilfe der Krümmungshalbmesser der Kurve der Verdrängungsschwerpunkte durchführen.

Für die Krümmungsmittelpunkte der Kurve der Verdrängungsschwerpunkte $M' \varphi$ nebenstehender Abb. 6 treten in der Literatur verschiedene Bezeichnungen auf, im allgemeinen werden sie Promazentren, (falsche Metazentren,) genannt, wohl weil sie in der Anfangslage vor Beginn der Neigung mit dem Metazentrum zusammenfallen. Da der Wert der zu ihnen gehörigen Krümmungsradien r_φ genau wie in der Anfangslage bestimmt ist, durch

$$r_\varphi = \frac{\text{Trägheitsmoment bei Neigung } \varphi}{\text{Verdrängung bei Neigung } \varphi},$$

ist ohne weiteres ersichtlich, daß die Krümmungsradien wachsen, falls die Wasserlinienfläche und ihr Trägheitsmoment bei der Neigung größer werden, dagegen fallen, falls sie bei Neigungen kleiner werden als bei der An-

fangslage. Entsprechend steigt oder fällt die Kurve der Krümmungsmittelpunkte der Verdrängungsschwerpunktskurve. Gleichbleibende Länge der Krümmungsradien und dadurch Zusammenfallen der Kurve der Krümmungsmittelpunkte auf einen Punkt, das Metazentrum M der Anfangslage, kann

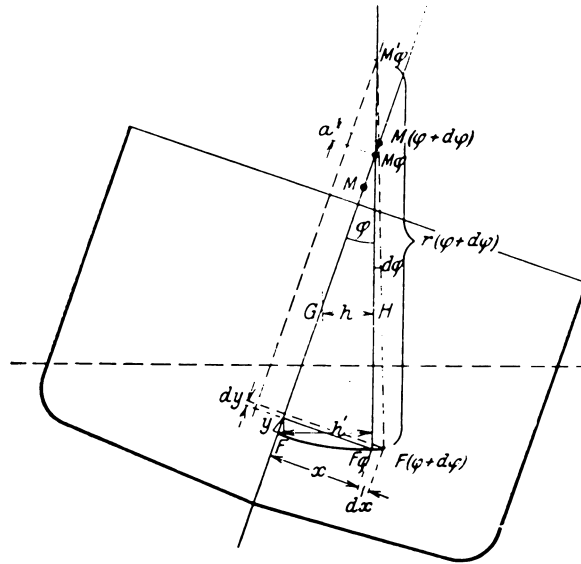


Abb. 6.

nur auftreten, falls das Trägheitsmoment der Schwimmwasserlinie bei wachsender Neigung gleich groß bleibt, d. h. die Spantenformen einem Kreisbogen angehören, dessen Mittelpunkt in der Mitschiffsebene liegt.

Unter Zuhilfenahme der Krümmungsradien r_φ ergeben sich die Koordinaten der Verdrängungsschwerpunktsverschiebung wie folgt: (Abb. 6)

$$d(\sin \varphi) = \sin(\varphi + d\varphi) - \sin \varphi = \frac{dx}{r_\varphi},$$

$$x = \int_0^\varphi r_\varphi \cdot d \sin \varphi,$$

$$d(\cos \varphi) = \cos(\varphi + d\varphi) - \cos \varphi = \frac{dy}{r_\varphi},$$

$$y = \int_0^\varphi r_\varphi \cdot d \cos \varphi.$$

*) Unter allen Umständen ist es notwendig, die Genauigkeit des verwendeten Integrators zu prüfen, indem man einen Spantenquerschnitt von Parallelogrammform bei einer mittleren Neigung von etwa 15° so oft umfährt, wie bei der betreffenden Stabilitätsrechnung erforderlich und dann danach Vergleich des Ergebnisses mit dem analytisch festgestellten Hebelsarm den auszuschaltenden Fehler erhält.

Die Integrale, welche die Werte von x und y darstellen, sind graphisch lösbar. Das Integral von y hat negatives Vorzeichen, da $d \cos \varphi$ negativ ist.

Der Gang der Rechnungsdurchführung ist hierbei kurz der, daß für eine Anzahl Neigungen die Trägheitsmomente mehrerer Wasserlinien (d. h. bei verschiedenen beliebigen Verdrängungen) und die Krümmungsradien der Verdrängungsschwerpunktskurve ausgerechnet werden.

Dann müssen entweder die Trägheitsmomente der Wasserlinie (Abb. 7) oder die Krümmungsradien (Abb. 8) nach Verdrängungen graphisch

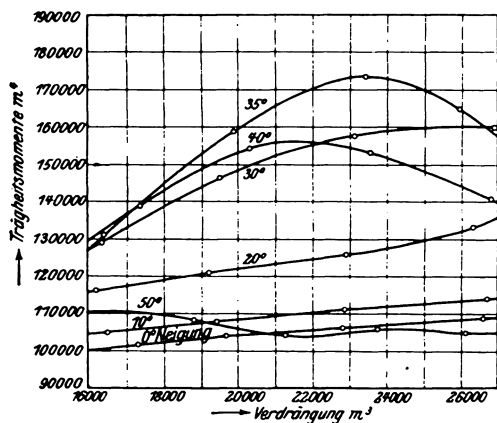


Abb. 7.

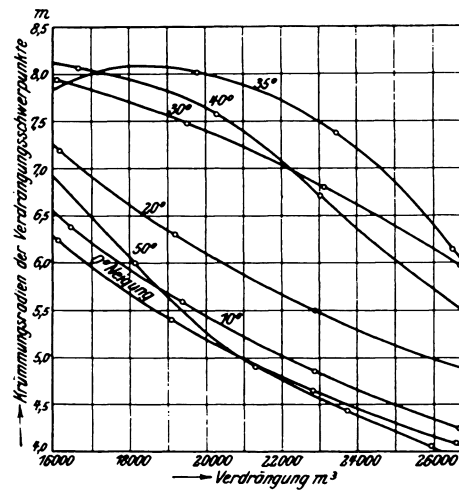


Abb. 8.

aufgetragen werden. Diese Maßnahme dient, wie bei der üblichen Integrationsmethode die Querkurven, der graphischen Ermittlung von Zwischenwerten. Im Gegensatz zu den Stabilitätsquerkurven verlaufen diese Kurven durchaus harmonisch, solange die Schiffsform harmonisch bleibt, d. h. bis zum Eintauchen des Decks oder bis zum Austausch der Kimm; jede Unregelmäßigkeit der Form, jede fehlerhafte oder ungenaue Stelle fällt sofort auf. Aus diesen Diagrammen sind dann direkt bzw. nach Division durch die in Frage stehende Verdrängung die Krümmungsradien für bestimmte Verdrängungen für jede Neigung zu entnehmen. Diese Krümmungsradien werden über einer Linie mit Sinusteilung (die von rechts nach links gleichzeitig die Teilung $-\cos$ darstellt) von links nach rechts und rechts nach links aufgetragen, wie aus Abb. 9 ersichtlich; um die Werte von x und y für einzelne bestimmte Neigungen zu erhalten, werden die Flächen von links nach rechts bzw. rechts nach links planimetrisch integriert. Da nun ferner in der Abb. 6 der gesuchte Hebelarm:

$$h = h' - \overline{FG} \cdot \sin \varphi = x \cdot \cos \varphi + y \cdot \sin \varphi - \overline{FG} \cdot \sin \varphi,$$

so ist h aus den Werten der Schwerpunktskoordinaten der Verdrängung ohne weiteres nach dieser Formel rechnerisch zu bestimmen. Der gesamte Verlauf der Stabilitätswerte ist aus dem Flächendiagramm der Koordinatenwerte klar (Abb. 9) zu ersehen, in welchem sich auch die geringste Unregelmäßigkeit der Form ohne weiteres markiert.

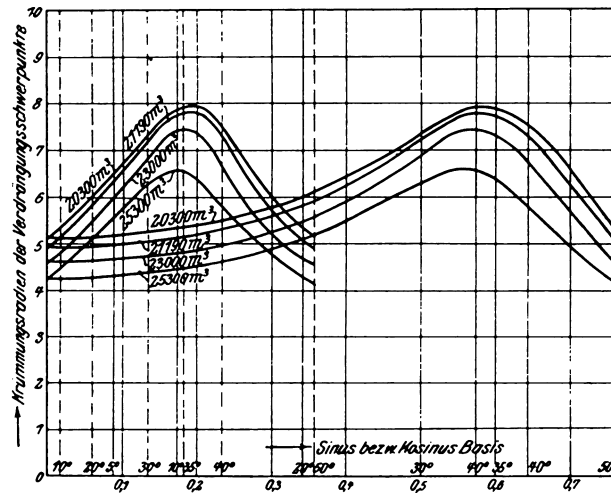


Abb. 9.

Wie aus der Formel ersichtlich, kann man statt des Hebelarmes auch den Wert der Metazentren für Neigungen $(\overline{MG}) \varphi$ direkt bestimmen. Es ergibt sich hierfür:

$$(\overline{MG}) \varphi = x \cdot \text{ctg } \varphi + y - \overline{FG}.$$

Dieser Wert, auf dessen Bedeutung Herr Dr. W r o b b e l 1913 hier zuerst hingewiesen hat, ist zwar an sich kein so einfacher, mechanischer Begriff wie der Hebelarm, aber er entspricht durchaus dem Begriff des Metazentrums und hat den ganz unleugbaren Vorteil, daß er in seiner Größe rechnerisch und graphisch viel leichter zu kontrollieren ist und daher jedenfalls im Verein mit dem Metazentrum der Anfangslage als Grundlage bzw. Kontrolle für die Hebelarme dienen sollte.

Weil die hier gegebene Methode im Gegensatz zu den anderen bekannten eine solche ist, welche zunächst den Differentialwert des Hebelarmes ermittelt und nicht direkt den Hebelarm selbst, ist eine direkte Berechnung des Hebelarmes beispielsweise für 40° ohne Berechnung der Diffe-

rentiale (d. h. der Verdrängungsschwerpunktskoordinaten oder wenigstens der Krümmungsradien) für 10° , 20° und 30° nicht möglich. Auf dieser Differentialeigenschaft beruht die Genauigkeit, und in ihr liegt auch die außerordentlich feine Kontrolle, die im graphischen Bild der Rechnung liegt.

Es soll ohne weiteres zugegeben werden, daß diese Methode umständlicher ist als die übliche Integrormethode; um sie überhaupt in angemessener Zeit durchführen zu können, ist es erforderlich, die Trägheitsmomente der Wasserlinien mit Hilfe eines Tschebyscheffschen Spantenrisses zu berechnen; außerdem wird zweckmäßig bei der Berechnung der Trägheitsmomente der geringen Neigungen die Vereinfachung vorgenommen werden, daß man rechnet, als seien auch die geneigten Wasserlinienflächen symmetrisch zu beiden Seiten einer Mittellinie verteilt; für größere Neigungen muß natürlich das Trägheitsmoment auf den richtigen Schwerpunkt der Wasserlinienfläche bezogen werden.

Es bleibt nun der Wunsch nach einer Kontrolle der Stabilitätsrechnungen, wie sie durch die \overline{MG} -Tangente für den Anfangspunkt gegeben ist, auch für einen weiteren Bereich durch Überschlagsformeln, die, ohne absolut genau zu sein, den Ansprüchen einer Kontrolle genügen und für Entwürfe benutzt werden können. Auch derartige Formeln lassen sich auf der oben gegebenen mathematischen Grundlage durch vereinfachende Annahmen ableiten.

Für normale Schiffsformen, besonders bei größeren Handelsschiffen, kann mit praktischer Genauigkeit angenommen werden, daß bei größeren Tiefgängen die Spanten im Bereiche bis etwa 20° Neigung gerade verlaufen und im weitaus größten Bereiche der Schwimmlinie annähernd senkrecht stehen. Treten bis zu dieser Neigung Krümmungen auf, so gleicht sich der Einfluß hohler und erhabener Spantformen aus. Unter dieser Annahme ist das Trägheitsmoment der geneigten Wasserlinien gleich dem der horizontalen dividiert durch \cos^3 des Neigungswinkels und entsprechend (Abb. 6)

$$r_{\varphi} = \overline{F_{\varphi} M_{\varphi}'} = \frac{\overline{MF}}{\cos^3 \varphi},$$

$$\text{also } h' = x \cdot \cos \varphi - y \cdot \sin \varphi = \cos \varphi \cdot \overline{MF} \cdot \int_0^{\varphi} \frac{\cos \varphi \cdot d\varphi}{\cos^3 \varphi} - \sin \varphi \overline{MF} \int_0^{\varphi} \frac{\sin \varphi \cdot d\varphi}{\cos^3 \varphi}$$

hierin ist
$$\int_0^{\varphi} \frac{d\varphi}{\cos^2 \varphi} = \operatorname{tg} \varphi,$$

setzt man in
$$\int_0^{\varphi} \frac{\sin \varphi d\varphi}{\cos^3 \varphi}, \quad \cos \varphi = u, \quad \sin \varphi d\varphi = -du,$$

so ist
$$\int_0^{\varphi} \frac{\sin \varphi d\varphi}{\cos^3 \varphi} = -\int_0^u \frac{du}{u^3} = \left[\frac{1}{2 \cos^2 \varphi} \right]_0^{\varphi} = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{\cos^2 \varphi} - 1 \right),$$

$$h' = \overline{M F} \left[\cos \varphi \operatorname{tg} \varphi + \frac{\sin \varphi}{2} \left(\frac{1}{\cos^2 \varphi} - 1 \right) \right],$$

$$h' = \overline{M F} \left(\sin \varphi + \frac{\sin \varphi \operatorname{tg}^2 \varphi}{2} \right),$$

$$h' = \overline{M F} \cdot \sin \varphi \left(1 + \frac{\operatorname{tg}^2 \varphi}{2} \right),$$

$$h = \overline{M F} \cdot \sin \varphi \left(1 + \frac{\operatorname{tg}^2 \varphi}{2} \right) - \overline{F G} \cdot \sin \varphi,$$

$$h = \overline{M G} \cdot \sin \varphi + \overline{M F} \frac{\operatorname{tg}^2 \varphi}{2} \cdot \sin \varphi$$

bezw. das Metazentrum für Neigungen:

$$(\overline{M G}) \varphi = \overline{M G} + \overline{M F} \cdot \frac{\operatorname{tg}^2 \varphi}{2}.$$

Dieses ist die Grundlage der oben erwähnten Krängungsformel für größere Winkel, während die bisher übliche Krängungsformel auf der Annahme beruht, daß das Wasserlinienträgheitsmoment bei kleinen Neigungen gleich bleibt, also die Spantlinien Kreisbogen ähneln, deren Mittelpunkt mittschiffs liegt; daß die Annahme senkrechter gerader Spanten wesentlich genauer ist, liegt auf der Hand.

Diese Formel kann bei geeigneten Schiffsformen nicht nur als Kontrolle, sondern als Ergänzung der Integratormethode benutzt werden, die dann nur für Werte über 30° Neigung hinaus gerechnet werden braucht, also ganz wesentlich abgekürzt wird. Für größere Winkel ist sie selbstverständlich unbrauchbar, weil dann die Abweichungen der Schiffsform von der grundlegenden Annahme zu groß werden.

Außer dem Krängungsversuch und der eigentlichen Stabilitätsrechnung dienen zur Feststellung der Stabilitätseigenschaften in verschiedenen Tiefgangs- und Ladezuständen die Gewichtsschwerpunktsrechnungen. Der Einfluß der für sie gemachten Annahmen darf nicht unter-

schätzt werden, sie müssen genau bedacht und geprüft werden. Die Bunker-, Wasser- und Ladungsgewichte sind so bedeutend, daß ungenaue Schätzungen oder falsche Annahmen über ihre Schwerpunkte eine wesentliche Rolle spielen und leicht ein Bild der Gesamtstabilität geben können, welches den tatsächlichen Verhältnissen durchaus nicht entspricht. Ob Homogenität der Ladung für alle Räume angenommen werden kann, ob die Räume bis ganz unter die Decksbalken vollgestaut werden, ob die Luken als ladunggefüllt anzunehmen sind, welches spezifische Gewicht für Provianträume zu rechnen ist*), ob Deckslast in Betracht zu ziehen ist und andere Gesichtspunkte müssen unter Berücksichtigung der Eigenart des Schiffes in Betracht gezogen werden. Die Festlegung aller dieser Punkte liegt bis jetzt ganz im Belieben jedes Rechnenden; es ist aber sowohl für Vergleiche der Rechnungsergebnisse verschiedener Schiffe und Werften, als auch für die Begutachtung von Stabilitätsunfällen für gerichtliche Untersuchungen wünschenswert, daß hierfür gewisse Normen festgelegt werden, die als bindend für Stabilitätsrechnungen anzusehen sind. Für die Festlegung derartiger Rechnungsgrundsätze, die mit einer Festlegung der Stabilitätseigenschaften nichts zu tun hat, halte ich die Seeberufsgenossenschaft, die ja auch die Fortsetzung der Arbeiten der Hamburger Stabilitätskommission übernommen hat, für besonders geeignet und würde es begrüßen, wenn sie dieser Anregung Folge leisten würde. Bei Fahrten, wo Abgangs- und Ankunfts-zustand infolge Kohlen- und Wasserverbrauches verschieden sind, müssen beide durchgerechnet werden. Genaueste Bestimmung der Schwerpunkte aller Einzelgewichte ist nicht nötig, und trotzdem wird zugegeben werden müssen, daß das Endresultat bei großen Schiffen leicht Unsicherheiten von 15—20 cm in der Höhenlage des Schwerpunktes aufweisen kann, also auch hier wieder Beträge, die leicht 25—50 % und mehr der insgesamt festzustellenden Werte betragen. Aus diesem Grunde sind Krängungsversuche im Seezustande von außerordentlicher Bedeutung und deshalb strebe ich an, die von mir 1913 vorgeschlagenen Krängungsversuche auf See leichter ausführbar zu machen und glaube,

*) Eine Umfrage bei einigen großen Reedereien ergab, daß man stets anstrebt, bis ganz unter Deck zu stauen, daß aber sowohl bei Stückgut, als bei Sack- und Schüttgutladung leicht kleinere Räume zwischen den Decksbalken freibleiben, so daß man für Stabilitätsrechnungszwecke etwa rechnen kann, als sei der Raum nur bis zu 75 % der Höhe der Decksbalken gefüllt. Luken werden gleichfalls vollgefahren.

**) Wall, Safe Stability and the Economical Use of Waterballast T. I. N. A. 1914.

mit der oben angegebenen Ausführung des Meßapparates einen Schritt in dieser Richtung weiter gekommen zu sein.

Daß ständige Kontrolle der Stabilitätseigenschaften des Schiffes nicht nur vom Gesichtspunkte der Sicherheit aus sehr wichtig ist, sondern außerordentliche wirtschaftliche Bedeutung hat, ist durch Wall**) in einer eingehenden Untersuchung festgestellt worden. Er schlug vor, vor Abgang eines Schiffes im Hafen Krängungsversuche zu machen und je nach Ausfall desselben die Menge des einzunehmenden Wasserballastes festzulegen, da durch unnötigen Wasserballast beträchtliche Einbuße an Geschwindigkeit bzw. Mehrverbrauch von Kohlen herbeigeführt wird. Krängungsversuche im Hafen sind nun aber nur in seltenen Fällen ohne Zeitversäumnis durchzuführen, Krängungsversuche auf See lassen sich dagegen ohne Kosten durchführen, wenn die nötigen Einrichtungen — Meßapparat und Krängungstank —, vorhanden sind.

Für die umfangreichen Versuche, welche der Durchbildung des Libellenkrängungsmessers dienen, ist stets die Rücksicht auf Verwendung auf See bestimmend gewesen. Die Schwierigkeit lag vor allem darin, die Beweglichkeit der Libellenblase so zu halten, daß sie auf Rollschwingungen nicht zu sehr anspricht und andererseits nicht zu lange Zeit benötigt, um die Einwirkungen von Gewichtsverschiebungen voll zum Ausdruck zu bringen, und zwar mit der Genauigkeit von Bruchteilen einer Bogenminute. Wahl der Abmessungen, Material der Einlage, Krümmungsradius und Flüssigkeit mußten systematisch gefunden werden, um alle Anforderungen in Bezug auf Empfindlichkeit und Genauigkeit zu erfüllen.

Wir müssen uns vollständig darüber klar sein, daß unsere Schwerpunktsannahmen der Ladungs- und sonstigen Gewichtsverteilung in der Praxis des Beladens nicht innegehalten werden; aber gerade diese Tatsache führt zu der Forderung, für die Beurteilung gewisse kritische Zustände festzulegen, die als vergleichende Grundlage zwischen ausgeführten bewährten Schiffen und Entwürfen dienen können. Die Auswahl dieser Zustände kann nach zwei Gesichtspunkten geschehen. Für den Konstrukteur kommen solche Fälle in Frage, die als allgemeine Vergleichsunterlagen gewertet werden können, und zwar:

- | | | |
|--|---|-----------------------------|
| <ol style="list-style-type: none"> 1. Leeres Schiff mit Wasser in den Kesseln; 2. Schiff mit gefüllten Bunkern, Speise- und Trink- | } | Im
Hafen
wassertanks; |
|--|---|-----------------------------|

- | | |
|---|---------------------------------|
| 3. wie unter 2 mit gefüllten Wasserballasttanks (Doppelboden und Pieks); | } Auf See:
Ballast-
fahrt |
| 4. wie 2, dazu homogene Ladung*) bis zur Tiefladelinie geladen; | |
| 5. wie 4, nach Verbrauch der Bunker, des Speise- und Trinkwassers; | } Tief
geladen |
| 6. wie 4, aber nach Ersatz der verbrauchten Gewichte durch Wasserballast, soweit hierfür die Tanks reichen. | |
| 7. wie 2, dazu homogene Ladung mit einem solchen spezifischen Gewicht, daß nur ein Tiefgang von 0,38 Breite erreicht wird**); | } Leicht
geladen |

Stabilitätseigenschaften eines mittleren Fracht- und

Ladezustand	Homogene Ladung t	Kohlen t	Wasser t	Verdrängung t
1. Leeres Schiff, fertig nach Bauvorschrift, mit 125 t Wasser in den Kesseln und 10 t Wasser im Kondensator; in Frischwasser	—	—	—	4950 = Eigen- ge- wicht
2. Wie 1, jedoch mit Ladung und ausgerüstet mit Kohlen in den festen Bunkern, Speise- und Frischwasser und genügend Ballastwasser (Ladungsverhältnis 1 t auf 9 cbm); in Seewasser	738	Fb. 713	Ba. I 124 II 274 III 81 Sp. V 154 Fr. VI 115 VII 98 <u>846</u>	7247

*) Wenn außer Kohlen- auch Öfeuerung vorgesehen ist, sind die Ladezustände 2—9 für beide Brennstoffe durchzurechnen, da sich aus den verschiedenen Gewichten und der verschiedenartigen Verteilung der Brennstoffe und der Ladung wesentliche Gewichts- und Schwerpunktsänderungen ergeben.

**) Bei einem Tiefgang von etwa 0,38 der Schiffsbreite liegt das Metazentrum am niedrigsten über Oberkante Kiel. Die Strecke \overline{MK} setzt sich aus \overline{KF} und \overline{MF} zusammen. Mit zunehmendem Tiefgang wird \overline{KF} größer, \overline{MF} kleiner. Der kleinste Wert ihrer Summe tritt in dem Moment auf, wo der Zuwachs von \overline{KF} gleich der Abnahme von \overline{MF} ist; dies ist, wie sich leicht errechnen läßt, bei normalen Schiffsförmern bei einem Tiefgang von etwa 0,38 B der Fall, und zwar ziemlich unabhängig von dem Völligkeitsgrad und der sonstigen Schiffsförmern. Der Tiefgang, bei dem \overline{MK} seinen kleinsten Wert erreicht, ist aber für Stabilitätsvergleiche von kritischer Bedeutung.

- 8. wie 7, nach Verbrauch der Bunker und des Wassers; } Leicht
- 9. wie 8, aber noch Auffüllung aller Ballasttanks. } geladen

Die Anordnung der Rechnungsergebnisse für diese Zustände erfolgt zweckmäßig in der hierunter angegebenen Weise, in der Zustand, Anfangsstabilität. Umfang und Verlauf der Hebelarme und die sonst wichtigen Angaben übersichtlich nebeneinander enthalten sind. Nach anderen Gesichtspunkten hat Wahl bestimmter Ladungszustände für Zusammenstellungen zu erfolgen, die für den Gebrauch der Schiffsleitung bestimmt sind; hier sind die hauptsächlich in Frage kommenden Reisezustände mit solchen Ballastmengen zu verbinden, daß Passagierdampfers bei verschiedenen Belastungszuständen.

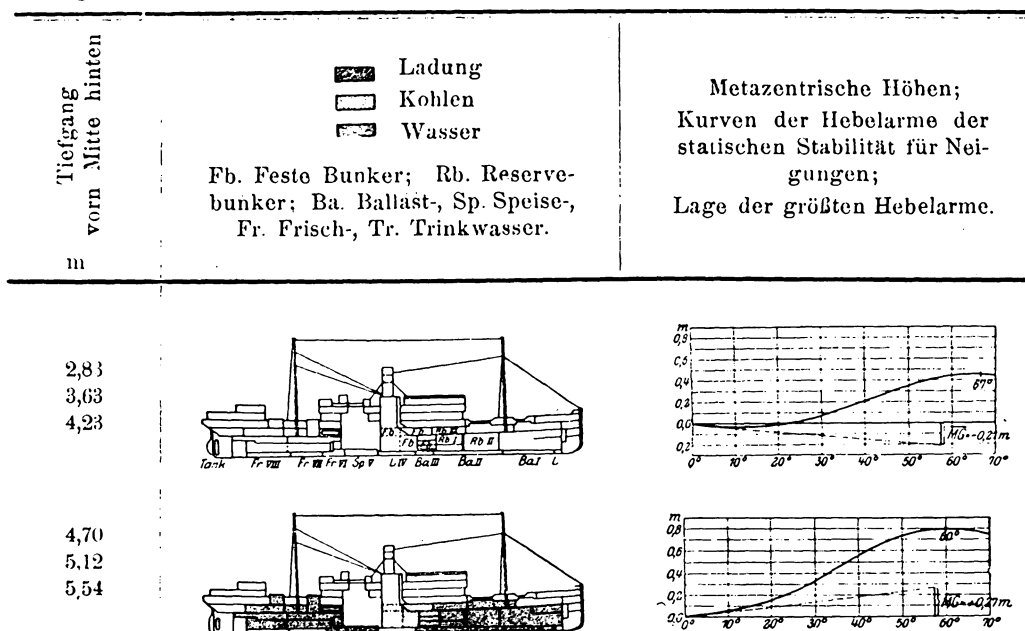


Abb. 10.

die Stabilität gesichert erscheint und das Schiff in richtigem Trimm liegt.

Die Bewertung von Aufbauten ist ein weiterer Punkt, bei dem Einheitlichkeit aus Vergleichsgründen erwünscht ist. Hierfür möchte ich vorschlagen, für Berechnung der Formstabilität die Aufbauten mit gleichen Faktoren zu bewerten, wie bei der Freibordrechnung, und dann die Seitenhöhe des Schiffes für die Stabilitätsrechnung an jedem Punkte der Schiffslänge um die Höhe der Aufbauten multipliziert mit dem Freibord-

längenverhältnis zu erhöhen, also z. B. bei einem Volldeckschiff mit einer Back von 0,13 L und 2,5 m Höhe und einer Brücke von 0,25 L und 2,5 m Höhe um

$$2,5 \cdot (0,25 + 0,13) \cdot 0,87 = 0,83 \text{ m.}$$

Dadurch wird dem tatsächlichen Wert der Aufbauten für die Stabilität völlig Rechnung getragen. Auch für diesen Punkt erscheint im Interesse einer klaren, einwandfreien, vergleichenden Beurteilung erwünscht, daß die Seeberufsgenossenschaft für die Art der Berechnung bindende Grundsätze aufstellt.

Um einen schnell greifbaren Wert für die Kritik der Stabilitätsverhältnisse zu haben, hat man häufig, besonders in England, die Seitenhöhe zur Schiffsbreite in Beziehung gesetzt. Dieser Wert berücksichtigt die Aufbauten und den bei verschiedenen Schiffen sehr abweichenden Sprung nicht.

Die Berücksichtigung des Sprunges ist aber erforderlich, da er sich mit der Schiffsgröße außerordentlich ändert und außerdem auf Wunsch der Reedereien oder aus Konstruktionsgründen häufig wesentlich vom Normalprung abweicht. Um einen zuverlässigen Vergleichswert zu erhalten, ist es zweckmäßig, eine besondere „Vergleichsseitenhöhe“ zu erreichen, welche sich zusammensetzt aus der Summe von

1. Seitenhöhe,
2. mittlerem Sprung (berechnet nach den Freibordvorschriften der SBG).
3. Höhe des Inhaltes aller Aufbauten, verteilt über die Oberdeckfläche (wie bei Berechnung der Ankernummer).

Die Schiffsbreite geteilt durch diese Vergleichsseitenhöhe gilt dann als Kriterium der allgemeinen Stabilitätsverhältnisse, soweit sie sich aus den Hauptabmessungen in einfacher Weise ermitteln lassen. Zwar ziehen die Aufbauten den Gewichtsschwerpunkt des beladenen Schiffes meist nicht sehr nach oben, da sie im allgemeinen keine Ladung enthalten; sie bieten andererseits aber Wind und Wellen große Angriffsflächen an langem Hebelarm, so daß es wohl berechtigt ist, sie vollwertig einzusetzen. Für die Stabilitätsrechnung ist ferner die Höhenlage des Systemschwerpunktes des Schiffskörpers nötig. Um für sie in Anlehnung an den Krängungsversuch einen Überschlags-, Vergleichs- und Kontrollwert zu erhalten, setzt man sie zu der „Vergleichsseitenhöhe“ in Beziehung; auch

hierbei ergibt sich wesentlich bessere Genauigkeit als bei dem üblichen Vergleich mit der normalen Seitenhöhe. In diesem Falle wird das an sich leichte Gewicht der oberen Aufbauten dadurch vollwertig, daß sie meist für die Größe der in ihrem Bereich liegenden Aufbautendecks bestimmend sind und deren Gewicht dadurch mitgefaßt wird.*) Selbstverständlich sind alle diese Vergleichswerte in ihrer Größe nur für Schiffe ähnlicher Bauart und Größe annähernd gleich groß.

II.

Als Maßgrößen für die Beurteilung der Stabilität von Schiffen kommen in Frage:

- a) die metazentrische Höhe \overline{MG} für die aufrechte Lage und für Neigungen (für Neigungen dargestellt durch die Größe: Hebelarm geteilt durch den Sinus des Neigungswinkels),
- b) die Hebelarme der statischen Stabilität,
- c) die Wegstrecken der dynamischen Stabilität.

Die genannten Werte können noch mit der Verdrängung multipliziert werden, wodurch sich die zugehörigen Momente der Anfangsstabilität, sowie der statistischen und dynamischen Stabilität für Neigungen ergeben. Für gewisse Zwecke, z. B. bei Segelschiffen, ist es unbedingt nötig, die Beurteilungsgrößen der Stabilität mit der Verdrängung zu multiplizieren, weil die gegenwirkende Kraft, in diesem Falle der Winddruck, von der Verdrängung völlig unabhängig ist. Im allgemeinen wird man sich im mo-

*) Nebenbei sei noch bemerkt, daß auch Gewichtskontrolle und Überschlag sehr gut in ähnlicher Weise gefaßt werden kann. Um den Völligkeitsgrad des gesamten Schiffskörpers hierbei richtig zu bewerten, setzt man ihn aus dem in Wasser befindlichen Unterschiß und dem Überwasserschiff zusammen und erhält dann

$$\delta_v = \frac{T \cdot \delta + (H_v - T) \left(\frac{\alpha + \alpha_1}{2} \right)}{H_v}$$

worin

- δ_v = Vergleichsvölligkeit des gesamten Schiffskörpers,
- T = Konstruktionstiefe bis zur KWL,
- H_v = Vergleichsseitenhöhe,
- δ = Völligkeit des Unterschißes,
- α = Völligkeit der KWL,
- α_1 = Völligkeit der Oberdeckfläche.

Das Gewicht des Schiffes ist dann:

$$G = L \cdot B \cdot H_v \cdot \delta_v \cdot g$$

resp. das Einheitsvergleichsgewicht

$$g = \frac{G}{L \cdot B \cdot H_v \cdot \delta_v}$$

dernen Schiffbau aber wohl besser an die Beurteilung der Maßgrößen allein halten, da es bei Dampfern fast durchweg berechtigt ist, von der Verdrängung abzusehen, weil Stabilität und gegenwirkende Kräfte (Krängungsmomente des Seeganges) beide von der Verdrängung abhängig sind; einen Ausnahmefall bildet auch hier übermäßig großer Winddruck. Welche von den unter a---c genannten Maßgrößen, von denen die folgende immer in integralfunktionaler Beziehung zur vorhergehenden stehen, als zuverlässigstes Maß der Stabilität anzusehen ist, darüber können wohl kaum Zweifel bestehen. Die metazentrische Höhe der Anfangslage ist nicht bedeutungslos, im allgemeinen genügt sie bei Dampfern vollkommen, um die Wirkung gegen normale Windinflüsse, Ruderlegen usw. zu beurteilen; bei Schiffstypen mit verhältnismäßig großem \overline{MF} ist MF mit in Betracht zu ziehen, weil es den Verlauf der Hebelarme schon bei kleinen Neigungen stark beeinflusst. Für die allgemeine Beurteilung der Stabilitätssicherheit im Seegange müssen wohl aber die Hebelarme der statistischen Stabilität in den Grenzen von 0° — 60° angesehen werden, durch welche Größe und Umfang der Stabilität im großen und ganzen festgelegt sind. Hiermit wird die Heranziehung der dynamischen Wegstrecken überflüssig, um so mehr, als diese Größen als Integral der Hebelarme nur ein verschwommenes Bild der Hebelarme sind. Keineswegs darf angestrebt werden, sich bei Beurteilung der Stabilität ganz allgemein auf bestimmte Werte festzulegen; soviel Schiffstypen es gibt, soviel verschiedene Anforderungen von Seeigenschaften gibt es, ja noch mehr, da jeder Schiffstyp in verschiedenen Ladezuständen fährt. Diese Tatsachen ergeben selbstverständlich sehr verwickelte Verhältnisse, als Schiffbauer müssen wir uns vor dem naheliegenden Wunsche hüten, die nötige Beurteilung durch bestimmte Normalwerte zu ersetzen. Daß aber z. B. manche Reedereien für bestimmte festliegende Typen ihres Schiffsparks minimale metazentrische Höhen festsetzen, bei welcher diese Schiffe in bestimmten Ladezuständen in See gehen dürfen, kann als zweckmäßig angesehen werden, denn es muß dabei als selbstverständliche Voraussetzung gelten, daß diese metazentrischen Höhen mit anderen Stabilitätseigenschaften verknüpft sind, deren Umfang allen Anforderungen genügt. Hüten muß man sich nur, derartige Normalwerte, die nur für einen bestimmten Typ gelten, auf andere Schiffe zu übertragen.

Die im einleitenden Programm aufgestellte Forderung der Zerlegung der gesamten Stabilitätseigenschaften in die

Anteile der Gewichtsstabilität und Formstabilität ist bisher in der Literatur nur wenig behandelt worden. Ich habe dabei weniger die allgemein übliche Zerlegung des Hebelarmes nach der Formel

$$h = (r \mp a) \sin \varphi$$

im Auge als eine Zerlegung unter dem Gesichtspunkte der Beeinflussung des Verlaufes der Stabilität bei Neigungen durch die Veränderung der Schwimmwasserlinie außerhalb der Anfangslage. Während also die eigentliche Zerlegung der Stabilität in Gewichts- und Formstabilität gemäß obiger Formel den Teil der Stabilität als Formstabilität bezeichnet, der allein auftritt, falls der Gewichtsschwerpunkt im Verdrängungsschwerpunkt liegt, soll hier nur der Teil des Formeneinflusses abgeteilt werden, welcher sich ergibt, falls der Gewichtsschwerpunkt im Metazentrum liegt, erst diese Zerlegung hat praktische Bedeutung, denn sie gibt für ein Schiff, dessen Stabilitätszustand in der Anfangslage bekannt ist, einen sofortigen Anhalt für den Verlauf der Stabilität der Neigungen.

Der neben dem soeben gekennzeichneten Formeneinfluß vorhandene Gewichtseinfluß ist durch die Größe

$$h_1 = \overline{M\bar{G}} \cdot \sin \varphi$$

gegeben. Man kann ihn als „Stabilität der metazentrischen Höhe“ oder kurz als „ $\overline{M\bar{G}}$ -Stabilität“ bezeichnen. Den restlichen Teil, nämlich die von dem gekennzeichneten Formeneinfluß herrührende Stabilität, kann man zweckmäßig seinem Wesen nach als „Formzusatzstabilität“ bezeichnen, weil sie den durch die Form hervorgerufenen Teil der Stabilität darstellt, der außerhalb der nur für die Anfangslage gültigen Bezeichnung

$$h = \overline{M\bar{G}} \cdot \sin \varphi$$

liegt. Klar sind die Bezeichnungen zwischen den üblichen Bezeichnungen für Form- und Gewichtsstabilität und für die neuvorgeschlagenen Bezeichnungen aus Abbildung 11 ersichtlich.

Die Formzusatzstabilität ist nur für Spezialfälle durch Formeln zu kennzeichnen; bleibt das Trägheitsmoment der Wasserlinie bei Neigungen gleich dem der Anfangslage, wenn also das Metazentrum am gleichen Ort bleibt und mit dem Prometazentrum zusammenfällt, so gilt

$$h_2 = 0.$$

Die Kurve der Hebelarme der statistischen Stabilität ist also eine einfache Sinuslinie. Wenn die Seiten des Schiffes gerade sind, so gilt, wie oben bewiesen,

$$h_2 = \frac{\overline{MF} \cdot \text{tg}^2 \varphi \sin \varphi}{2}.$$

Die Anfangsstabilität eines Schiffes hängt von der gegenseitigen Lage von M und G ab. Die Lage von G wird durch die Gewichtsverteilung im Schiffe bedingt, die von M durch die Form des Schiffskörpers. Die metazentrische Höhe \overline{MG} ist also durch die gegensei-

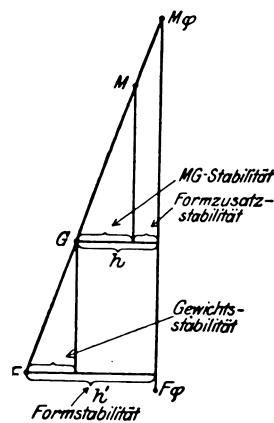


Abb. 11.

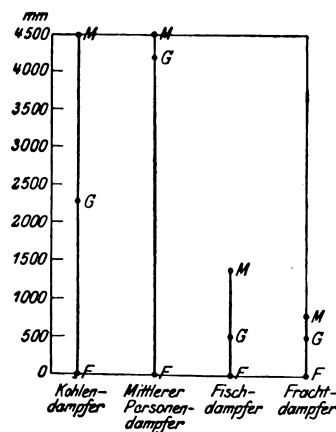


Abb. 12.

tigen Beziehungen von Formstabilität und Gewichtsstabilität gegeben. Die Größe von \overline{MG} ist zwar ein Maß für die Anfangsstabilität, man kann aus ihr jedoch keinerlei Schlüsse auf den jeweiligen Anteil der Form bzw. Gewichtsstabilität an \overline{MG} ziehen. Um ein vollständiges Bild von den in Frage kommenden Verhältnissen zu haben, ist es nötig, die Beziehungen von \overline{MF} und \overline{GF} zu \overline{MG} auszudrücken, entweder durch ihre absoluten Größen oder durch ein Verhältnis, in dem man z. B. \overline{MG} als einen Prozentsatz von \overline{MF} darstellt; letztere Darstellungsweise hat den Vorzug proportionaler Darstellung und bietet ein klareres Bild als erstere.

Betrachtet man die Stabilitätseigenschaften verschiedenartiger Schiffstypen unter diesem Gesichtspunkte, so lassen sich vier charakteristische Stabilitätsfälle unterscheiden, zwischen denen naturgemäß Übergangsfälle vorhanden sind (Abb. 12):

- a) Große \overline{MG} -Stabilität und große Formzusatzstabilität: Kohlendampfer.
 (\overline{MG} groß, \overline{MF} ein mittlerer Prozentsatz von \overline{MF}) (49%).
- b) Kleine \overline{MG} -Stabilität, große Formzusatzstabilität: Mittlerer Personendampfer.
 (\overline{MG} ein kleiner Prozentsatz von \overline{MF}) (6,5%).
- c) Große \overline{MG} -Stabilität, kleine Formzusatzstabilität: Fischdampfer
 \overline{MG} groß, \overline{MF} ein großer Prozentsatz von \overline{MF}) (64%).
- d) Kleine \overline{MG} -Stabilität und kleine Formzusatzstabilität: Frachtdampfer.
 (\overline{MG} klein, \overline{MF} ein kleiner Prozentsatz von \overline{MF}) (16,5%).

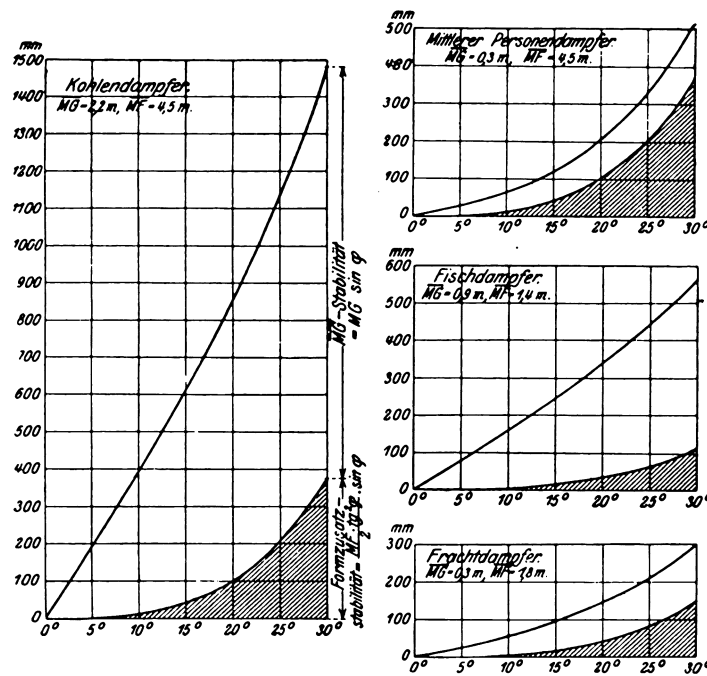


Abb. 13.

Diese gegenseitig voneinander so sehr unterschiedlichen Verhältnisse von \overline{MG} und \overline{MF} gehören zu vorhandenen Schiffen, rechnet man für sie die Hebelarme nach der Formel

$$h = \overline{MG} \cdot \sin \varphi + \frac{\overline{MF} \cdot \text{tg}^2 \varphi \sin \varphi}{2}$$

bis 30° aus (was allerdings z. B. für den Fischdampfer zu weitgehend ist), so ergibt sich das in Abb. 13 dargestellte Bild. Der Anteil der Formzusatz-

stabilität ist schraffiert dargestellt; er ist bei gleichem \overline{MG} (Abb. 13b und 13d) außerordentlich verschieden groß. In gleicher Weise kann man für mathematisch berechnete Hebelarme die Zerlegung darstellen, indem man die Werte $\overline{MG} \cdot \sin \varphi$ von der Hebelarmkurve absetzt (Abb. 14) oder die Kurve $\overline{MG} \cdot \sin \varphi$ unter der Hebelarmkurve verzeichnet (Abb. 15).

Es ergibt sich hieraus, daß auf Grund der einfachen Kenntnis des Verhältnisses $\overline{MG} : \overline{MF}$ und des Verlaufs

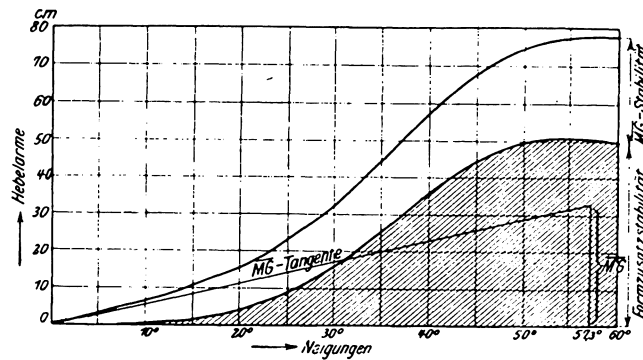


Abb. 14.

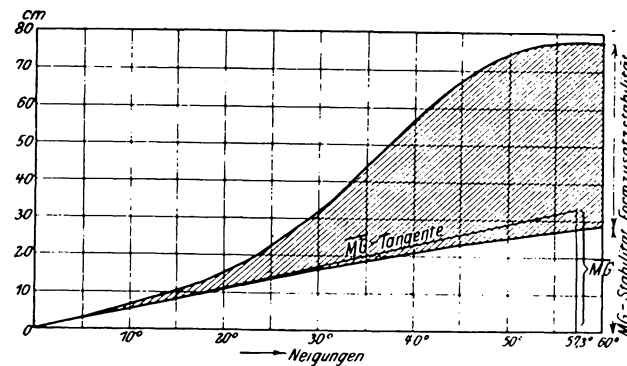


Abb. 15.

der Spantformen ohne weiteres zu überblicken ist, ob der Verlauf der Hebelarmkurve bis zum Eintauchen der Deckskante oder Austausch der Kimm ein annähernd gerader ist, oder ob er mehr oder minder hohl ist.

III.

Der dritte Abschnitt des in der Einleitung aufgestellten Programms umfaßt die Beurteilung der Stabilitätsgrößen vom Gesichtspunkte ihrer Gegenwirkung gegen die kentern-

den Kräfte. In Frage kommen die Einwirkung des Windes, des See-
ganges, die Gewichtseinflüsse beweglicher Gewichte und der Stabilitäts-
sicherheitsbegriff. Ich beabsichtige nicht, die vielseitigen hierhergehörigen
Fragen im Rahmen dieses Vortrages umfassend zu behandeln. Zum Teil
habe ich die genannten Einwirkungen und ihre Bedeutung hier bereits im
Jahre 1913 kritisch beleuchtet und will meine damaligen Ausführungen nur
in Einzelheiten in der Richtung meines heutigen Themas kurz ergänzen,
nämlich im Hinblick auf die bei den rechnermäßig zugrunde zu legenden
Annahmen auftretenden Fehler und Fehlerquellen.

Über die Größe des auftretenden maximalen Wind-
druckes haben die im Interesse der Luftschiffahrt ausgeführten Versuche
im letzten Jahrzehnt wesentliche Klärung gebracht. Der wirksame Wind-
druck ist gegeben durch

1. die Beziehung zwischen Windgeschwindigkeit und Winddruck,
2. die Größe der tatsächlich auftretenden Windgeschwindigkeiten.

Hiervon liegt der unter 1. genannte Punkt für normale Versuchskörper,
d. h. Platten von 0,1 bis ca. 30 qm, ziemlich genau fest, es gilt hierfür:

$$p = \frac{\gamma}{g} \cdot v^2 \cdot k,$$

worin p der spez. Druck in kg/m^2 ,
 γ das spez. Gewicht der Luft in kg/m^3 ,
 v die Windgeschwindigkeit in m/sec ,
 k ein Beiwert,
 g die Erdbeschleunigung.

k ist je nach Größe und Form des Versuchskörpers verschieden. Für
unsere Zwecke genügt es, den Beiwert mit 0,58 einzusetzen. Ältere Wind-
drucktabellen, deren Werte für k bis 30 % höher liegen, stimmen nicht mehr
mit den neueren Versuchsergebnissen überein, die für senkrecht angeblasene
Flächen durchweg annähernd 0,58 ergeben haben.*) Leider besteht noch eine
gewisse Unsicherheit darin, daß Druckmessungen immer nur an verhältnis-
mäßig kleinen Versuchskörpern ausgeführt wurden, es ist wohl nicht ganz
unbedenklich, den Beiwert k in gleicher Größe, wie er sich aus den Ver-
suchen ergab, auf so große Flächen zu übertragen, wie sie die auf dem
Ozean fahrenden Schiffe dem Sturme bieten. Bis hierüber einwandfreie
Feststellungen gemacht sind, muß die Übertragung von k auch auf große

*) Vergl. Föppl, Z. d. V. d. I. 1912, S. 1930; A. Frank, Z. d. V. d. I. 1906, S. 593,
1908, S. 1522; L. Prandtl, Z. d. V. d. I. 1909, S. 1711.

Flächen mit 0,58 genügen. Abb. 16 zeigt hiernach den Zusammenhang zwischen Windgeschwindigkeit und Winddruck. Die Untersuchung der Winddruckverteilung und Stärke an senkrechten Flächen, die unten auf dem Erdboden stehen (resp. auf der See fahren), wäre überhaupt ein dankbares Gebiet für vergleichende Modellversuche und Messungen an Bauten in natür-

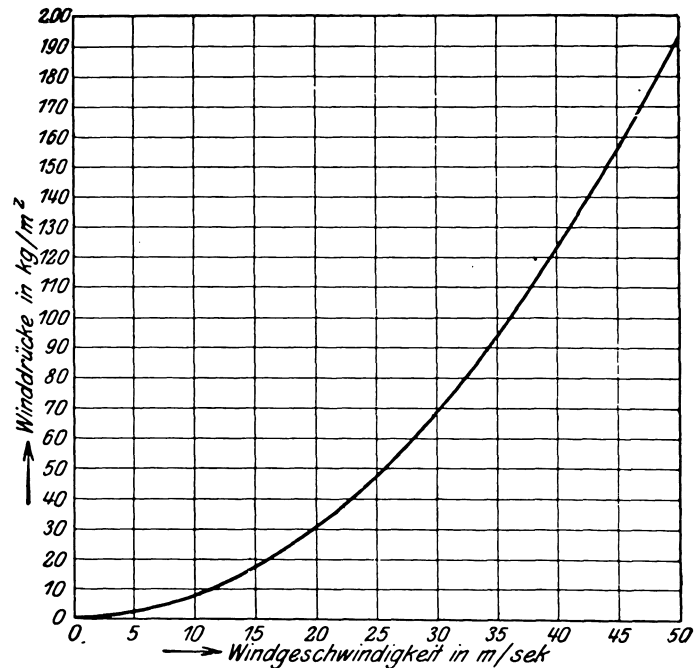


Abb. 16.

licher Größe; zweifellos tritt bei derartigen Bauten eine Wirkung des Staukegels ein, die von derjenigen an freien Modellen ohne Grundfläche verschieden ist.

Wesentlich unklarer und unsicherer sind die üblichen Angaben und Annahmen über die auftretende Windgeschwindigkeit. Soweit aus einschlägigen Handbüchern ersichtlich, hat Beaufort, als er seine gebräuchliche Windskala aufstellte, nur die Begriffe ohne Zahlenwerte aufgestellt, dem damaligen Stande der Meßtechnik entsprechend. Zu dieser Begriffsskala haben dann im Laufe der Zeit die interessierten Forscher nach Gefühl und Erfahrung Zahlenwerte festgelegt, die ganz außerordentlich voneinander abweichen. Abb. 17 zeigt eine 1913 von Marinebaumeister Dr.-Ing. Zimmermann gemachte Zusammenstellung derartiger Werte.

Da der Druck mit dem Quadrat der Windgeschwindigkeit zunimmt,

ist es bei der Verschiedenheit der angenommenen Windgeschwindigkeiten kein Wunder, daß die in unseren klassischen Handbüchern verzeichneten Druckwerte beispielsweise für Windstärke 12 um 100—150 % voneinander abweichen. Nach dem heutigen Stande der Wissenschaft ist als gültig nur die auf der internationalen meteorologischen Versammlung in Rom 1913 durch Koeppen, Shaw und Palazzo festgelegte Beaufortskala anzusehen, deren Werte und Bezeichnungen sich wie folgt stellen:

Bezeichnung nach Beaufort	Windgeschwindigkeit m/sec	
	Grenzen	im Mittel
0 Windstille	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$
1 Leiser Zug	$\frac{1}{2}$ — 2	$1\frac{1}{4}$
2 Flaue Brise	2— 4	3
3 Leichte „	4— 6	5
4 Mäßige „	6— 8	7
5 Frische „	8—11	$9\frac{1}{2}$
6 Steife „	10—14	12
7 Harter Wind	12—17	$14\frac{1}{2}$
8 Stürmischer Wind . .	15—20	$17\frac{1}{2}$
9 Sturm	18—24	21
10 Starker Sturm	21—28	$24\frac{1}{2}$
11 Schwerer „	25—33	29
12 Orkan	30	30

Zeichnerisch ist die Skala in Abb. 18 dargestellt.

Die außerordentliche Verschiedenheit der Zahlenwerte der Beaufortskalen hat sich wohl teilweise daraus ergeben, daß keine einheitliche Meßhöhe über der Erdoberfläche festgelegt ist; da die Geschwindigkeit des Windes von der Erdoberfläche noch oben rasch und unregelmäßig zunimmt, sind also die Drucke bei einer Windstärke der Skala in verschiedener Höhe sehr verschieden. Auf Grund von meteorologischen und technischen Versuchen hat Schöneich*) die Geschwindigkeit des Windes in Abhängigkeit von der Höhe über der Erdoberfläche festgelegt. Die meteorologischen Meßstellen sind meist 10—15 m über der Erdoberfläche, es ist aber anzunehmen, daß die entsprechenden Windgeschwindigkeiten auf See etwas tiefer, also auf etwa 5 m Höhe über Wasser liegen, da weniger Unebenheiten

*) Schöneich, Der Windwiderstand bei Seeschiffen, Schiffbau XIII. Jgg. S. 121.

vorhanden sind und besonders auf dem Wellenberg die Einwirkung der schnellströmenden oberen Luftschichten größer ist. Man wird deshalb annehmen können, daß die zahlenmäßige Geschwindigkeit der Beaufortskala auf See schon in etwa 5 m über Wasser auftritt. Abb. 19 zeigt die dann in verschiedenen Höhen bei verschiedenen Windstärken auftretenden Windgeschwindigkeiten und Winddrucke. Oberhalb der Windstärke 12 ist noch eine

Windgeschwindigkeit und Beaufort-Skala.

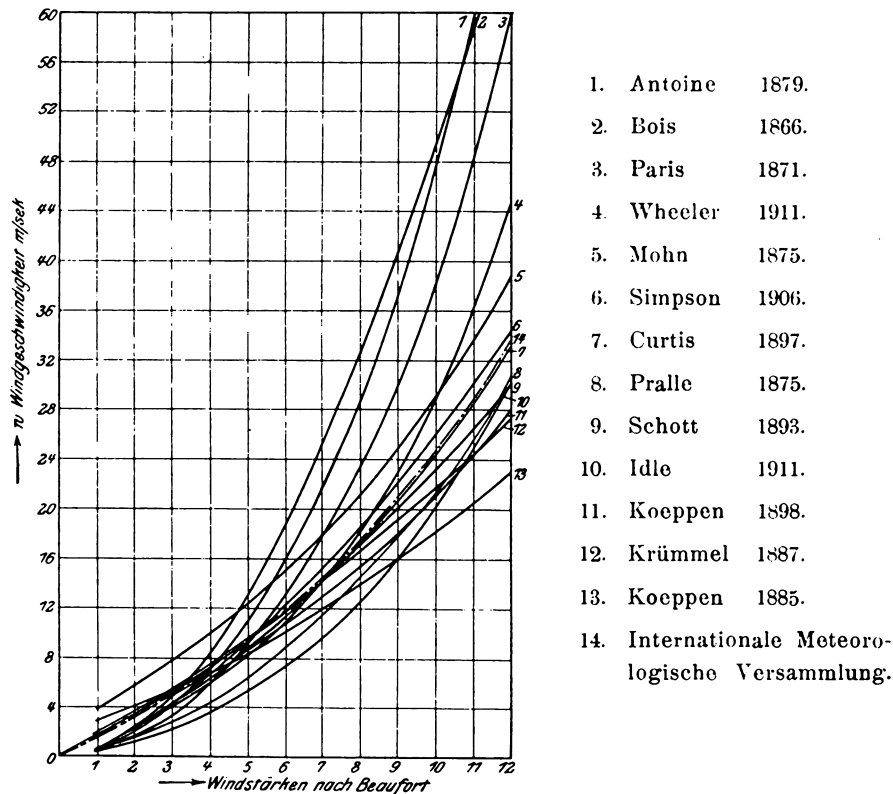
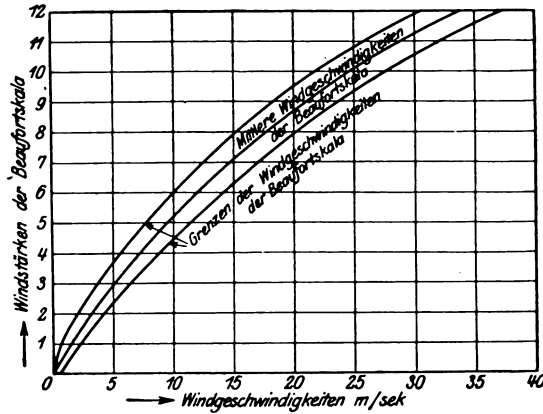


Abb. 17.

höchste „Orkangeschwindigkeit“ mit 40 m/sec in Meßhöhe angenommen, da bei Windhosen und tropischen Stürmen die Windgeschwindigkeit noch über die Werte der Windstärke 12 hinausgeht. Ein Gebrauch dieser Kurven für die Rechnungen des Schiffbaues würde eine gleichmäßigere und zuverlässigere Grundlage geben als die bisher verwendeten Winddruckwerte. Die Berechnung der gesamten Wirkung des Winddruckes auf eine Schiffseite resp. Segelfläche ist trotz der verschiedenen spezifischen Druckwerte sehr einfach und schnell durchzuführen. Man teilt die Seitenflächen durch Hori-

zontallinien in 2 m (bei kleinen Schiffen 1 m) Abstand in Rechtecke, deren Fläche durch Länge und Höhe schnell zu ermitteln ist. In einer Tabelle (oder graphisch) werden dann nebeneinander Flächen, spezifische Wind-



Ab 18.

drucke (der in Frage kommenden Windstärke), der Gesamtwinddruck, Hebelarme über $\frac{1}{2}$ Tiefgang (resp. über Schwerpunkt der Seitenfläche unter

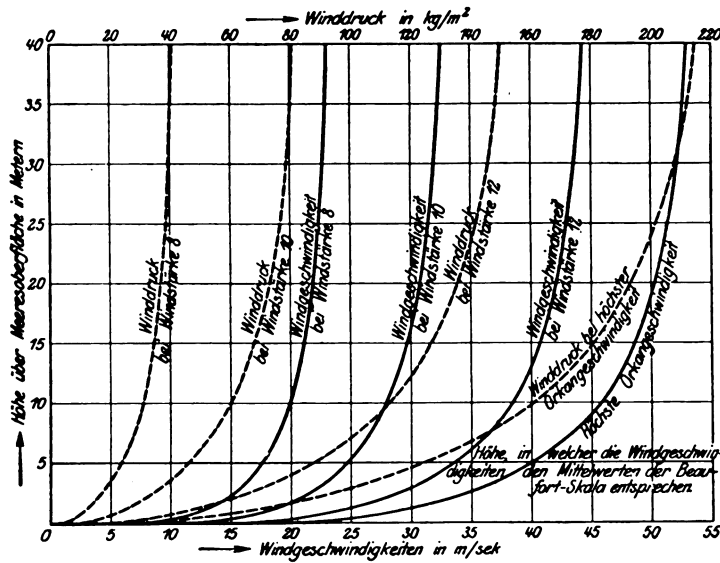


Abb. 19.

Wasser) und Winddruckmoment aufgetragen und daraus Größe des Gesamt- druckes und des wirksamen Hebelarmes ermittelt. Abb. 20 zeigt die gra-

phische Darstellung der in der beigefügten Tabelle durchgeführten Beispielsrechnung.

Winddruckrechnungen können verwendet werden:

1. um statische Überneigungen zu ermitteln, also beim Segeln oder wenn die betreffenden Schiffe hohe Aufbauten haben und schon geringe Schlagseiten mit Rücksicht auf die Passagiere den Betrieb empfindlich stören;
2. zur Feststellung des dynamischen Einflusses des Windes auf ein im Seegange stark schlingerndes Schiff und der sich daraus ergebenden Stabilitätssicherheit.

Die Ermittlung statischer Schlagseiten ergibt sich von selbst, dabei kann man bei Dampfern ohne wesentlichen Fehler annehmen, daß die dem Winde ausgesetzte Fläche auch bei Neigungen gleich groß bleibt wie in der Anfangslage, d. h., daß die Winddruckmomentenkurve horizontal verläuft.

Zur Erfassung der dem Schiffe beim Schlingern im Seitensturm drohenden Gefahr muß zunächst eine Annahme über den in Frage kommenden Rollwinkel gemacht werden. Nun sind die Schwingungseigenschaften von Schiffen je nach Form und Gewichtsverteilung ganz außerordentlich verschieden; es ist uns auf Grund unserer bisherigen Kenntnis aber noch nicht möglich, einwandfrei vorauszusagen, wie weit ein bestimmtes Schiff unter ungünstigen Umständen übergeworfen werden kann; wir wissen nur, daß in der Anwendung von Schlingerndämpfungsbehältern eine nachweisliche Verringerung der Gefahr großer Ausschläge liegt. Man kann daher wohl für schweren Seegang unter ungünstigen Verhältnissen für Dampf-

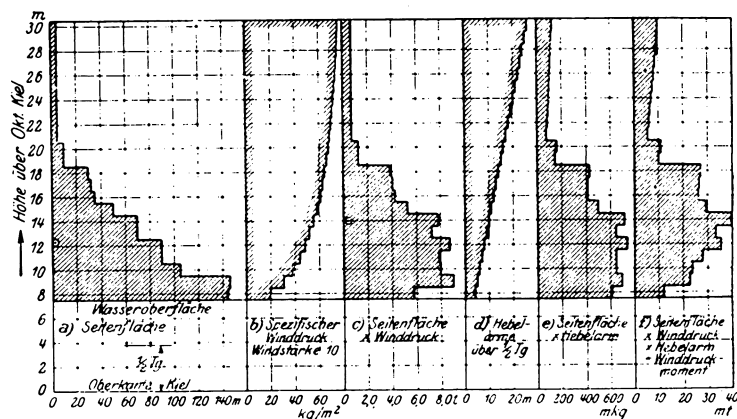


Abb. 20.

Winddruckrechnung für einen Frachtdampfer.

Höhe über Okt. Kiel	a Länge der Seiten- fläche	b Spez. Wind- druck Wind- stärke 10	c Seitenfläche × Wind- druck	d Hebelarme über 1/2 Tg	e Seitenfläche × Hebel- arm	f Winddruck- momente
m	m	kg/m ²	kg	m	m ³	mt
7,5— 8,5	145	20	2900	4,25	617	12,30
8,5— 9,5	146	31	4530	5,25	766	23,90
9,5—10,5	105	38	3990	6,25	656	24,95
10,5—11,5	90	44	3960	7,25	652	28,70
11,5—12,5	90	49	4410	8,25	742	36,35
12,5—13,5	70	52	3640	9,25	646	33,65
13,5—14,5	70	56	3920	10,25	718	40,10
14,5—15,5	45	59	2655	11,25	507	29,85
15,5—16,5	35	61	2135	12,25	429	26,20
16,5—17,5	32	63	2016	13,25	424	26,95
17,5—18,5	30	64,5	1935	14,25	427	27,60
18,5—19,5	10	66	660	15,25	153	10,15
19,5—20,5	10	67,5	675	16,25	163	10,95
20,5—21,5	5	68,5	343	17,25	86	5,70
21,5—22,5	5	69,5	347	18,25	91	6,35
22,5—23,5	5	70,5	353	19,25	97	6,80
23,5—24,5	5	71,5	357	20,25	101	7,25
24,5—25,5	5	72,5	363	21,25	106	7,70
25,5—26,5	5	73,5	367	22,25	111	8,15
26,5—27,5	5	74	370	23,25	116	8,60
27,5—28,5	5	74,5	373	24,25	121	9,05
28,5—29,5	5	75	375	25,25	126	9,50
29,5—30,5	5	75,5	377	26,25	131	9,95
Summe	928		41171		7985	413,20

⊙ Der Fläche über 1/2 Tg = $\frac{\sum e}{\sum a} = 8,60$ m

⊙ Des Druckes üb. 1/2 Tg = $\frac{\sum f}{\sum c} = 10,25$ m

Mittlerer Winddruck 1/2 Tg = $\frac{\sum c}{\sum a} = 44,4$ kg/m²

Winddruck Windstärke 10 in normaler Meßhöhe (5 m über Wasser) = 51 kg/m².

und Motorschiffe gleichmäßig für alle Typen einen gesamten Rollwinkel von etwa 50° annehmen. Als Mittellage für die Schwingung muß die durch den Wind statisch hervorgerufene Schlagseite angenommen werden; der Rollwinkel verteilt sich dann so, daß die Arbeitsflächen der Stabilitätsmomente auf jeder Seite gleich groß sind. Abb. 21 gibt eine Darstellung dieser Verhältnisse in Hebelarmen, auch für den Winddruck, dessen Hebelarm als

$$\frac{\text{Winddruckmoment}}{\text{Verdrängung}}$$

aufgetragen ist. Damit nun der Wirkung plötzlicher Böen Rechnung getragen wird, und damit nicht zu große Ausschlagwinkel erreicht werden,

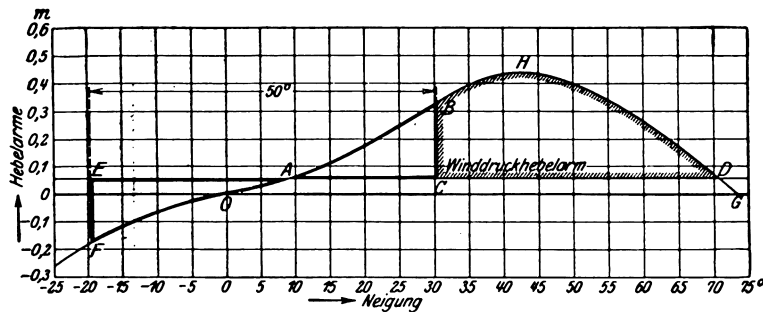


Abb. 21.

muß die über der Winddruckkurve befindliche Fläche der Stabilitätshebelarme $A B H D$ größer sein, als die beim Durchgang durch die Mittellage im Schiff aufgespeicherte lebendige Kraft, die der Fläche $E A O F$ entspricht. Wie groß der Überschuß sein muß, hängt davon ab, wie weit das Schiff überhaupt ohne Gefährdung übergeneigt werden darf, also vom Typ, vom Freibord, von der Art der Ladung und anderen Umständen. Die Beziehung zwischen Fläche $A B C$ (die gleich $A E F O$ ist) und der Fläche bis zum maximalen Neigungswinkel ergibt einen Stabilitätssicherheitsbegriff, den zahlenmäßig festzulegen ich aber für verfrüht halte*).

Es erscheint bedenklich, auf Grund derartiger Rechnungen ein sicheres Urteil über Stabilitätseigenschaften zu fällen, denn die Grundlagen, vor allem den angenommene Winddruck und die angenommene Größe des Winkelausschlages bilden doch sehr unsichere Faktoren. Gerade die Größe des Winkelausschlages ist doch außerordentlich schwer zu beurteilen, weil

*) Abell, Safety of Ships at Sea, Liverpool, Engineering Society, verlangt 50% bis zum Punkte D, der aber nicht als maßgebend angesehen werden kann.

wir bisher weder aus Erfahrung, noch auf Grund von Versuchen genau wissen, welche Schiffstypen besonders zu großen Schwingungsausschlägen neigen. Bekannt ist, daß Schiffe mit großem \overline{MG} leicht sehr stark rollen; andererseits haben auch die größten Passagierdampfer mit ihrem verhältnismäßig geringen \overline{MG} in atlantischer Döhnung beträchtliche Schwingungswinkel erreicht.

Einen gewissen Anhalt über die Art der hierfür anzustellenden Untersuchungen kann vielleicht die oben gezeigte Zerlegung der Stabilitätskurven bieten, weil dadurch der mehr oder minder hohle Verlauf der Kurven auf Grund der Komponenten \overline{MG} und \overline{MF} klargelegt ist, und zwar auf Grund folgender Überlegungen:

Die Zeitdauer der Rollschwingungen von Schiffen hängt im wesentlichen vom Verlauf der Hebelarme im Bereich der Ausschläge ab.

Die maximale Größe der Ausschläge ist vor allem durch Synchronismus zwischen Schiffsschwingungen und Wellenimpulsen bedingt. Ein Zusammenfallen einer größeren Anzahl Wellenimpulse mit den entsprechenden Phasen der Schiffsschwingungen ist nur möglich, wenn

1. die mittlere Zeitdauer der Wellenimpulse und der Schiffsschwingungen nahezu übereinstimmen;
2. der Seegang regelmäßig ist;
3. die Schwingungen des Schiffes isochron sind, d. h. kleine und große Ausschläge des Schiffes gleiche Zeitdauer haben. Die beiden erstgenannten Bedingungen werden allgemein als Ursache größerer Rollschwingungen angesehen, die dritte dagegen hat bisher weniger Beachtung gefunden, als ihr zukommt; sie läßt sich aber zweifellos durch Formgebung des Schiffskörpers bis zu einem gewissen Grade vermeiden. Hat ein Schiff Formen, welche dem Isochronismus seiner Schwingungen ungünstig sind, so werden die maximalen Ausschläge kleiner, denn sobald die Ausschläge eine gewisse Größe überschreiten, hört der Synchronismus mit regelmäßig laufenden Wellen auf.

Es unterliegt keinem Zweifel, daß die Bedingungen für isochrones Schwingen der Fälle b und d der Abb. 12—13 außerordentlich verschieden sind und nur einer der beiden Fälle zu isochronen Schwingungen neigen kann. Diese Überlegung eröffnet den Ausblick auf eine Beeinflussung der

Schwingungseigenschaften durch besondere Formgebung und Wahl der gegenseitigen Größe von Form und Gewichtsstabilität. Um diese Frage erschöpfend zu klären, bedarf es eingehender theoretischer und experimenteller Untersuchungen über den Rollwiderstand, welche meines Wissens unter diesem Gesichtspunkte noch nicht durchgeführt sind; hinweisend möge nur gesagt sein, daß schon einfache Überlegungen dazu führen, daß z. B. Schlingerkiele in besonderen Fällen direkt schädlich sein müssen, weil gerade ihr Rollwiderstand die Eigenschaften des Schiffes so beeinflusst, daß Isochronismus der Schwingungen auftritt, und daß andererseits geringe Schwellungen oder Wallschienen in der Nähe der Schwimmlinie ihn ganz außerordentlich stören müssen.

Auf die Bedeutung der Regieeigenschaften des Schiffes für die Beurteilung der Stabilität ist weiter oben bereits kurz hingewiesen worden. Bei manchen Schiffstypen steigt infolge des Verbrauches der Brennstoffe der Gewichtsschwerpunkt schneller als das Metazentrum, es wird während der Reise unstabiler. Derartige Schiffe haben aber durchweg Stabilitätseigenschaften, wie in Abb. 12 b dargestellt; ihre anfänglich geringe Stabilität wächst bei Neigung infolge des bedeutenden Anteiles der Formzusatzstabilität schnell, der Umfang der Stabilität ist bedeutend. Auf Grund der Feststellung, daß \overline{MG} zwar klein, \overline{MF} aber verhältnismäßig groß ist, ist dieser Verlauf der Stabilitätskurven ohne ihre weitere Kenntnis vorauszusagen und damit die geringe Anfangsstabilität zwar als unangenehm für Passagierschiffe, aber als ungefährlich gekennzeichnet, weil eine bedeutende Formzusatzstabilität vorhanden ist.

Die Frage der Leckstabilität möchte ich hier nur soweit streifen, als zum Thema dieses Vortrages gehörig, nämlich in Bezug auf die bei derartigen Rechnungen zu Grunde zu legenden Annahmen. Die großen Gegensätze der Meinungen, die sich über die Frage der Leckstabilität in den letzten Jahren ergeben haben, rühren meiner Ansicht nach zum großen Teil daher, daß man mit verschiedenen Annahmen rechnete und daher zu verschiedenen Ergebnissen kam. Es handelt sich bei Stabilitätsfragen nun einmal um sehr geringe Maßgrößen, wenigstens im Vergleich zu den Gesamtmaßen der Rechnung; geringe Differenzen in den Annahmen führen zu großen Differenzen in den Resultaten. Es kommt hinzu, daß man sich vor der vollständigen Durchführung einer Leckstabilitätsrechnung unter Zu-

grundelegung der tatsächlichen Betriebszustände und Verhältnisse scheut, denn damit ist eine außerordentlich umfangreiche Arbeit verknüpft. Um aber Ergebnisse zu erhalten, die den tatsächlichen Verhältnissen entsprechen, muß dieser Weg beschritten werden. Zu systematischen Untersuchungen ist er natürlich schlecht geeignet, da gerade diese Betriebsverhältnisse nur für jedes Schiff einzeln gültig sind und sich nicht schematisieren lassen. Schematische Leckstabilitätsuntersuchungen mit schematisierten Annahmen sind vergebliche Arbeit. Ferner dürfen Leckstabilitätsuntersuchungen nicht auf die Untersuchung der Endlage oder nur der Anfangsstabilität beschränkt bleiben, da während des Vollaufens häufig unerwartet instabile Perioden auftreten. Man geht zweckmäßig so vor, daß man für die verschiedenen in Frage kommenden Reisezustände zunächst die Anfangsstabilität während des Vollaufens der kritischen Räume feststellt und dann die gefährlich erscheinenden Lagen auf Größe und Umfang der Stabilität für Neigungen untersucht. Bei Beurteilung der Rechnungsergebnisse ist es selbstverständlich, daß man an das verletzte Schiff nicht gleiche Stabilitätsanforderungen stellen darf, wie an das unverletzte. Erstens sind nämlich die Einwirkungen von Wind und Seegang auf das tiefer weggetauchte Schiff weit geringer als auf das unverletzte, zweitens ist es selbstverständlich, daß ein sehr schwer havariertes Schiff auch aus anderen Gründen einen schweren Orkan nicht überstehen würde; fordern darf man Sicherheit gegen Kentern bei normalem, mittlerem Wetter, welches im allgemeinen an die Stabilität keine sehr hohe Anforderungen stellt.

Daß die Stabilitätsfrage immer wieder Anlaß zu umfangreichen Untersuchungen ist, zeigt, daß noch manches über Wesen und Bedeutung der Stabilität ungeklärt ist. Vor allem gilt dies meiner Ansicht nach mit Bezug auf die praktische Bewertung der Stabilität. Es ist deshalb sehr zu begrüßen, daß sich die berufenen Kreise in Erkenntnis dieser Tatsache entschlossen haben, durch systematische Sammlung von Erfahrungsmaterial über die tatsächliche Stabilität von Schiffen im Seezustande Aufklärung zu schaffen*) Es ist

*) Siehe den Bericht der Hamburger Stabilitätskommission an den nautischen Verein und den Verein Deutscher Seeschiffer zu Hamburg.

dies ein Zeugnis dafür, daß man die praktische Bedeutung der in weiten Kreisen nur als theoretisch bewerteten Stabilitätslehre immer mehr würdigt und anerkennt, daß Verluste und Unfälle aus mangelnden Stabilitätsverhältnissen, wie sie noch in den letzten Jahren nachgewiesenermaßen stattfanden*), vermeidbar sind.

Durch die umfangreichen Untersuchungen der letzten Jahre und durch die Durchbildung eines praktisch brauchbaren Seekrängungsmessers ist der Weg für praktische Untersuchungen über die Stabilität der Schiffe im Seezustande frei; damit ist die Grundlage geschaffen, um verfehlte und unsichere Konstruktionen zu vermeiden und auch die Regie der Beballastung kontrollierbar zu machen, wodurch die Wirtschaftlichkeit der Schiffe erhöht wird.

*) Zur Ergänzung der bisher in der Literatur genannten Fälle seien hier noch zwei Notizen aus der Nummer der „Hansa“ vom 1. November 1919 beigelegt:

Mangelnde Stabilitätskenntnis. Der Dampfer „Alpha“ ist am 22. Oktober 1917, als er mit Koks beladen am Afrikakai lag und sich eben ein anderer Dampfer an der Außenseite längsseits gelegt hatte, plötzlich nach Backbord übergefallen und hat sich schließlich so weit übergelegt, daß die Masten auf dem Kai lagen. In der Folge ist er dann von oben vollgelaufen und gesunken. Der Unfall ist darauf zurückzuführen, daß das Schiff bei seiner Beladung nur noch eine so geringe Stabilität besaß, daß es schon bei einer geringen seitlichen Einwirkung sich auf die Seite legen und infolge Übergehens des Tank- und Bilgenwassers weiter überfallen mußte. Dem Kapitän kann, da bisher den Kapitänen keine Unterlagen für die Beurteilung der Stabilitätsfragen zur Verfügung stehen, eine Schuld nicht zur Last gelegt werden. Gegen die Stabilität des Schiffes bei richtiger Beladung des Schiffes sind Bedenken nicht zu erheben. (Seeamt Hamburg.)

Ein schwerer Schiffsunfall. In einem Trockendock in Marseille ist der Postdampfer „Dumken“ der Messageries Maritimes gekentert. Das etwa 150 m lange, 5000 t große Schiff hatte einen Bodenanstich erhalten und sollte wieder aufschwimmen. Bei Freischwimmen erhielt das Schiff plötzlich schwere Schlagseite, legte sich mit Reeling und Wanten auf die Kaimauer und kenterte vollständig, nachdem diese gebrochen waren. Eine Reihe von Arbeitern ertrank, viele wurden schwer verletzt. Die Ursachen des Unfalls waren das Fehlen von Ballast im Doppelboden und das Verstauen schwerer Teile der zur Überholung auseinander genommenen Maschine auf dem Bootsdeck. — Der Vorgang ist ein sprechender Beweis dafür, wie sorglos häufig mit leeren Schiffen gearbeitet wird, und wie notwendig es ist, den Schiffsführern über die Stabilitätsverhältnisse auch theoretische Aufklärung zu geben.

Anhang:

1. Durchführung einer vollständigen Stabilitätsrechnung mit Hilfe der Krümmungsradien der Verdrängungsschwerpunkte.

Abmessungen des Schiffes: $L = 172$ m
 $B = 21,95$ „
 $Tg = 9,18$ „
 $H = 15,4$ „

Für die Rechnung wird zunächst ein Stabilitätsspantenriß im Maßstabe 1 : 100 mit 10 Spantquerschnitten nach Tschebyscheff gezeichnet. Durch ihn werden in dem für die Rechnung in Betracht kommenden Bereiche (d. h. bis genügend oberhalb des größten und unterhalb des kleinsten Tiefganges) 4 Wasserlinien im Abstände von 1,2 m gelegt. Zur Ermittlung der Wasserlinienfläche und ihrer Trägheitsmomente werden die einzelnen Spantbreiten von BB bis St B aufgemessen, ihre dritten Potenzen werden Potenztabellen entnommen und jedesmal hinter die Spantbreite geschrieben. Es ergibt sich für das Schiff ohne Neigung folgende Tabelle:

Neigung 0° (Aufrechtes Schiff)

Spt.	Wasserlinie 1		Wasserlinie 2		Wasserlinie 3		Wasserlinie 4	
	Aufmaße	3.Potenzen	Aufmaße	3.Potenz.	Aufmaße	3.Potenzen	Aufmaße	3.Potenzen
1	4,18	72	6,85	322	9,32	810	11,45	1 500
2	16,85	4 775	18,18	6 000	19,05	6 900	19,70	7 620
3	21,25	9 580	21,38	9 750	21,46	9 850	21,50	9 930
4	21,92	10 500	21,90	10 480	21,87	10 430	21,80	10 350
5	21,92	10 500	21,90	10 480	21,87	10 430	21,80	10 350
6	21,92	10 500	21,90	10 480	21,87	10 430	21,80	10 350
7	21,92	10 500	21,90	10 480	21,87	10 430	21,80	10 350
8	20,56	8 680	20,69	8 850	20,82	9 020	20,93	9 150
9	16,05	4 125	16,62	4 580	17,12	5 020	17,56	5 400
10	4,68	102	5,14	136	5,59	174	6,05	222
Summe =	171,45	69 334	176,46	71 558	180,84	73 494	184,39	75 222

Summe der Aufmaße multipliziert mit $\frac{L}{10}$ ergibt die Wasserlinienflächen.

Summe der Potenzen multipliziert mit $\frac{L}{10} \cdot \frac{1}{12}$ ergibt die Wasserlinienträgheitsmomente.

Die zugehörige Verdrängung wird für Wasserlinie 1 durch Planimetrieren gefunden. Da bei Verwendung des Tschebyscheff-Spantenrisses jeder Faktor fortfällt, kann das Umfahren aller 10 Spantquerschnitte in einem Zuge erfolgen, jede Zwischenablesung fällt fort. Die Verdrängungen für die oberen Wasserlinien werden durch Addition der aus den Wasserlinienflächen gefundenen Inhalte der Parallelschichten zur Verdrängung der Wasserlinie 1 gefunden.

Es ergeben sich folgende Wasserlinienflächen, Wasserlinienträgheitsmomente, Verdrängungen und Metazentren:

	Wasserlinie 1		Wasserlinie 2		Wasserlinie 3		Wasserlinie 4	
Fläche	2 965	m ²	3 062	m ²	3 138	m ²	3 190	m ²
Trägheitsmoment	99 950	m ⁴	103 100	m ⁴	105 930	m ⁴	108 460	m ⁴
Verdrängung . .	15 420	m ³	19 160	m ³	22 820	m ³	26 595	m ³
Metazentrum \overline{MF}	6,488	m	5,400	m	4,638	m	4,074	m

In gleicher Weise werden die Wasserlinienflächen, -Trägheitsmomente, Verdrängungen und Krümmungsradien der Verdrängungsschwerpunktkurve (\overline{MF}) für die geneigte Lage gefunden. Hierbei ist bei größerer Neigung darauf zu achten, daß die erforderlichen Verdrängungsgrenzen nach oben und unten innegehalten werden.

Es gestaltet sich z. B. die Rechnung für 20° Neigung wie folgt:

Neigung 20°

Spt.	Wasserlinie 1		Wasserlinie 2		Wasserlinie 3		Wasserlinie 4	
	Aufmaße	3. Potenzen	Aufmaße	3. Potenzen	Aufmaße	3. Potenzen	Aufmaße	3. Potenzen
1	4,21	74	8,20	551	10,67	1 213	12,55	1 970
2	17,35	5 220	18,53	6 350	19,53	7 440	20,18	8 200
3	21,78	10 300	22,25	11 000	22,53	11 420	22,70	11 690
4	23,14	12 380	23,24	12 530	23,22	12 490	23,17	12 400
5	23,14	12 380	23,24	12 530	23,22	12 490	23,17	12 400
6	23,14	12 380	23,24	12 530	23,22	12 490	23,17	12 400
7	23,14	12 380	23,24	12 530	23,22	12 490	23,17	12 400
8	21,63	10 100	21,92	10 520	22,12	10 800	22,27	11 010
9	16,99	4 900	17,62	5 450	18,20	6 010	19,77	7 710
10	5,00	125	5,50	166	5,96	212	6,47	271
Summe =	175,92	80 239	187,08	84 157	191,89	87 055	196,62	90,451

	Wasserlinie 1		Wasserlinie 2		Wasserlinie 3		Wasserlinie 4	
Trägheitsmoment.	115 720	m ⁴	121 500	m ⁴	125 500	m ⁴	130 470	m ⁴
Verdrängung	15 650	m ³	19 240	m ³	22 920	m ³	26 710	m ³
Krümmungsradien d. Verdr. ⊙ ⊙.	7,390	m	6,320	m	5,447	m		m

Sobald bei den Neigungen die Form der Wasserlinien an Backbordseite und an Steuerbordseite gegeneinander sehr verschieden wird, also sobald das Deck eintaucht, die Kimm austaucht oder durch Eintauchen von Bug und Heck die Form der Wasserlinien stark beeinflußt wird, ist die Rechnung der Wasserlinienträgheitsmomente nach obigem Schema nicht mehr genügend genau. Es muß von derartigen Neigungen an berücksichtigt werden, daß die Halbierungslinie zwischen der Backbord- und der Steuerbordwasserlinie keine Gerade mehr ist und nicht mehr durch den Schwerpunkt der Wasserlinienfläche geht. Es ist also Fläche und Trägheitsmoment jeder Seite für sich zu rechnen und auf eine Achse zu beziehen, die man zweckmäßig in der Mittschiffsebene wählt. Es ergibt sich hier bei Anordnung nach folgendem Schema, in welchem Wasserlinienflächen, Wasserlinienmomente, bezogen auf die angenommene Achse, Hebelarm, Trägheitsmomente, bezogen auf die angenommene Achse, und Trägheitsmomente, bezogen auf die Schwerpunktsachse, ausgerechnet werden.

Neigung 30 °.

Spt.	Wasserlinie 1			Wasserlinie 2			Wasserlinie 3			Wasserlinie 4		
	Aufmaße	2 Potenzen	3 Potenzen	Aufmaße	2 Potenzen	3 Potenzen	Aufmaße	2 Potenzen	3 Potenzen	Aufmaße	2 Potenzen	3 Potenzen
1	590	35	200	790	63	490	890	79	700	940	89	830
2	1 170	137	1 600	1 190	130	1 680	1 185	140	1 660	1 175	138	1 620
3	1 240	154	1 900	1 240	154	1 900	1 240	154	1 900	1 185	141	1 660
4	1 250	156	1 950	1 250	156	1 950	1 250	156	1 950	1 180	139	1 640
5	1 250	156	1 950	1 250	156	1 950	1 250	156	1 950	1 210	146	1 760
6	1 250	156	1 950	1 250	156	1 950	1 250	156	1 950	1 240	154	1 900
7	1 250	156	1 950	1 250	156	1 950	1 250	156	1 950	1 245	155	1 920
8	1 220	149	1 810	1 250	156	1 950	1 250	156	1 950	1 240	154	1 900
9	1 045	109	1 140	1 080	117	1 260	1 110	123	1 360	1 140	130	1 480
10	300	9	30	330	11	130	365	13	50	390	15	60
Summe =	10 615	1 217	14 480	10 880	1 255	15 180	11 040	1 289	15 420	10 945	1 261	14 770

Spt.	Wasserlinie 1			Wasserlinie 2			Wasserlinie 3			Wasserlinie 4		
	Aufmaße	2 Potenzen	3 Potenzen	Aufmaße	2 Potenzen	3 Potenzen	Aufmaße	2 Potenzen	3 Potenzen	Aufmaße	2 Potenzen	3 Potenzen
1	140	3	—	240	6	10	335	11	40	430	18	80
2	635	40	260	730	53	390	820	67	550	910	83	750
3	970	94	910	1 070	114	1 240	1 140	130	1 380	1 180	139	1 650
4	1 120	125	1 400	1 210	146	1 770	1 260	159	2 000	1 270	161	2 040
5	1 120	125	1 400	1 210	146	1 770	1 260	159	2 000	1 270	161	2 040
6	1 120	125	1 400	1 210	146	1 770	1 260	159	2 000	1 270	161	2 040
7	1 100	121	1 330	1 205	145	1 740	1 260	159	2 000	1 270	161	2 040
8	1 030	106	1 090	1 105	122	1 340	1 155	133	1 540	1 165	136	1 570
9	775	60	470	830	69	570	870	76	660	900	81	730
10	240	6	10	270	7	20	290	8	20	315	10	30
	8 210	—805	8 270	8 875	—953	10 620	9 650	—1061	12 190	9 975	—1 111	12 970
	10 615	1 217	14 480	10 880	1 255	15 180	11 040	1 289	15 420	10 945	1 261	14 770
Summe =	18 855	412	22 750	19 755	302	25 700	20 690	228	27 610	20 920	150	27 740

Halbe Differenz der 2. Potenzen dividiert durch die Summe der Aufmaße ergibt den Abstand des Schwerpunktes von der angenommenen Achse.

Summe der 3. Potenzen multipliziert mit $\frac{L \cdot 1}{10 \cdot 4}$ ergibt die Wasserlinienträgheitsmomente, bezogen auf die angenommene Achse. Um die Wasserlinienträgheitsmomente, bezogen auf die Schwerpunktsachse, zu erhalten, muß hiervon die Wasserlinienfläche, multipliziert mit dem Quadrat des errechneten Hebelarmes, abgezogen werden. Rechnerisch ergeben sich folgende Werte:

	Wasserlinie 1	Wasserlinie 2	Wasserlinie 3	Wasserlinie 4
Fläche	3 262	3 420	3 580	3 620
Hebelarme	1,09	0,76	0,55	0,36
Trägheitsmomente bezogen auf Mittschiffsachse . . .	131 200	148 100	159 300	16 000
Trägheitsmomente bezogen auf Schwerpunktsachse .	127 300	146 100	157 500	159 530
Verdrängungen	16 180	19 710	23 340	27 080

Bei Durchführung der Rechnungen ist darauf zu achten, daß besonders bemerkenswerte Lagen (Austauschen der Kimm, Eintauchen des Decks) durch die Rechnung erfaßt werden. Im vorliegenden Falle ist aus diesem Grunde außer den normalen Rechnungsneigungen von 10, 20, 30, 40, 50° noch die Neigung von 35° zu berücksichtigen. Die Resultate der Rechnungen sind in folgenden Tabellen zusammengefaßt:

Verdrängungen und Trägheitsmomente der Wasserlinien.

Neigung	Wasserlinie 1		Wasserlinie 2		Wasserlinie 3		Wasserlinie 4	
	Verdrg.	Träg.- Momente	Verdrg.	Träg.- Momente	Verdrg.	Träg.- Momente	Verdrg.	Träg.- Momente
0°	15 500	99 950	19 100	103 100	22 820	105 930	26 600	108 460
10°	15 550	104 250	19 150	107 500	22 860	110 700	26 700	113 700
20°	15 650	115 720	19 230	121 000	22 910	125 500	26 800	130 470
30°	16 000	127 300	19 530	146 100	23 160	157 500	26 900	159 530
35°	16 400	130 100	19 800	158 750	23 450	173 000	27 038	157 800
40°	17 130	137 100	20 330	154 000	23 590	152 600	26 810	140 500
50°	18 830	107 600	21 288	104 000	23 750	105 500	26 108	104 200

Diese Verdrängungen und Trägheitsmomente werden zu „Quer-
kurven der Wasserlinienträgheitsmomente“ (Abb. 7) zu-
sammensetzt. Aus diesem Kurvenblatt können für bestimmte Tiefgänge oder
Verdrängungen die zugehörigen Wasserlinienträgheitsmomente für die er-
wähnten Neigungen abgenommen werden. Aus ihnen werden durch Divi-
sionen durch die zugehörige Verdrängung die Krümmungsradien der Ver-
drängungsschwerpunktskurve ermittelt.

Wie im theoretischen Abschnitt bemerkt, ergibt sich eine in technischer
Hinsicht andere Ausführung, wenn man aus vorstehender Tabelle die zuge-
hörigen Krümmungsradien der Verdrängungsschwerpunktskurve durch Rech-
nung ermittelt und dann diese Krümmungsradien (\overline{MF}) in einem „Quer-
kurvenblatt der Krümmungsradien der Verdrängungs-
schwerpunktskurven für verschiedene Neigungen“
(Abb. 8) zusammensetzt.

Es ergeben sich hierfür folgende Werte:

Neigung	Wasserlinie 1		Wasserlinie 2		Wasserlinie 3		Wasserlinie 4	
	Verdrg.	Krüm- mungs- radius	Verdrg.	Krüm- mungs- radius	Verdrg.	Krüm- mungs- radius	Verdrg.	Krüm- mungs- radius
0°	15 500	6,445	19 100	5,395	22 820	4,640	26 600	4,080
10°	15 550	6,700	19 150	5,615	22 860	4,840	26 700	4,255
20°	15 650	7,39	19 230	6,290	22 910	5,480	26 800	4,865
30°	16 000	7,960	19 530	7,480	23 160	6,800	26 900	5,925
35°	16 400	7,930	19 800	8,010	23 450	7,380	27 038	5,840
40°	17 130	8,005	20 330	7,580	23 590	6,475	26 810	5,240
50°	18 830	5,710	21 288	4,890	23 750	4,445	26 108	3,990

Zur Auswertung der Integrale

$$x = \int_0^{\varphi} r \varphi \, d \sin \varphi$$

und

$$y = - \int_0^{\varphi} r \varphi \, d \cos \varphi$$

werden dann die Krümmungsradien für bestimmte Verdrängungen (z. B. 20 300, 21 190, 23 000 und 25 000 m³) über der sin- bzw. cos-Basis aufgetragen. (Abb. 9.). Der durchaus klare Verlauf dieser Werte, die im Anfangspunkt horizontal einlaufen müssen, ist aus dem Diagramm klar ersichtlich. Dann werden die Flächen unter den Kurven bis zu verschiedenen Neigungen nacheinander (also 0—5, 0—10, 0—20° usw.) planimetriert. Die sich ergebenden Werte werden nach den Formeln

$$h' = x \cos \varphi + y \cdot \sin \varphi$$

bzw.

$$\frac{h'}{\sin \varphi} = x \cdot \operatorname{ctg} \varphi + y$$

zur Berechnung dieser Werte verwendet; aus ihnen ergeben sich nach Subtraktion von $\overline{FG} \cdot \sin \varphi$ resp. \overline{FG} die Hebelarme bzw. Metazentren für Neigungen. Soll eine größere Anzahl verschiedener Stabilitätszustände ermittelt werden, so empfiehlt es sich, die Werte für x und y systematisch für den Umfang der in Frage kommenden Verdrängungen (also z. B. 17 000, 19 000,

21 000 usw.) zu errechnen. Wenn dann zu den Werten von $\frac{h'}{\sin \varphi}$ die Entfernung des Verdrängungsschwerpunktes über Oberkante Kiel addiert wird, so lassen sich die Summen zu einem Diagramm zusammenstellen, aus dem für jede Verdrängung bei beliebiger bekannten Lage von G über Oberkante Kiel sofort die Werte von $(\overline{MG})\varphi$ für alle Neigungen entnommen werden können. Abb. 22 zeigt diese Darstellung für das gerechnete Beispiel. Für 25 600 t Verdrängung und $G = 8,90$ über Oberkante Kiel ergeben sich die in Abb. 23 dargestellten Hebelarme und $(\overline{MG})\varphi$ -Werte. Im Diagramm sind ferner die \overline{MG} -Tangenten für Hebelarme und für $(\overline{MG})\varphi$ eingetragen. Zum Vergleich

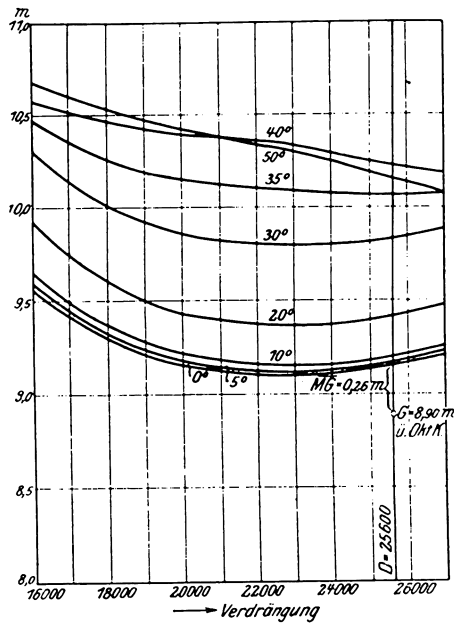


Abb. 22.

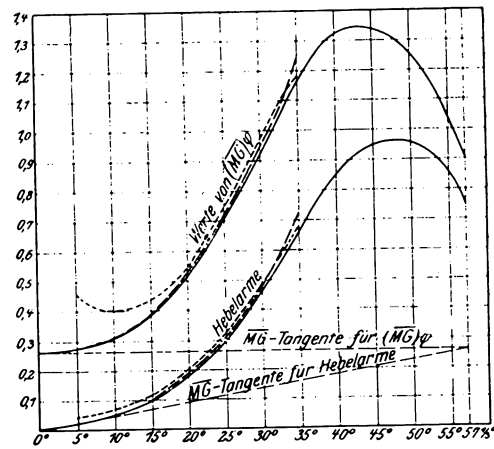


Abb. 23.

sind beigefügt die Hebelarme, wie sie sich nach der im theoretischen Teil abgeleiteten Formel ergeben, sowie nach der Rechnung mittels eines gut funktionierenden Integrators. Aus diesen Hebelarmen sind die entsprechenden Werte von $(\overline{MG})\varphi$ abgeleitet und eingetragen. Die relative Genauigkeit der verschiedenen Methoden ist aus dem Blatt klar ersichtlich; es mag noch darauf hingewiesen sein, daß die $(\overline{MG})\varphi$ Werte nach mathematischer Ableitung im Anfangspunkt mit der horizontalen \overline{MG} -Tangente zusammenlaufen müssen.

2. Winkelfunktionswerte *).

φ	$\sin \varphi$	$\frac{\operatorname{tg}^2 \varphi}{2}$	$\frac{\operatorname{tg}^2 \varphi}{2} \cdot \sin \varphi$	φ	$\sin \varphi$	$\frac{\operatorname{tg}^2 \varphi}{2}$	$\frac{\operatorname{tg}^2 \varphi}{2} \cdot \sin \varphi$
0° 0'	0,000 00	0,000 00	0,000 00	7° 0'	0,121 87	0,007 54	0,000 92
10	0,002 91	0,000 00	0,000 00	10	0,124 76	0,007 91	0,000 99
20	0,005 82	0,000 02	0,000 00	20	0,127 64	0,008 29	0,001 06
30	0,008 73	0,000 04	0,000 00	30	0,130 53	0,008 67	0,001 13
40	0,011 64	0,000 07	0,000 00	40	0,133 41	0,009 06	0,001 21
50	0,014 64	0,000 11	0,000 00	50	0,136 29	0,009 46	0,001 29
1° 0'	0,017 45	0,000 15	0,000 00	8° 0'	0,139 17	0,009 88	0,001 37
10	0,020 36	0,000 21	0,000 00	10	0,142 05	0,010 30	0,001 46
20	0,023 27	0,000 27	0,000 01	20	0,144 93	0,010 73	0,001 56
30	0,026 18	0,000 34	0,000 01	30	0,147 81	0,011 17	0,001 65
40	0,029 08	0,000 42	0,000 01	40	0,150 69	0,011 62	0,001 75
50	0,031 99	0,000 51	0,000 02	50	0,153 56	0,012 07	0,001 85
2° 0'	0,034 90	0,000 61	0,000 02	9° 0'	0,156 43	0,012 54	0,001 96
10	0,037 81	0,000 72	0,000 03	10	0,159 31	0,013 02	0,002 07
20	0,040 71	0,000 83	0,000 03	20	0,162 18	0,013 51	0,002 19
30	0,043 62	0,000 95	0,000 04	30	0,165 05	0,014 01	0,002 31
40	0,046 53	0,001 08	0,000 05	40	0,167 92	0,014 51	0,002 44
50	0,049 43	0,001 22	0,000 06	50	0,170 78	0,015 02	0,002 57
3° 0'	0,052 34	0,001 37	0,000 07	10° 0'	0,173 65	0,015 55	0,002 70
10	0,055 24	0,001 53	0,000 08	11°	0,190 81	0,018 89	0,003 60
20	0,058 14	0,001 70	0,000 10	12°	0,207 91	0,022 59	0,004 70
30	0,061 05	0,001 87	0,000 11	13°	0,224 95	0,026 65	0,006 00
40	0,063 95	0,002 05	0,000 13	14°	0,241 92	0,031 08	0,007 52
50	0,066 85	0,002 24	0,000 15	15°	0,258 82	0,035 90	0,009 29
4° 0'	0,069 76	0,002 44	0,000 17	16°	0,275 64	0,041 12	0,011 33
10	0,072 66	0,002 65	0,000 19	17°	0,292 37	0,046 74	0,013 66
20	0,075 56	0,002 87	0,000 22	18°	0,309 02	0,052 79	0,016 31
30	0,078 46	0,003 10	0,000 24	19°	0,325 57	0,059 28	0,019 30
40	0,081 36	0,003 33	0,000 27	20°	0,342 02	0,066 24	0,022 65
50	0,084 26	0,003 58	0,000 30	21°	0,358 37	0,073 67	0,026 41
5° 0'	0,087 16	0,003 83	0,000 33	22°	0,374 61	0,081 61	0,030 58
10	0,090 05	0,004 09	0,000 37	23°	0,390 73	0,090 08	0,035 20
20	0,092 95	0,004 36	0,000 41	24°	0,406 74	0,099 10	0,040 31
30	0,095 85	0,004 64	0,000 45	25°	0,422 62	0,108 72	0,045 95
40	0,098 74	0,004 93	0,000 49	26°	0,438 37	0,118 94	0,052 14
50	0,101 64	0,005 22	0,000 53	27°	0,453 99	0,129 81	0,058 93
6° 0'	0,104 53	0,005 52	0,000 58	28°	0,469 47	0,141 36	0,066 36
10	0,107 42	0,005 84	0,000 63	29°	0,484 81	0,153 63	0,074 48
20	0,110 31	0,006 16	0,000 68	30°	0,500 00	0,166 67	0,083 34
30	0,113 20	0,006 49	0,000 73				
40	0,116 09	0,006 83	0,000 79				
50	0,118 98	0,007 18	0,000 85				

*) 0—10° zur Verwertung bei Krängungsversuchen. 11—30° zur Berechnung von angenäherten Hebelarm- und $(MG)_\varphi$ -Kurven.

Erörterung.

Herr Dipl.-Ing. Wittmaack:

Vorausschicken möchte ich, daß ich länger als 15 Jahre hauptsächlich mit Leckrechnungen und den zugehörigen Stabilitätsrechnungen beschäftigt war, die ersten Jahre als Hilfsarbeiter des Herrn Vortragenden, und daß ich daher in Deutschland und höchstwahrscheinlich in der ganzen Welt derjenige sein dürfte, der sich mit der vorliegenden Materie praktisch am eingehendsten und weitgehendsten befaßt hat.

Durch den Untergang der „Titanic“ und die sich anschließenden Veröffentlichungen des Herrn Geheimrat Flamm wurde ich veranlaßt, meine Untersuchungen, die sich früher auf Kriegsschiffe beschränkt hatten, auch auf die Handelsschiffe auszudehnen. Hierbei ergab sich, daß bei den Handelsschiffen infolge ihrer einfachen Raumeinteilung und einfachen Form systematische, analytische Untersuchungen Aufschluß über die sich nach dem Vollaufen im allgemeinen ergebenden Stabilitätsverhältnisse geben konnten.

Das Ergebnis dieser Untersuchungen ist in dem Beitrag zum Jahrbuch 1917 zusammengestellt. Die Quintessenz derselben ist die Formel:

$$\text{Zunahme v. MG} = \frac{1 T \beta}{2 (L \alpha - 1)} - \frac{1 B^2}{12 L T \alpha}$$

Eine bis auf die Völligkeitsgrade der obigen Formel gleichende Formel hatte Herr Geheimrat Flamm schon früher für prismatische Körper aufgestellt.

Am Schluß des Beitrags bin ich dann auch auf die während des Vollaufens vorhandenen Stabilitätsverhältnisse eingegangen. Hierbei ergab sich, daß während des Vollaufens die kürzere Abteilung günstiger ist, während nach dem Vollaufen bei längeren Abteilungen günstigere Stabilitätsverhältnisse auftreten können als bei kürzeren.

Voraussetzung ist hierbei, daß sich der Freibord des Schiffes der Länge der Abteilungen anpaßt.

Die Ergebnisse dieser Untersuchungen decken sich mit den von dem Herrn Vortragenden mit Hilfe eines neuen Berechnungsverfahrens gefundenen, die ja auch darauf hinweisen, daß die Leckstabilität der großen Handelsschiffe nicht ohne weiteres als ausreichend angesehen werden kann, auch nicht als durch die Schottvorschriften gesichert angesehen werden kann.

Hierbei sei erwähnt, daß ein Schiff durch zu geringe Stabilität zum Sinken gebracht werden kann, ohne daß es zu kentern braucht. Infolge der eintretenden Schlagseite werden außerhalb der lecken Abteilung liegende Räume vollaufen. Hierdurch wird der verbleibende Auftrieb zu gering. Beim Versinken kann sich das Schiff hierbei sehr wohl wieder aufrichten und dann über den Bug oder das Heck wegsacken.

Der Herr Vortragende hat nur den Fall des auf der geladenen Wasserlinie schwimmenden Schiffes untersucht. Nach Beendigung der Reise, wo der Tiefgang und die metazentrische Höhe des unverladenen Schiffes geringer sind, werden die Verhältnisse noch ungünstiger.

Es muß daher alles getan werden, was irgend möglich ist, ohne die Konkurrenzfähigkeit der Schiffe zu vernichten, um die Leckstabilität derartiger Schiffe mit ungünstigem d. h. zu großem Verhältniß B/T zu vergrößern.

Hierzu gehört vor allem das Weglassen aller wasserdichten Längsschotten. Aur die Bedeutung derselben hat der Vortragende ja schon hingewiesen. Am ungünstigsten dürften sie wirken, wenn die innere Abteilung und der Raum zwischen Längsschott und Außenhaut auf einer Seite vollaufen.

In ähnlicher und noch ungünstigerer Weise wirkt ein auf der einen Seite dicht bleibender Doppelboden. Wenn der ganze Doppelboden dicht bleibt, ergibt sich hieraus

schon eine nicht unbedeutende Verringerung der metazentrischen Höhe. Bei dem im Vortrag untersuchten Leckfall würde sich z. B., wenn der Doppelboden vollgelaufen wäre und wenn man seine Höhe rund zu 2 m annimmt, bei 5 m Wasserstand über dem Doppelboden ohne Abzüge ein v.c.S. von 61600 an Stelle von 49040 und ein aufrichtendes Moment von 3600 an Stellen eines krängenden von 8960 ergeben. Bedeutend größer wird die Verringerung der Stabilität aber noch, wenn die eine Hälfte des Doppelbodens dicht bleibt, weil dann v.c.S. zwar etwas größer wird, als wenn der ganze Doppelboden dicht bleibt (im obigen Beispiel würde v.c.S. etwa 55000) dafür aber ein krängendes Moment hinzukommt (im obigen Beispiel etwa 10450). Im Beispiel würde sich dann ergeben ein krängendes Moment von 13450 an Stelle von 8960 bei dicht bleibenden und an Stelle eines aufrichtenden Momentes von 3600 bei ganz gefülltem Doppelboden.

Den Doppelboden weglassen kann man nicht. Man könnte aber seinen schädlichen Einfluß auf die metazentrische Höhe ausschalten, indem man im Innenboden selbsttätige sich nach unten öffnende Ventile vorsieht.

Die sich hierbei möglicherweise ergebende Vergrößerung des krängenden Momentes durch das Wasser im Doppelboden, auf die der Herr Vortragende mit Recht hingewiesen hat, kommt nur während der ersten Zeit des Vollaufens in Betracht und kann bei dieser Einrichtung nur sehr gering sein, da das Wasser im Doppelboden ja über dem Doppelboden wegfällt. Die sich hierbei möglicherweise ergebende etwas größere Verschiebung nach der Seite wird durch die tiefere Lage ausgeglichen. Wenn das Wasser zum Fluten des Doppelbodens von außenbords entnommen wird, liegen die Verhältnisse ungünstiger, da dann der Wasserstand über dem Doppelboden und das hiervon herrührende krängende Moment infolge der durch das Fluten herbeigeführten Tiefentauchung noch größer werden und im Doppelboden ein weiteres krängendes Moment hinzukommt.

Dieses Verfahren ließe sich dann noch so ausbilden, daß durch schachbrettartige Versetzung der oberen Räume gegen die unteren auch vor und hinter der lecken Abteilung liegende Doppelbodenräume gefüllt werden.

Hierbei müßte der Freibord für die sich ergebende Mehrbelastung ausreichen.

Auch wenn im Doppelboden Wasser oder Öl untergebracht ist, wirkt diese Einrichtung günstig, da der Doppelboden mit der flüssigen Ladung nicht ganz gefüllt werden darf, wenn man nicht auf den Schutz bei Grundberührungen verzichten will und die metazentrische Höhe durch die Beweglichkeit der Ladung im Doppelboden bedeutend verringert wird. Diese Beweglichkeit wird in den betreffenden Doppelbodenräumen durch die beschriebene Einrichtung ausgeschaltet, da die Räume dann ganz voll laufen.

Größere Krängungen des Schiffes sind schon mit Rücksicht auf den Eindruck, den sie auf Passagiere und Mannschaften machen, sowie mit Rücksicht auf das Aussetzen der Boote ein großer Übelstand, können von dem Schiffe bei Beginn des Vollaufens aber leichter ertragen werden, weil dann der Freibord noch groß ist. Sogar das Eindringen von Wasser in vom Leck nicht direkt betroffene Räume durch Fenster oder Pforten oder über das Schottendeck wird das Schiff aushalten können, wenn es nur vorübergehend während des Vollaufens der lecken Abteilung eintritt, da im Freibord immer noch eine gewisse Reserve enthalten ist. Wenn dagegen nach dem Vollaufen das Wasser in durch das Leck nicht direkt betroffene Räume dringt, bleibt es nicht mehr schwimmfähig. Ein Eintauchen des Schottendeckes infolge der Krängung ist daher nach dem Vollaufen von größerer Bedeutung wie am Anfang des Vollaufens. Durch wasserdichte Ausführung des Schottendecks in seinem äußeren bei der Krängung eventuell unter die Wasserlinie kommenden Teil könnte man die Sicherheit des Schiffes vergrößern; Maßnahmen und Einrichtungen zum schnellen Schließen der dicht über dem Schottendeck liegenden Fenster, Pforten, Speigaten usw. vergrößern die Sicherheit.

Durch ein bestimmtes Verhältnis von Schiffslänge, Breite, Tiefgang und Abteilungs-länge kann man eine bestimmte Änderung der metazentrischen Höhe nach dem Vollaufen sicher stellen. Hierbei sei erwähnt, daß der von Herrn Geheimrat Flamm als kritischer Tiefgang bezeichnete Tiefgang unterschritten werden kann, ohne daß die Lage des Schiffes kritisch wird, wenn die metazentrische Höhe des unverletzten Schiffes entsprechend groß ist. Dann wird die metazentrische Höhe des lecken Schiffes zwar geringer als die des unverletzten, bleibt aber noch ausreichend groß. Eine große metazentrische Höhe des unverletzten Schiffes wirkt sowohl während des Vollaufens wie nach dem Vollaufen günstig. Sie darf aber nicht durch Schlingerbehälter oder ähnliche Maßnahmen zu nichte gemacht werden. Die Wirkung der Schlingerbehälter beruht zum großen Teil auf der von ihnen herbeigeführten Verringerung der metazentrischen Höhe. Diese Verringerung läßt sich beim Eintreten eines Lecks nicht ausschalten. Sie muß daher auch im Leckfalle in Rechnung gesetzt werden. Erst bei größeren Krängungen wird das Schwingen des Schlingerbehälterwassers nach der einlaufenden Seite durch die Größe des Raumes beschränkt. Dann ist das Wasser aber schon nach der Seite ausgewandert und bildet ein bedeutendes krängendes Moment, das auch bei weiterer Krängung in Wirkung bleibt.

Mit Freude und Dank ist es zu begrüßen, daß ein Mann von so langjähriger Erfahrung wie der Herr Vortragende sich die Mühe gemacht hat, die Sicherheit der havarierten Schiffe zu untersuchen, und so zur weiteren Aufklärung einer die Allgemeinheit sehr interessierenden Frage in hervorragender Weise beigetragen hat. .

Herr Professor Weber-Berlin-Nikolassee:

Meine Herren! Die Beurteilung der Querstabilität sowohl des heilen*) wie des lecken Schiffes ist eine Aufgabe, die in typischer Weise erkennen läßt, wie fast alle großen technischen Probleme nicht mit einem Schlage zu lösen sind, sondern erst ganz allmählich — dank der verdienstvollen Arbeit vieler Forscher — zur Reife gelangen.

Drei Vorträge über die Stabilität der Schiffe an einem Tage hintereinander! Ein offensichtlicher Beweis dafür, wie unsere Schiffbautechnische Gesellschaft in dieser für die Sicherheit der Schiffe und für deren konstruktive und wirtschaftliche Entwicklung gleich bedeutsamen Frage den geistigen Mittelpunkt bildet, von dem die wissenschaftlich begründete Erkenntnis zum Nutzen des deutschen Schiffbaues ausstrahlen wird.

An der Frage der Schiffstabilität ist bemerkenswert, daß nicht das theoretische Beiwerk das eigentlich Schwierige ist; die Schwierigkeiten liegen vielmehr in der Erfassung und Verwertung der mannigfachen Erfahrungen des praktischen Schiffsbetriebes und in der Überwindung der überall sich entgegentürmenden Hemmnisse der Wirklichkeit.

Im Rahmen der mir zur Verfügung stehenden Zeit vermag ich den hervorragenden Leistungen der drei Herren, Geheimrat Dr.-Ing. Rudloff, Dr.-Ing. Wrobbel und Dr.-Ing. Commentz im einzelnen nicht gerecht zu werden. Ich muß mich vielmehr auf einige wichtige Punkte beschränken.

Dadurch, daß jeder der drei Herren den Gegenstand von seinem besonderen Standpunkte aus betrachtet, ergänzen sich ihre Untersuchungen in mancher Hinsicht, und das Bild von dem heute in der Schiffsstabilität „Vorhandenen“, von dem „Erreichbaren“ und dem zu „Fordernden“ tritt plastischer und klarer hervor. Dabei möchte ich hier sogleich als besonders beachtenswert hervorheben, daß alle drei Herren in den leitenden Hauptgedanken über die Sicherheit der Schiffe gegen Kentern im wesentlichen übereinstimmen.

Das Verdienst, die Unsinkbarkeits- und Schottenfrage als eine der wichtigsten des modernen Schiffbaues und Seeverkehrs erkannt und sofort tatkräftig angefaßt zu haben,

*) Statt des leider viel benutzten Fremdwortes „intakt“ sollte nicht „unversehrt“, sondern das echte deutsche Wort „heil“ gesetzt werden.

gebührt unzweifelhaft Herrn Geheimrat Flamm. Sein Name wird mit den Nachforschungen, die der Erhöhung der Sicherheit der Schiffe gedient haben, stets verbunden bleiben. Die drei Herren des heutigen Tages kommen jedoch zu Ergebnissen, die in scharfem Gegensatz zu denen des Herrn Geheimrat Flamm stehen. In vielen Punkten haben mich die Herren von der Richtigkeit ihrer Auffassung überzeugt. Doch bin ich andererseits mit Herrn Geheimrat Rudloff der Ansicht, daß die Formel über den kritischen Tiefgang in den Grenzen ihres Bereichs dennoch ihre Bedeutung behalten wird. Ich glaube aber nach den Besprechungen, die ich mit Herrn Geheimrat Flamm gehabt hatte, nicht fehlzugehen in der Annahme, daß er auf Grund der heute hier in der Schiffbautechnischen Gesellschaft gehaltenen Vorträge seine bisherige Auffassung bezüglich der Querstabilität der Schiffe in mancher Hinsicht ändern wird.

Meine Herren, der Vortrag des Herrn Geheimrat Rudloff zeichnet sich dadurch aus, daß in ihm unter Benutzung analytischer Methoden durchsichtige, aus der Geometrie des Schiffes entnommene Beispiele für die Idealformen, wie sie die heutigen großen Handelsschiffe mit guter Annäherung aufweisen, zahlenmäßig durchgerechnet werden. An diesen Zahlenbeispielen kann man, wie wir gesehen haben, in höchst anschaulicher Weise manche Grundfragen der Schiffsstabilität überblicken, und viele wichtige Auskünfte über Stabilitätsfragen können aus ihnen mit einer Klarheit und Überzeugungskraft abgeleitet werden, wie es in allgemein gehaltenen analytischen oder graphischen Untersuchungen nicht möglich ist. Man denke z. B. an die Herabsetzung der Stabilität durch freibewegliches Tank- oder Leckwasser. Mit verblüffender Beweiskraft wirkt hier ein Zahlenbeispiel: Für einen parallelepipedischen Schiffskörper von 200 m Länge und einem Hauptspant und sonstigen Verhältnissen, wie sie etwa „Vaterland“ besitzt, betrage die metazentrische Höhe der Anfangsstabilität z. B. plus 0,9 m. Diese sinkt, ohne daß das Schiff ein Leck hat, auf Null herab, wenn in einem Abteil von 20 m Länge eine ganz geringe Wassermenge von niedrigster Höhe ausgebreitet wird. Die metazentrische Höhe geht aber sogar ins Negative — und zwar von plus 0,9 m auf minus 0,9 m — über, wenn der Schiffsboden in einer Länge von 40 m mit nur wenig Flüssigkeit gerade voll benetzt wird. Das Ergebnis, nach welchem die hohe Stabilität der aufrechten Lage durch die verschwindend kleine Wassermenge vernichtet und in eine ebenso große Labilität übergeführt wird, klingt so paradox, daß man sich an einer Zahlenrechnung nach Geheimrat Rudloffs Vorgehen die Wahrheit dieser Erscheinung handgreiflich machen muß. Natürlich gilt das eben Gesagte nur für die Anfangsstabilität; denn es ist selbstverständlich, daß ein stabiles Schiff durch Ausgießen eines Eimers Wasser auf den Doppelboden niemals kentern wird.

Dieser einfache Zahlenüberschlag lehrt aber zugleich, daß der Anfangsstabilität allein keine ausschlaggebende Bedeutung beigemessen werden darf, eine Forderung, die von allen drei Herren Vortragenden übereinstimmend erhoben worden ist. Immerhin kann bei größeren Mengen freibeweglichen Tank- oder Leckwassers die Stabilität des Schiffes stark gefährdet werden.

Geheimrat Rudloffs Beweisart liefert für solche und ähnliche Fälle zahlreiche nützliche Überschlagswerte und wird in kritischen Fällen sowohl beim Schiffbauingenieur wie beim Schiffsführer in der Tat die Erkenntnis und die Entschlußfähigkeit wesentlich fördern.

Zu den Ausführungen des Herrn Dr. Wrobbe erlaube ich mir folgendes zu bemerken: Der Kern seiner Untersuchungen über die Stabilität des heilen und des lecken Schiffes, soweit sie den Konstrukteur betreffen, ist nach meiner Ansicht in dem Satz enthalten:

„Daher sollte bei jedem Schiffsentwurf die Stabilität nicht nur für die aufrechte Lage, sondern auch für Neigungen bis zu einem Winkel nachgewiesen werden,

der groß genug ist, um die Annahme zu rechtfertigen, daß das Schiff durch keine der in Frage kommenden Naturgewalten gezwungen wird, ihn zu erreichen und dadurch gefährdet zu werden.“

Aus diesem Grunde fordert Herr Dr. Wrobbel auch, daß bei der Beurteilung der Querstabilität unserer modernen großen Ozeandampfer dem Winddruck gebührend Rücksicht getragen wird.

Mit Recht hebt er unter scharfer Betonung hervor, daß unter den für die Ermittlung der Stabilität in Frage kommenden Maßgrößen die „dynamische Wegstrecke“ — das ist das „Auseinanderwandern des Gewichtes- und des Formschwerpunktes bei Neigungen“ — kein einwandfreies Maß zur Beurteilung der Stabilität liefert, sondern daß vielmehr die metazentrischen Höhen für die aufrechte Lage und für Neigungen sowohl für die statischen wie für die dynamischen Stabilitätsverhältnisse die beste Unterlage für das aufzusuchende individuelle Bild der Stabilitätseigenschaften jedes einzelnen Schiffes liefern, und zwar in viel empfindlicherer Weise, als es die Kurven der statischen Hebelarme und der statischen Stabilitätsmomente vermögen, für welche die Zahlenwerte in der Nähe des Koordinatenursprungs sich ja nur wenig von Null unterscheiden können.

Bei Besprechung der Schwingungsverhältnisse eines Schiffes gibt Herr Dr. Wrobbel zunächst die alte Eulersche Formel über die Schwingungsdauer eines Schiffes für kleine Neigungen wieder und bemerkt dann, daß bei größeren Neigungswinkeln das Schiff nicht mehr als Kreispendel schwingt, sondern wie ein Rollpendel, dessen Länge sich dauernd ändere. Aus Untersuchungen, die mit Rollpendeln angestellt sind, folgert er, daß die Schwingungsdauer für endliche Neigungen aus derselben Formel berechnet werden könne, wenn man nur an die Stelle von \sqrt{MG} den Mittelwert der Wurzeln aus den aufeinanderfolgenden metazentrischen Höhen setze. Dies letztere bedeutet natürlich eine Verbesserung der alten Eulerschen Formel. Aber das aus ihr abzuleitende Ergebnis bleibt doch immer nur eine Annäherung an die Wirklichkeit. Man kann weiter gehen und zunächst für den Fall, daß der Gewichtsschwerpunkt G der Höhe nach liegen bleibt, durch zeichnerische Integration leicht und gut die genaue Schwingungszeit aus der statischen Stabilitätskurve herleiten. Aber mit größeren Rollschwingungen sind in der Regel zugleich Auf- und Abbewegungen von G , also lotrechte Tauchschwingungen verbunden, und das erschwert sehr die weitere Verbesserung und Anpassung an die wirklichen Schwingungen. Diese wird man erst erhalten, wenn man neben der Beachtung der Tauchschwingungen noch die Dämpfung infolge der Wasserreibung und die Bewegung des Wassers überhaupt in Rechnung stellt. Jedenfalls ist die theoretische und praktische Ermittlung der Schwingungsdauer eines Schiffes eine Aufgabe, deren Lösung für das dynamische Stabilitätsverhalten der Schiffe bei großen Neigungen von höchster Bedeutung ist, wie auch aus Herrn Dr. Wrobbels Ausführungen klar hervorgeht. Noch fehlt uns für größere Ausschläge leider ein Urteil darüber, ob die mit mehr oder weniger großer Annäherung errechnete Schwingungszeit mit der wirklichen Dauer des Rollens übereinstimmt. Auch der Modellversuch ist zur Klärung dieser Frage noch nicht genügend ausgewertet worden.

Sehr beachtenswert ist auch Dr. Wrobbels Forderung, daß der Seeoffizier zwecks besserer Erkenntnis der praktischen Stabilitätsverhältnisse eine gründliche Schulung in der Stabilitätslehre erhalten solle; denn nur bei klarer Erkenntnis der einschlägigen Fälle vermag er den Konstrukteur in der richtigen Weise bei Neuentwürfen zu unterstützen.

Ich darf mich jetzt dem Vortrage des Herrn Dr. Commentz zuwenden. Herr Dr. Commentz prüft vor allem die Rechnungsgrundlagen und die Rechnungsannahmen für die Stabilitätsuntersuchungen auf ihre Zulässigkeit und sucht die experimentellen und rechnerischen Methoden zur Beurteilung der Stabilität zu verbessern. Auf der 10. Seite

gibt er ein sehr schönes Verfahren an, durch welches die Hebelarme der statischen Stabilität und die zugehörigen metazentrischen Höhen mittels eines Integrationsverfahrens aus den angebbaren Krümmungshalbmessern der Formschwerpunkt-Kurve ermittelt werden sollen und das bei Untersuchung der formstabilen Foersterschen Schiffskörper eine nützliche Anwendung gefunden hat.

Auch er mißt unter den drei für die Untersuchung der Stabilität in Frage kommenden Maßgrößen — „der metazentrischen Höhe MG für Anfang und Neigungen“, dem „Hebelarm h der statischen Stabilität“ und „der Wegstrecke der dynamischen Stabilität“ — der metazentrischen Höhe eine ausschlaggebende Bedeutung für die Stabilitätsbeurteilung bei, zumal die metazentrische Höhe eine Größe ist, die rechnerisch und zeichnerisch leicht nachgeprüft werden kann.

In Ergänzung der klaren, auf die Praxis des Meßbetriebes eingehenden Ausführungen des Herrn Dr. Commentz möchte ich hier noch eine vierte wichtige Maßgröße nennen. Das ist die „dynamische Wegstrecke für die Auftriebskräfte allein“, also der Höhenunterschied des Formschwerpunktes F in der ursprünglichen aufrechten Lage (nicht des Punktes F auf der geneigten Mittellängsebene) und des Formschwerpunktes F_q für die geneigte Lage bei Krängung des Schiffes. Dieser Höhenunterschied ist ein Maß für die Arbeit der Auftriebskräfte allein und gibt somit an, welcher Anteil der gesamten dynamischen Wegstrecke auf die dynamische Formstabilität, also auf die Arbeit der bei Schiffsneigungen zu überwindenden Auftriebskräfte, entfällt und welcher andere Anteil der dynamischen Gewichtsstabilität, also der Arbeit der Schwerkkräfte des Schiffes, zukommt.

Ich möchte hier heute noch an die Mitglieder der Schiffbautechnischen Gesellschaft eine Bitte richten, welche die Schönheit der analytischen Darstellung betrifft. Man ist sich im deutschen Ausschuß für Einheiten und Formelgrößen darüber klar geworden, daß eine gute und einheitliche Bezeichnung der analytischen Größen für den Leser eine große Erleichterung bedeutet. (Sehr richtig!) Im Schiffbau haben sich in dieser Hinsicht leider noch recht veraltete Formen erhalten und es wird viel hinsichtlich der Klarheit von Formelgrößen gefehlt. Man schreibt z. B. KM für Kentermoment. (Herr Geheimrat Rudloff: Das ist ein ganz neuer Ausdruck „Kentermoment“; ich habe ihn selber konstruiert.) Ich bitte Sie zunächst, nicht zwei Buchstaben für einen Begriff zu wählen. Man wehre sich grundsätzlich dagegen, weil es zu Irrtümern führen muß. Wer Einblick in die Untersuchungen nimmt, dem fällt es störend auf, wenn er K und M nebeneinander stehen sieht. Er glaubt, es handle sich hier um zwei getrennte Begriffe. Er muß sich erst daran gewöhnen, daß KM ein einheitlicher Begriff ist. Aber viel schlimmer ist, daß man für das gewöhnliche statische Stabilitätsmoment häufig schreibt St_{stat} und für das dynamische Stabilitätsmoment St_{dyn} . Das sind sechs Buchstaben für einen Begriff. Manche setzen auch noch zwei Abkürzungspunkte dazu, dann sind es acht Zeichen für einen einzigen einheitlichen Begriff. Um wieviel einfacher, deutlicher und die Begriffe besser kennzeichnend wäre \mathfrak{M} für Statisches Stabilitätsmoment, ein deutsches \mathfrak{M} , wie es überall für statische Momente benutzt wird, und für dynamische Stabilität ein \mathfrak{A} , denn hier handelt es sich um einen Arbeitsbegriff.

Ich wiederhole noch einmal meine Bitte: Lassen Sie uns, meine Herren, in Zukunft mehr hierauf achten und vor allem lassen Sie uns auch überflüssige Fremdwörter, wie z. B. „intakt“, vermeiden, wo wir doch das gute deutsche Wort „heil“ haben. Auch die Formelschönheit selbst sollte gepflegt werden. Herr Dr. Wrobbel spricht gegen Ende seines Vortrags vom Verkuppeln der Leckstabilitätsrechnungen, indem er empfiehlt, die Ergebnisse für das heile Schiff mit denjenigen für das Leckwasser übereinander zu lagern. Ich möchte diesen Gedanken hier aufgreifen und in folgende übersichtlichen Formeln kleiden: Be-

zeichnet man das statische Stabilitätsmoment des lecken Schiffs während des Einlaufs mit M^1 , so ergibt die Übereinanderlagerung:

$$M^1 = M - m, \dots \dots \dots (1)$$

wenn M das Stabilitätsmoment des heilen Schiffs und m das Kentermoment des Leckwassers beim Einlauf ist. Werden nach Rudloffs Vorgehen in allen drei Gliedern die gemeinsamen Faktoren $\gamma \sin \varphi$ weggehoben, so kann die Gleichung 1 der Kraftmomente in die außerordentlich durchsichtige Gleichung 2 der Volumenmomente übergeführt werden:

$$V^1 \cdot M^1 G^1 = V \cdot \overline{MG} - v \cdot m g \dots \dots \dots (2)$$

Die drei Glieder der Gleichung 2 zeigen vollkommen übereinstimmende Form, allerdings nur dann, wenn man für das Leckwasser vom Volumen v die Bezeichnung geschickt wählt, nämlich derart, daß man — entgegen der sonstigen Gepflogenheit — durch m den Schnittpunkt des Leckwassergewichts mit der Mittschiffsebene und durch g das Metazentrum der Tiefertauchungsschichten, also den Schnittpunkt des zusätzlichen Auftriebs mit der Mittschiffsebene, festlegt. Unter Benutzung der Atwoodschen Beziehung ergibt sich hieraus für die Anfangsstabilität in einem beliebigen Zeitpunkte des Einlaufs:

$$V^1 \cdot M^1 G^1 = J^1 - V^1 \cdot G^1 \overline{F^1} = J - V \cdot G F - (i - v \cdot g f), \dots \dots \dots (3)$$

worin J^1 , J und i die Trägheitsmomente der drei in Frage kommenden Wasserlinienflächen bedeuten und $G^1 \overline{F^1} = A^1$ und $GF = A$ der Abstand des Gewichtsschwerpunktes vom Formschwerpunkte für das lecke und das heile Schiff, sowie $gf = a$ der Abstand des Metazentrums g der Tiefertauchungsschichten vom Schwerpunkt f des Leckwassers ist. Die letzte Gleichung läßt sich somit auch schreiben:

$$V^1 \cdot M^1 G^1 = J^1 - V^1 \cdot A^1 = J - V \cdot A - (i - v \cdot a) \dots \dots \dots (4)$$

oder auch:

$$V^1 \cdot M^1 G^1 = V \cdot M G - (i - v \cdot a) \dots \dots \dots (5)$$

Hierin ist $(i - v \cdot a)$ das dem Kentermoment entsprechende Volumenmoment des Leckwassers, und zwar gibt das Trägheitsmoment i des Leckwasserspiegels den die Stabilität beeinträchtigenden Einfluß der freien Beweglichkeit des Leckwassers wieder, während das Glied $v \cdot a$ der die Stabilität erhöhenden Ballastwirkung des Leckwassers Rechnung trägt, wie dies des näheren von Geheimrat Rudloff dargelegt worden ist. Die wichtigen Gleichungen 3 und 5 sind im Vorstehenden also ohne besonderen Beweis — allein vermöge einer passend gewählten Bezeichnung — mittels der Vorstellung der Übereinanderlagerung der Wirkungen aufgestellt worden.

Zum Schluß möchte ich als wichtigstes Ergebnis der Untersuchungen der Herren Rudloff, Wrobbel und Commentz folgendes hier feststellen: Alle drei Herren halten es übereinstimmend für unmöglich, allgemeine behördliche Vorschriften zu erlassen, durch welche einwandfrei sämtliche Faktoren berücksichtigt werden können und bei deren Befolgung für jeden Fall unbedingte Sicherheit gewährleistet werden könne. Vielmehr soll jedes Schiff individuell unter Zugrundelegung der tatsächlichen ungünstigen Betriebszustände und äußeren Verhältnisse sorgfältig auf seine Stabilitätseigenschaften geprüft werden, und Konstrukteur und Schiffsführer müssen sich hüten, schematische Leckstabilitätsuntersuchungen auf schematische Annahmen zu gründen. Zur Feststellung des Sicherheitsgrades eines lecken Schiffes hat man die Stabilitätsrechnung für den ganzen Vorgang vom Beginn des Einlaufens bis zum Endzustand durchzuführen, und zwar muß man dies nicht nur für die aufrechte Lage tun, sondern vor allem hat man das Verhalten des lecken Schiffes bei Neigungen und für die oft kritischen Fälle gerade geringerer Leckwassermengen festzustellen. (Lebhafter Beifall.)

Herr Dipl.-Ing. Fr. W. Achenbach-Berlin:

Meine Herren, ich bin gestern in meinen Ausführungen vielfach mißverstanden worden. Ich möchte heute nur zu einem einzelnen Punkte Stellung nehmen, nämlich zu den $\overline{MG\varphi}$ -Kurven des Herrn Dr. Wrobbel. Es würde mich freuen, wenn wir heute wenigstens so weit kämen, daß Sie mich verstehen würden, und daß das, was ich sage, zur Klarheit beitragen würde.

Herr Dr. Wrobbel sagt:

$$\frac{GH}{\sin. \varphi} = \overline{MG\varphi}.$$

Er verquickt diesen Begriff dann, indem er die Kurve bis zur Ordinate im Nullpunkt der Abzissenachse führt, mit der metazentrischen Höhe für die aufrechte Lage (s. Abb. 5, Seite 486). Sie wissen, dieses \overline{MG}_0 gilt nur für unendlich kleine Neigungswinkel, was ja ohne weiteres bekannt ist. Es überträgt Herr Dr. Wrobbel den Begriff dieses Wertes aber auf endliche Neigungswinkel und sagt, sein Begriff $\overline{MG\varphi}$ vollführe dieselbe Funktion oder habe dieselbe Bedeutung wie ein Wert \overline{MG}_0 . Meine Herren, das ist unrichtig. Sie können nicht ohne weiteres in diesem Falle von einem unendlich kleinen Winkel auf einen endlichen Winkel schließen. Denken Sie sich einmal ein Schiff in eine geneigte Lage gebracht, und zwar dadurch, daß die Ladung übergegangen sei. In diesem Falle (Abb. 3, Seite 220) tritt folgendes ein: Sie haben hier den Systemschwerpunkt, den will ich mit H bezeichnen, und senkrecht darunter haben Sie F. Um die Stabilität für dieses Schiff zu bestimmen, d. h. einen Wert $\overline{MG\varphi}$ für dieses geneigte Schiff, müssen Sie genau so rechnen, wie Sie rechnen würden, wenn Sie \overline{MG}_0 bestimmen, d. h. Sie müssen bilden $J\varphi$, das Trägheitsmoment dieser geneigten Wasserlinie, dividiert durch das Deplacement. Sie erhalten dann den Wert $\varphi \frac{J\varphi}{D} = F\varphi M\varphi$. Dieses $M\varphi$ liegt nun keineswegs auf der früheren Symmetrieebene, sondern es liegt darüber oder darunter. Ziehen Sie nun diese Größe $F\varphi H$ hiervon ab, so erhalten Sie den richtigen Wert $\overline{MG\varphi}$ der genau dem Wert von \overline{MG}_0 entspricht.

Nun nimmt Herr Dr. Wrobbel ohne weiteres an, daß dieser Punkt $M\varphi$ mit dem Schnittpunkt der Auftriebsrichtung und der Symmetrieachse zusammenfällt (s. die Abbildungen 1, 7, 8a, 8b seines Vortrags), und daß nun diese Werte seiner $\overline{MG\varphi}$ -Kurve dieselbe Rolle spielen wie die anfängliche metazentrische Höhe \overline{MG}_0 . Meine Herren, seine Werte $\overline{MG\varphi}$ folgten ja sonst genau dem Verlauf der Hebelsarmkurven! Es bedingt aber, da in Wirklichkeit: $\overline{MG\varphi} = \frac{dh}{d\varphi}$ ist, daß diese Kurve zu Null wird, wo das Maximum ihrer Integralkurve, der Hebelsarmkurve, liegt. Der Verlauf der $\overline{MG\varphi}$ -Kurve macht darüber eine Angabe, wie die Stabilität sich ändert, wenn die Neigung um einen sehr kleinen Winkel $d\varphi$ zu- oder abnimmt, während der Wert des Wrobbelschen $\overline{MG\varphi}$ überhaupt über die Stabilität nichts aussagt, sondern eine rein rechnerische, ganz beliebige Größe ist. Sie sehen, meine Herren, daß der Zuwachs an Stabilität im Kulminationspunkt gleich Null ist und daher auch das kenternde Moment bei einer Überneigung bis zu diesem Punkt keinen Zuwachs mehr erfahren darf, wenn das Schiff nicht sofort kentern soll. Der Beweis für die Richtigkeit dieser Behauptung ist geführt von einem der bedeutendsten Schiffbauteoretikern der Gegenwart, nicht von mir — ich habe das damals nicht besonders gesagt —, er ist angeführt von dem Professor der Technischen Hochschule zu St. Petersburg, A. Kryloff, der sowohl von der Institution of Naval Architects als auch von der Association technique maritime als eine der ersten Autoritäten auf dem vorliegenden Gebiete anerkannt ist.

Meine Herren, ich will noch einmal den Beweis von Kryloff bringen. Er sagt, wenn auf das Schiff ein äußeres Moment M einwirkt, dann legt sich das Schiff über bis zu einem bestimmten Neigungswinkel φ' . Dieses äußere Moment muß immer auf das Schiff

einwirken, damit das Schiff sich zunächst einmal überlegt. Wenn nun das äußere Moment sich um eine geringe Größe vermehrt, dann neigt das Schiff sich auf der aufsteigenden Seite der Kurve über, um einen kleinen Winkel $\Delta\varphi$, und da der Hebelarm der Stabilität größer wird, so kann das Schiff in dieser Lage $\varphi' + \Delta\varphi$ verharren, es wird also nicht kentern, sondern verharrt in dieser Lage. Nun nehmen wir an, durch irgend einen äußeren Einfluß hätte das Schiff sich nicht bis zum Winkel φ' übergeneigt, sondern bis zu dem Winkel φ'' auf dem abfallenden Ast der Kurve, und genau dasselbe Moment wirke auf das Schiff ein. Nun vergrößere sich wiederum das Moment M um ΔM . Was sehen wir?

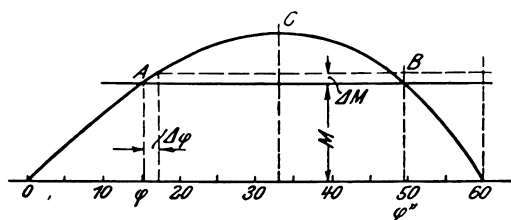


Abb. 4.

Wir sehen, daß jetzt diesem vergrößerten äußeren Moment kein größeres Stabilitätsmoment entspricht, und infolgedessen muß das Schiff, wenn es diesen Kenterpunkt C, den Kulminationspunkt der Hebelarmkurve, überschritten hat, kentern, rettungslos kentern. d. h. das Schiff kentert nicht etwa dann, wenn es bereits diesen Nullpunkt, etwa 60° der Figur, erreicht hat, sondern es kentert, wenn es sich bis zu diesem Winkel, etwa 33° der Figur, übergeneigt hat. An dieser Konsequenz ist nichts zu ändern, auch wenn drei Herren gestern und heute dagegen geredet haben. (Herr Geheimrat Rudloff: Nein, es braucht nicht zu kentern. Der Wind kann abnehmen, und dann braucht es noch nicht umzuschlagen!) — Ja, das ist etwas anderes. Diese Voraussetzung darf man aber nicht machen. Man kann nicht sagen, daß das äußere Moment, das das Schiff übergeneigt hat, nun dem Schiff den Gefallen tut, plötzlich kleiner zu werden. Es wird eher konstant bleiben. Das ist noch der günstigste Fall. Wahrscheinlich wird es aber etwas größer werden. Nehmen Sie einmal an, auf das Schiff wirkt ein Winddruck ein, das Schiff sei nun übergeneigt worden bis zu der ungünstigsten Seite der Stabilitätskurve, nach der Seite, wo es herunterrutscht. Nun kommt noch zu dem Winddruck eine Welle hinzu, die gibt ihm noch einen Schubs, dann liegt es um, es kann nicht mehr gehalten werden.

Nun möchte ich noch eines sagen. Herr Dr. Wrobbel hat die Schwingungstheorie angeschnitten und gesagt, man müßte einen Mittelwert aus seinen $\overline{MG\varphi}$ -Werten bilden, um die richtigen Rollschwingungen zu finden. Meine Herren, nach dem, was ich gesagt habe, ist es ganz klar, daß, wenn ein Schiff sich hier in dieser Lage auf der Seite des abfallenden Astes der Stabilitätskurve befindet (demonstrierend) und sich dann schwingungsweise noch etwas überlegt, es dann ohne weiteres kentern muß. Also nicht seine $\overline{MG\varphi}$ -Werte, sondern die richtigen $\overline{MG\varphi}$ -Werte meiner Ableitung müssen als Mittelwerte für die Pendellänge angenommen werden. Und als dritte Größe außer der anfänglichen metazentrischen Höhe und der wunderbaren Hebelarmkurve, die ja durch nichts zu ersetzen ist, ebensowenig wie die anfängliche metazentrische Höhe, müssen Sie unbedingt diese Kurve, die erste Abgeleitete der Hebelarmkurve noch hinzuziehen, um einen vollkommen klaren Einblick zu bekommen, wie die Stabilitätsverhältnisse eines Schiffes sind, wenn das äußere Moment sich um kleine Beträge ändert. Sie sehen, an dieser Stelle beispielsweise ist die Neigung der Tangente ein Maximum. Sie haben hier also auch den stärksten Zuwachs. In dieser Lage würde tatsächlich das Schiff am stabilsten sein, nicht in der An-

fangslage, sondern in der Lage φ_w ; bei φ_k (s. Abb. 4, Seite 220) würde der Zuwachs dann wieder gleich Null sein. Ich glaube somit bewiesen zu haben, daß die auf Seite 532 des Wrobbschen Vortrags aufgestellte Forderung, die Stabilität der Schiffe nach seinen \overline{MG} φ -Kurven zu bemessen, nicht nur völlig haltlos, sondern auch äußerst gefährlich ist. An Stelle seiner unrichtigen \overline{MG} φ -Kurven hat die meinige, sich mit den tatsächlichen Verhältnisse deckende, zu treten.

Herr Geheimer Regierungsrat Prof. Flamm:

Meine Herren, ich habe mich heute und gestern über die Vorträge gefreut, weil sie zeigen, daß die Frage der Stabilität mehr und mehr auch hier bei uns Anklang findet und in den Bereich der Betrachtungen und Untersuchungen hineingezogen wird. Ich habe noch einmal den Vortrag angesehen, den ich Ihnen vor sieben Jahren hier zu halten die Ehre hatte. Damals habe ich individuelle Rechnungen, individuelle Stabilitätsrechnungen sowohl für das intakte Schiff wie insbesondere für das lecke Schiff verlangt. Ich habe, wie Sie in den damaligen Ausführungen nachlesen können, von allen Seiten scharfen Widerspruch gefunden. In den damaligen Ausführungen, die u. a. Herr Direktor des germanischen Lloyd, Pagel, gemacht hat, kämpfte er gegen drei meiner Forderungen, erstens gegen den Ersatz der Schottkurven durch individuelle Leckrechnungen, zweitens gegen den Nachweis hinreichender Leckstabilität und drittens gegen die Ausdehnung der Schottvorschriften auch auf Frachtschiffe.

Bezüglich des ersten Punktes sagte damals der Direktor des germanischen Lloyd, Herr Pagel, wörtlich, daß eine individuelle Leckrechnung ein Rückschritt sei gegenüber der Schottkurve. Bezüglich des zweiten Punktes sagte er wörtlich, daß ein Bedürfnis für die Untersuchung der Leckstabilität nicht vorläge. Und bezüglich des dritten Punktes der Heranziehung der Frachtschiffe in die Unsinkbarkeitsvorschriften sagte er, das lasse sich aus wirtschaftlichen Gründen nicht durchführen. Heute kann man solche Anschauungen nicht mehr aufrecht erhalten. Von dem zweiten damaligen Diskussionsredner, Herrn Dr. Foerster, wurde behauptet, daß solche individuelle Leckrechnungen schon ausgeführt würden. Leider wurden damals die Leckrechnungen, die er hier vorführte, und auch die Zeichnungen dazu in dem gedruckten Vortrage nicht veröffentlicht, weil nach den Mitteilungen, die als Fußnote gebracht sind, die Hamburg-Amerika-Linie das nicht gestattete. Ich möchte ganz allgemein die Bitte aussprechen, daß, wenn in Zukunft in einer Diskussion über einen Vortrag derartiges Material, auf das man doch schließlich antworten muß und auf das man einzugehen den Wunsch haben wird, vorgebracht wird, man sich vorher erkundigt, ob es veröffentlicht werden darf oder nicht. Es ist nicht angenehm für den Vortragenden, wenn ihm in dem Augenblick der Diskussion etwas entgegengehalten wird, das bei der Drucklegung zurückgezogen wird, und auf das er nachher in dem gedruckten Jahrbuch nicht mehr eingehen kann, besonders wenn es sich um Rechnungen handelt, die man nicht in der Zeit von wenigen Minuten überblicken kann.

Nun, meine Herren, wenn ich das, was in der damaligen Zeit vor sieben Jahren sich abgespielt hat, mit den heutigen Vorgängen vergleiche, dann kommt mir der alte lateinische Spruch in die Erinnerung: *tempora mutantur!* Die Stabilität hat, seitdem ich darüber damals vorgetragen habe, nicht nur bei uns, sondern auch besonders in England einen außerordentlich breiten Raum in den Verhandlungen eingenommen. Es ist damals gleichzeitig mit mir im Jahre 1912 von Cannon ein sehr interessanter Vortrag über die Leckstabilität, und zwar auf Grund individueller Berechnungen gebracht worden. Dann hat 1914 Brimblecomb, der auch von den verschiedenen Herren — ich glaube, Sie waren es wohl, Herr Dr. Wrobbel — heute angezogen worden ist, auch dieses Thema behandelt. Er hat dabei auf meine Arbeit Bezug genommen und nur den einen Fehler be-

gangen, daß er anscheinend die deutsche Arbeit nicht ganz durchgelesen hat, denn er sagt, ich hätte mich nur mit der Anfangsstabilität beschäftigt, während Sie, wenn Sie den Vortrag durchsehen, finden, daß für sämtliche Körper und sämtliche Fälle, die ich untersucht habe, auch die Stabilität bis zu 30 Grad Neigung gerechnet worden ist. Ich glaube also, heute das Empfinden mit Recht zu haben, daß die Frage der Stabilität auch beim Leck aktuell ist; und ich glaube, daß man heute die Auffassungen, die damals zum Ausdruck gebracht worden sind, nicht mehr aufrechterhalten wird.

Es geht in England aus der ganzen Verhandlung der Frage noch das eine hervor, daß die Arbeiten, die ich vorhin nannte, als Preisaufgaben gestellt worden waren, also zweifellos der beteiligten Industrie und den maßgebenden Kreisen wertvoll genug erschienen waren, um einer Lösung auf dem Wege der Preisausschreibung zugeführt zu werden.

Ich habe damals in der Diskussion vom Herrn Kollegen Laas die richtige Einwendung bekommen, daß es wichtig sei, die Stabilität während des Vollaufens zu untersuchen. Und wenn Sie die Worte meiner damaligen Schlußbemerkung nachlesen, so werden Sie finden, daß ich sagte: ich bin bereit, alle Untersuchungen, die ich an mathematischen Körpern, sowie an den Schiffen „Titanic“, „Mauretania“ und „George Washington“ — von denen hatte ich die genauen Rechnungen gemacht — durchgeführt habe, auch für weitere Schiffslinien, sowie für die Phase des Vollaufens durchzurechnen, wenn ich dazu erst die Zeit hätte. Nun, mittlerweile ist der Krieg gekommen, und damit sind alle diese Arbeiten gehindert worden.

Nun ist hier in den Vorträgen vor allem auf einen Punkt hingewiesen worden, der bei der Leckstabilität eine gewisse Rolle spielt. Das ist Frage des kritischen Tiefanges. Ich habe damals diesen Ausdruck gewählt, weil mir kein besserer in den Sinn kam. Ich glaube aber, daß dieser Ausdruck nicht ganz richtig verstanden worden ist; wenigstens scheint mir das aus den Ausführungen des Herrn Geheimrat Rudloff und anderer Herren hervorzugehen. (Herr Geheimrat Rudloff: Nein, ich habe ihn sehr gut verstanden!) Der kritische Tiefgang besteht nicht darin, daß bei seiner Berücksichtigung das leckte Schiff genau die gleiche Anfangsstabilität hat wie das intakte; wenn Sie meine Veröffentlichungen auf diesem Gebiete nachlesen, die ich im „Schiffbau“ gebracht habe, dann werden Sie finden, daß ich gesagt habe, als ich die Tiefgangskurve auftrug, man kann jede beliebige metazentrische Höhe für die Anfangsstabilität des leckten Schiffes zugrunde legen; und derjenige Tiefgang, der dieses MG beim Leck von einer bestimmten gewollten Länge erfüllt —, dieser Tiefgang ist dann für den vorliegenden Fall der kritische; es ist aber nicht notwendig, daß das leckte Schiff stets dieselbe Stabilität wie das intakte Schiff habe, das ist nur ein Spezialfall. Ich habe damals nicht alles, was beim Leck mitspricht, in den Kreis meiner Betrachtungen ziehen können, weil schon die damals gelieferte Arbeit sehr umfassend war. Beim Leck kommt aber noch eine Reihe von Gesichtspunkten in Betracht, die zum Teil noch gar nicht gestreift sind, und die auch schwer zu ermitteln sind. Diese Gesichtspunkte sind die folgenden:

Es ist Rücksicht zu nehmen auf die Höhenlage des Lecks: Liegt es hoch, liegt es auf der Mitte der Bordwand, liegt es tief? Durch diese Lage, auch wenn die Größe des Lecks noch mit in Betracht gezogen wird, wird ein Einfluß auf die Krängung ausgeübt, weil der horizontale seitliche Wasserdruck zum Teil in Wegfall kommt, und zwar an der Stelle, wo das Leck ist. Weiter sind die Krängungen beim Vollaufen für endliche Neigungen zu untersuchen. Ferner muß die Anfangsstabilität und die Schwingungsstabilität nach dem Vollaufen untersucht werden. Ich habe bewiesen, daß bei Wahrung des kritischen

Tiefganges die Anfangsstabilität mit zunehmender Länge des Lecks, also die metazentrische Höhe, wächst. Dem hat auch Dr. Wrobbel zugestimmt.

Dann kommt hinzu, was außerordentlich wichtig ist, und was ich 1912 eingehend behandelt habe, der Einfluß der Abzüge. Dieser ist von ganz eminenter Einwirkung auf die Leckstabilität. Wenn die Abzüge beispielsweise ganz unter Wasser liegen, dann ist die Stabilität beim Leck die allerungünstigste; das ist der allerungünstigste Fall. Ich habe ausgesprochen, daß ich der Behauptung des Direktors Pagel vom Germanischen Lloyd nicht zustimmen kann, die dahin geht, daß der ungünstigste Fall der sei, bei dem der lecke Raum ganz leer ist. Nein — auch darin stimmt Herr Dr. Wrobbel mir zu — der ungünstigste Fall ist der, wenn das eindringende Wasser über einer Ladung oder über Abzügen steht, die ganz unter Wasser liegen. Günstig wird die Sache wieder, wenn wir die Abzüge in die Wasserlinie hineinragen lassen. Alle diese Stabilitätsverhältnisse für Abzüge von Null bis 100 % sind von mir 1912 nicht nur für die Anfangsstabilität, sondern auch für die Schwingungsstabilität bis 30 Grad genau ermittelt worden.

Ich habe aber für meine Darlegung, daß mit zunehmender Schottentfernung bei richtig gewähltem Tiefgang die metazentrische Höhe wächst, im letzten Jahre einen Kronzeugen gefunden, der immerhin nicht ganz unbeachtlich bleiben kann. Das ist der Engländer Barnes. Mr. Barnes hat schon im Jahre 1867 in der Institution of Naval Architects eine Arbeit veröffentlicht, in der er diesen Nachweis erbringt, und in der er zu demselben Resultat kommt, das ich später, ohne seine Arbeit zu kennen, auch gefunden habe.

Es kommt aber noch ein anderer Punkt hinzu, der außerordentlich wichtig ist. Das ist der Einfluß des Freibords bis zum Schottendeck auf die Schwingungsstabilität, wenn das Schiff ein Leck hat.

Meine Herren, bei Behandlung der Leckstabilität ergibt sich folgendes Bild — und darin, glaube ich, liegt die Verschiedenartigkeit der Auffassungen, die hier zutage getreten ist —: ich habe bei meinen Arbeiten über den kritischen Tiefgang lediglich die Anfangsstabilität des lecken Schiffes betrachtet — soweit bin ich mit meinen Arbeiten erst gekommen — und habe dann gesagt, daß die Länge eines Abteils durch irgend eine starre Zahl allgemein gültig zu begrenzen, mir nicht die Leckstabilität zu decken scheint. Ich halte das aufrecht. Ich habe den Eindruck, daß es nicht richtig ist, in die Vorschriften einzusetzen: 28 m Raumlänge ist nur gestattet, dann ist die Stabilität damit gedeckt, und dabei hinzuzufügen: wenn ein Schott getroffen wird, dann dürfen zwei Räume, also 56 m gleichzeitig leck werden. Ich bin der Ansicht, daß man diese 56 m oder diese 28 m nicht als absolute Zahlen nennen darf, sondern daß man höchstens einen Prozentsatz der Schiffslänge nennen darf, wenn man solche Vorschriften machen und von der individuellen Rechnung, auf die ich hinausgehe, absehen will. Vielleicht kann man sagen: die Länge des lecken Raumes darf einen gewissen Prozentsatz der Schiffslänge nicht übersteigen. Das scheint mir richtiger. Dann kann man vielleicht etwas erreichen.

Zu dem Gedanken des kritischen Tiefganges bin ich in gewissem Sinne durch Herrn Direktor Pagel selbst angeregt worden, weil ich aus seinen Worten entnahm, daß es erwünscht sei, eine Art graphischer Darstellung, eine einfache Methode zu haben, um beim Entwurf sagen zu können: das ist wohl der Tiefgang, den das Schiff mindestens haben muß, um nach dem Vollaufen aufrecht zu schwimmen. Ich bin dann auf die Gleichung gekommen, die unabhängig von mir auch Herr Wittmaack gefunden hat. Wir haben uns auch darüber ausgesprochen. Sie finden im „Schiffbau“ den Zuschriftenwechsel und lesen dort, daß Herr Wittmaack zugibt, die Priorität in Sachen Kritischer Tiefgang sei in meinen damaligen Veröffentlichungen zu finden.

Nun, meine Herren, ich habe, wenn wir die ganze Frage der Leckstabilität betrachten, folgendes noch hinzuzufügen: zweifellos ist die Phase während des Vollaufens zu

untersuchen. Zweifellos ist auch die Phase nach dem Vollaufen in den Kreis der Betrachtungen zu ziehen. Die Phase des Vollaufens ist vorübergehend, wenn das Schiff nicht kentert. Die Phase des Vollgelaufenseins ist aber der Dauerzustand. Den hatte ich zunächst betrachtet. Nun aber fragt es sich: wo ist die größere Gefahr, beim Vollaufen oder nach dem Vollaufen? Diese Frage allgemein gültig zu beantworten, ist nicht ohne weiteres möglich. Wenn wir die Phase des Vollaufens betrachten, dann bitte, vergessen Sie nicht, daß dann das Schiff noch seinen größten Freibord hat, daß also die eintauchende Schiffsseite für große Neigungen das Schiff stützt, ihm Stabilität gibt, bevor das Deck zu Wasser kommt. Und nun ist ferner erwiesen — das ist auch aus den Ermittlungen des Herrn Geheimrat Rudloff und des Herrn Dr. Wrobbel ohne weiteres klar —, daß, je höher beim Vollaufen das Wasser im Schiff steigt — und die Herren haben ja eigentlich ein dichtes Schiff betrachtet, in welches loses Wasser hineingeworfen wird —, daß also, je höher das Wasser im Schiff steigt, die Stabilität um so weniger gefährdet wird. Das ist eine Tatsache. In der Phase des Vollgelaufenseins dagegen ist das Schiff nach den Schottvorschriften bis zur „margin of safety line“ abgesunken, es hat nur noch einen sehr geringen Freibord und also auch nur einen relativ geringen Stabilitätsumfang; es sollte also in dieser Lage unter allen Umständen aufrecht schwimmen, zumal diese Phase den Dauerzustand darstellt. Dieses stabile, aufrechte Schwimmen nach dem Vollaufen gewährleistet aber mit Sicherheit der kritische Tiefgang.

Ich habe jetzt einmal das Beispiel, das Herr Dr. Wrobbel und auch Herr Geheimrat Rudloff anführten, durchgerechnet — ich werde Ihnen das gleich auf dem Bilde zeigen —, und für die angenommenen Werte einmal die Maximalneigungen festgestellt, bis zu denen beim Vollaufen das Schiff überholt. Zunächst nahm ich bloß anderthalb Meter Wasser im Raum an, ein Fall, der bei Herrn Geheimrat Rudloff ein außerordentlich ungünstiges Moment ergibt und der, wie ja auch Herr Kollege Weber schon ausgeführt hat, in seinen Extremen zu ganz wertlosen theoretischen Spekulationen führt, zu der bekannten Regenhaut, die auf dem Boden liegt und das Schiff instabil machen soll. Ich habe nun einmal die Maximalneigungen ermittelt, die das Schiff tatsächlich einnimmt während des Vollaufens, wenn Wasser verschieden hoch im Raume steht. Ich habe ferner die Maximalneigungen untersucht, die eintreten, wenn dasselbe Wasserquantum einläuft, aber beim intakten Schiff verschiedene Tiefgänge angenommen werden. Da werden Sie sehen, daß sowohl bei 1,5 m Wasserstand im Raum, wie auch bei 6 m die Überneigung relativ geringt ist. Das Schiff kann sie ganz gut ertragen, weil bei dem geringen Wasser der Freibord beinahe noch unverbraucht ist und das Schiff sich wieder aufrichtet, wenn *nota bene* die Endlage nach dem Vollaufen eine stabile ist, was ich ja durch den kritischen Tiefgang unbedingt erreiche. Die Gefahr ist dann nicht so groß, sie ist um so geringer, je schneller das Einlaufen sich vollzieht, je größer das Leck ist; aber das haben wir nicht in der Hand, im voraus zu bestimmen.

Zum Beweis hierfür habe ich das Modell untersucht, das Herr Dr. Wrobbel aus meinen Veröffentlichungen entnahm und für welches er bei geringen Wassermengen, die eingelaufen sind, eine negative Anfangsstabilität während der ersten Phase des Vollaufens errechnet hat. Für dieses Modell, das eine Länge von 250 m, eine Breite von 30 m und einen Tiefgang von 8 m, 10 m, 12 m und 14 m besitzt, bei einem $MG = 0,5$ m für intakten Zustand, habe ich die Neigungsstabilität von 0° bis 30° errechnet unter der Annahme, daß einmal das drei bewegliche Wasser nur 1,5 m hoch im Schiff steht, wie Geheimrat Rudloff annahm, dann 6 m hoch. Die Rechnungen sind exakt durchgeführt und zwar im Gegensatz zu der Rechnung des Herrn Geheimrats Rudloff mit Hilfe der Parabelgleichung, solange parallele Seitenwände in Betracht kommen und nach der Asymptotengleichung der Hyperbel, sobald

Dreiecksseiten zu berücksichtigen sind. Ich empfehle dieses analytisch-graphische Verfahren, weil es sehr rasch und übersichtlich zum Ziel führt. Im übrigen sind ja auch die Rudloffschen Formeln bekannt. Das Resultat meiner Rechnungen ist wertvoll; es ist in den Figuren 1, 2 und 3 dargestellt. Ich habe bei diesen Untersuchungen die Länge des lecken Raumes gleichfalls variiert, und zwar von 0 m bis zu 56 m Länge. In Figur 1 ist die zeichnerische Grundlage für die Ermittlung der Schwimmlagen des Körpers sowie des frei beweglichen Wassers dargestellt. In Fig. 2 stehen übereinander die zugehörigen Stabilitätskurven und zwar oben für $l = 0$ m, also für das intakte Schiff, darunter diejenigen für $l = 10$ m, 28 m und 56 m. Für jede Lecklänge sind die Stabilitätskurven für $T = 8$ m, 10 m, 12 m und 14 m gezeichnet. Ein Blick auf diese Kurven zeigt sofort, daß mit zunehmender Länge des Lecks der Winkel der maximalen Überneigung während des Vollaufens zunimmt, daß dieser Winkel bei flachem Tiefgang am größten ist, daß er mit wachsendem

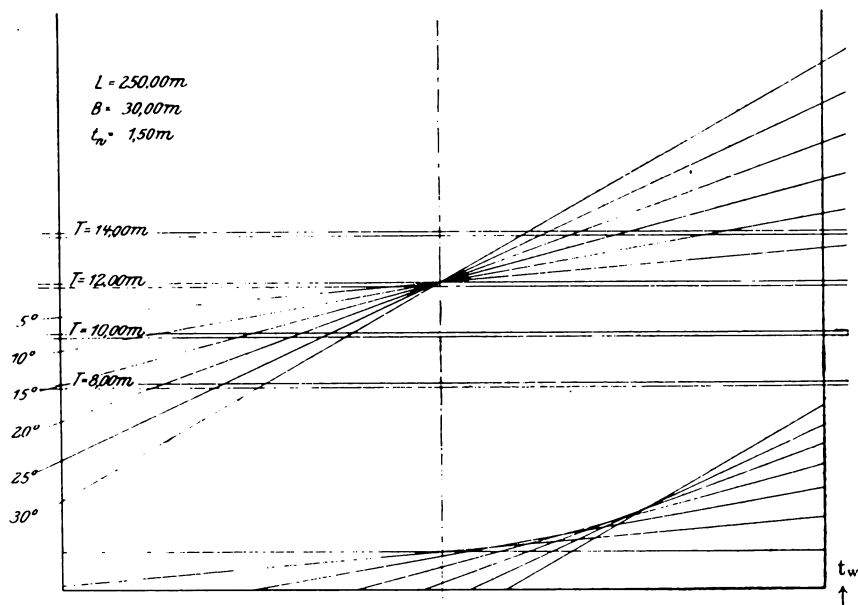


Abb. 1.

Schiffstiefgang stark abnimmt. Damit dürfte die Behauptung des Herrn Rudloff unhaltbar sein, daß der Tiefgang des Schiffes auf die Leckstabilität ohne Einfluß sei. Im einzelnen:

Beim 10 m langen Leck findet eine Überneigung des Schiffes kaum statt,
 beim 28 m langen Leck neigt das Schiff während des Einströmens der angenommenen 1,5 m hohen Wassermenge bei einem $T = 8$ m bis etwa 11° über,
 bei $T = 10$ m nur bis 8° ,
 bei $T = 12$ m nur bis 6° , und bei $T = 14$ m etwa bis 3° .

Beim 56 m langen Leck ergibt sich die Überneigung für $T = 8$ m zu etwa 17° , für $T = 10$ m zu etwa $15,5^\circ$, für $T = 12$ m zu etwa 14° und für $T = 14$ m nur noch zu etwa 12° . Diese Überneigungen sind natürlich nur vorübergehend, bei weiterem Vollaufen des lecken Raumes richtet sich das Schiff wieder auf, das ergibt sich sowohl aus den Untersuchungen des Herrn Vortragenden, wie aus meinem Abbild 3.

In Abb. 3 sind die Ergebnisse der analogen Untersuchungen dargestellt wie in den Abb. 1 und 2, nur mit dem Unterschied, daß jetzt das Leckwasser mit 6 m Höhe im lecken Raum angenommen ist. Die obere Kurvenschaar gilt für ein 28 m langes Leck,

die untere für ein 56 m langes. Das Resultat der oberen Figur zeigt, daß bei $T = 8$ m das Schiff jetzt nur bis 10° überneigt, bei allen größeren Tiefgängen aber schon wieder aufrecht schwimmt. Bei der unteren Figur, $l = 56$ m, neigt das Schiff bei $T = 8$ m bis etwa 23°

Hebelarme der Stabilität für verschiedene Lecklänge und verschiedene Tiefgänge.

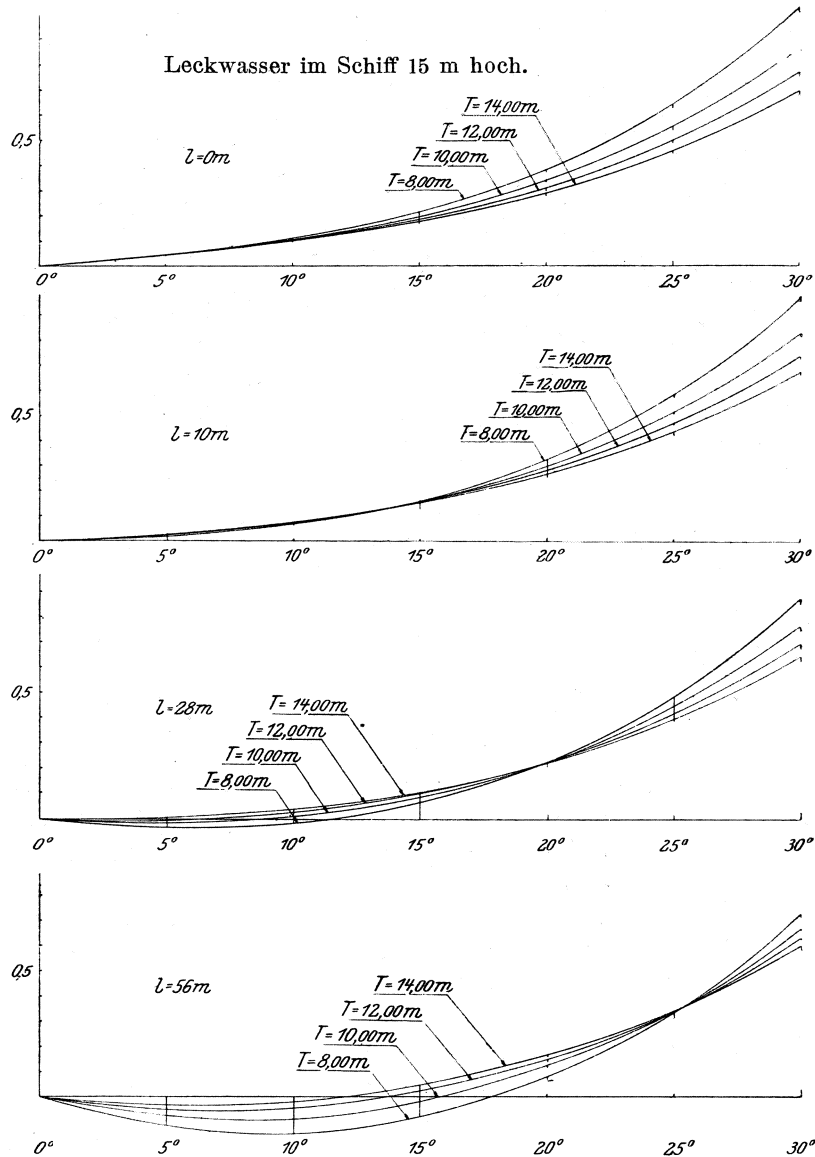


Abb. 2.

über, bei $T = 10$ m nur noch bis etwa 12° , während es für die anderen Tiefgänge $T = 12$ m und $T = 14$ m schon wieder aufrecht schwimmt.

Die Untersuchung beweist, daß auch während der Periode des Vollaufens der Tiefgang des Schiffes von entscheidendem Einfluß ist auf die Stabilität während des Vollaufens und auf den Win-

kel der größten Neigung, den das Schiff in dieser Phase ausführt. Für das vorliegende Schiff liegt der kritische Tiefgang etwa bei 11,0 m, er deckt also die Stabilität auch während des Vollaufens bei 56 m langem Leck. Nun ist klar, daß die Periode des Vollaufens in jedem Falle eine vorübergehende Erscheinung ist, während die Periode des Vollgelaufenseins den Dauerzustand darstellt. Während des Vollaufens wird das Schiff sich überneigen, am stärksten im Anfang dieser Periode, mit zunehmendem Vollaufen aber nimmt die Stabilität zu und ist schon geraume Zeit vor dem Endzustand, jedenfalls aber beim Vollgelaufensein, positiv, vorausgesetzt, daß das Schiff einen kritischen Tiefgang hatte. Die Phase des Vollaufens vollzieht sich aber um so rascher, je größer das Leck ist. Es fragt sich nun, welche Periode die gefährlichere ist. Beide sind zu untersuchen. Hat das Schiff einen kritischen Tiefgang, so ist auch bei jeder Lecklänge die Anfangsstabilität nach dem Vollaufen gewährleistet, hat es diesen Tiefgang nicht, so wird

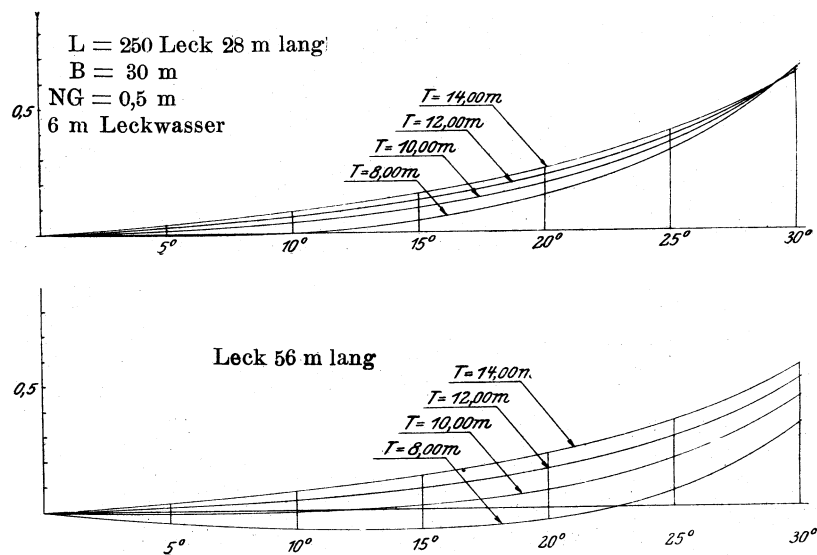


Abb. 3.

es in dieser Periode entweder eine Schlagseite annehmen oder kentern, was um so eher zu befürchten ist, weil der Freibord, sobald das Schiff bis zur Margin of safety line abgesunken ist, nur sehr gering ist.

Während der Periode des Vollaufens wird das Schiff mit dem kritischen Tiefgang immer sicherer sein, als das Schiff mit einem geringeren Tiefgang, zumal in dieser Phase die stärkste Überneigung im Anfang des Vollaufens stattfindet, hier aber der Freibord noch fast unverbraucht und groß ist, und größere, vorübergehende Neigungen zuläßt. Hat das Schiff aber in dieser Periode den kritischen Tiefgang nicht, dann kommt es auch in dieser Phase in weit größere Gefahr, umzufallen. Ich habe in meinen bisherigen Untersuchungen über den Tiefgangseinfluß nur die zweite Phase, den Dauerzustand nach dem Vollgelaufensein betrachtet, weil ich mir sagte, daß unter allen Umständen Wert darauf zu legen ist, in diesem Dauerzustand ein aufrecht schwimmendes Schiff zu haben. Diese Schwimmlage gewährleistet aber unter allen Umständen der kritische Tiefgang. Die diesen Betrachtungen zugrunde gelegten Annahmen sind sehr ungünstig gewählt. Im lecken Raum ist absolut frei bewegliche Wasseroberfläche angenommen, das trifft be-

kanntlich in Wirklichkeit nur sehr selten zu. Die Richtigkeit meiner Rechnungen habe ich übrigens 1917 an dem Modell des „George Washington“ nachgewiesen. Mancher der Herren wird sich dieser Vorführung noch entsinnen. Während des Vollaufens neigte sich das Schiff etwas über, beim kritischen Tiefgang nur wenig, beim leichten Tiefgang mehr. Nach dem Vollaufen war es beim kritischen Tiefgang stabil, beim kleinen Tiefgang unstabil.

Wir sprechen aneinander vorbei. Hier ist nur 0,5 metazentrische Höhe angenommen aus dem Grunde, weil ich der Ansicht bin, daß 0,8 viel zu hoch ist, wenn es auch in Ihrer Rechnung für „Vaterland“ angegeben ist. Ich habe nur 0,5 angenommen.

Also noch einmal wiederholt: Ich habe die Phase des Vollgelaufenseins betrachtet, und da lege ich Wert darauf, daß dann das Schiff aufrecht schwimmt — aufrecht schwimmt, wenn der Raum vollgelaufen ist. Und das ist unter allen Umständen durch die richtige Wahl des Tiefgangs erreichbar zweifellos für jede Lecklänge. Es kann, wenn Sie extreme Werte nehmen, dabei herauskommen, daß Sie einen Tiefgang errechnen, der in unseren Gewässern nicht möglich ist! Aber im allgemeinen haben unsere Handelsschiffe schon den sogenannten kritischen Tiefgang, wenn man ihn in der Weise auffaßt, wie ich es vorher definiert habe. Da brauchen wir gar nicht soviel zu ändern. Nur bei den ganz großen und breiten Schiffen kann es vorkommen, daß der kritische Tiefgang Schwierigkeiten bereitet. Das Verhältnis L : B spielt dabei eine große Rolle, wie ich nachgewiesen habe. Ich habe diesen Tiefgang ermittelt, und habe die Formel zur Diskussion gestellt.

Es kommt aber nun der letzte Punkt noch in Betracht. Jetzt müssen wir für den Fall des Vollgelaufenseins die Schwingungsstabilität ermitteln. Meine Herren, da habe ich gegenüber den heutigen Schottvorschriften große Bedenken. Und ich bin in diesen Bedenken unterstützt worden durch den Ihnen vielleicht bekannten Vortrag von Bruhn, der sagt, wenn wir bis zur margin of safety line die Schiffe wegsinken lassen, wie es nach der Schottenkurve üblich und möglich ist, daß dann ein so geringer Freibord vorhanden ist, daß bei Schwingungen die Frage des Kenterns des Schiffes nicht gedeckt ist. Auch das habe ich schon damals angedeutet und wollte es weiter durchrechnen. Aus den bekannten Gründen des Krieges bin ich nicht dazu gekommen.

Ich glaube also, daß die scheinbaren Widersprüche, in die wir hier geraten sind, sich dadurch leicht werden lösen lassen, wenn wir alle auf diesem Gebiete noch weiter arbeiten und vor allem auch miteinander in Fühlung bleiben, damit das, was der eine arbeitet, durch das, was der andere gearbeitet hat, ergänzt wird. Und ich möchte zum Schluß hinsichtlich der Unsinkbarkeit der Schiffe wieder auf das zurückkommen, was ich damals vor sieben Jahren in meinem Vortrage gesagt habe und was damals so heftig angegriffen wurde, was heute aber anerkannt ist, nämlich: „daß es erforderlich ist — ich lese das aus meinem damaligen Vortrag wörtlich ab —, für jeden einzelnen Fall, also für jedes einzelne Schiff eine seinen Betriebsverhältnissen entsprechende genaue Leck- und Stabilitätsrechnung vorzunehmen und festzustellen, ob die wasserdichte Unterteilung für den ungünstigsten Fall genügt oder nicht.“ (Lebhafter Beifall.)

Herr Dipl.-Ing. Erich Koch:

Meine Herren! Jeder, der sich mit der Leckstabilität befaßt hat, wird den Vortrag von Herrn Geheimrat Rudloff mit großem Interesse gelesen haben. Mich hat er besonders insofern interessiert, als ich selbst im Jahre 1913 in einem kurzen Artikel im „Schiffbau“ auf die Möglichkeit der Untersuchung der Leckstabilität während der Periode des Vollaufens auf analytischem Wege hingewiesen habe. Ich habe damals geometrische Körper zum Teil mit denselben Formeln wie Herr Geheimrat Rudloff unter-

sucht. Ich habe meinen Standpunkt über diese Untersuchung dahin zusammengefaßt, daß ich sagte: es kann bei derartigen Untersuchungen immer nur darauf ankommen, auf die Wichtigkeit einer genauen Festlegung der Grundlagen, also z. B. der Lage der Abzüge, in einem konkreten Falle hinzuweisen. Von diesem Gesichtspunkte aus möchte ich auch meine jetzigen Ausführungen betrachtet wissen.

Zu den Formeln für Schwimmkörper mit senkrechten, geraden Seitenwänden möchte ich bemerken, daß sie auf einer breiten Basis beruhen. Es gibt nämlich einen Satz, daß für alle Schwimmkörper mit senkrechten Seitenwänden, gleichgültig wie die Wasserlinie geformt ist, die Deplacementschwerpunkts-Oberfläche, also die Fläche, die sich ergibt, wenn man den Schwimmkörper in beliebigen Richtungen neigt, ein elliptisches Paraboloid ist. Wenn wir eine gewöhnliche Stabilitätsrechnung ausführen, der wir eine ebene Bewegung zu Grunde legen, dann ergibt sich, daß die Projektion der Deplacements-Schwerpunktskurve auf die Neigungsebene eine Parabel ist.

Aus dieser Tatsache läßt sich dann die Formel ableiten, die Herr Geheimrat Rudloff ebenfalls abgeleitet hat, nämlich

$$(FM) \varphi = \frac{J}{v} \left(1 + \frac{v g^2}{2} \right),$$

und zwar gilt diese Formel für jede beliebige Neigung des Schwimmkörpers unter Einsetzung des der Neigung entsprechenden Trägheitsmomentes J . Ich verweise hierzu auf die französischen Lehrbücher von Bourdelle und Clauzel. Auch Biles bringt diese Formel, die ja auch der Commentzschen Krängungsformel zugrunde liegt, allerdings nicht unter dem Kapitel über die Stabilität, sondern unter dem Kapitel Schwingungen; er benutzt sie, um die Differential-Gleichung für die Schwingungen des Schiffskörpers zu integrieren.

Was die theoretische Behandlung der Leckstabilität anlangt, so stimme ich Herrn Geheimrat Rudloff vollkommen darin bei, daß sie außerordentlich einfach ist, allerdings nur, wenn man lediglich die statischen Verhältnisse untersucht. Es läßt sich die Theorie der statischen Leckstabilität in den Satz zusammenfassen: die statische Stabilität eines lecken Schiffes ist größer oder kleiner als die des intakten, je nachdem, ob das Metazentrum oder für endliche Neigung das sogenannte falsche Metazentrum — die Franzosen Clauzel und Bourdelle nennen es den metazentrischen Punkt; es ist der Punkt, den Herr r. Wrobel mit $M\varphi$ bezeichnet — also ich sage: die Stabilität eines lecken Schiffes ist größer oder kleiner als die des intakten, je nachdem, ob das Metazentrum (oder für endliche Neigungen das falsche Metazentrum) des Leckwassers unter oder über dem Metazentrum (oder für endliche Neigungen unter oder über dem falschen Metazentrum) der Tiefertauchungsschicht liegt.

Für kleine Wassermengen tritt an Stelle des Metazentrums der Tiefertauchungsschicht das Differential-Metazentrum. Aber mit Bezug auf Seite 11 des gedruckten Vortrags möchte ich betonen, daß der Ausdruck Differential-Metazentrum nur für unendlich kleine Tiefertauchungen gilt.

Dann hat Herr Geheimrat Rudloff nach Seite 442 gesagt — er hat das allerdings dem gesprochenen Vortrag anders ausgedrückt —: „Viel wichtiger als die Untersuchung für den Endzustand ist die Periode des Vollaufens.“ (Herr Geheimrat Rudloff: „das habe ich schon zurückgenommen in meinem mündlichen Vortrag.)

Daß die Anfangsstabilität bei vollgelaufener Abteufung ein Maximum ist, ist ein Satz, den 1912 Cannon in seinem Vortrag für einen bestimmten Schiffskörper bewiesen hat; bei senkrechten Seitenwänden gilt er allgemein, wenn Außen- und Innenwasserstand gleich sind, und zwar läßt sich das aus dem allgemeinen Prinzip der Leckstabilität, das

ich vorhin erwähnt habe, ableiten. Es fällt nämlich bei senkrechten Seitenwänden und ausgeglichenem Wasserstand das Metazentrum der unendlich dünnen Tiefertauchungsschicht und dasjenige der unendlich kleinen Leckwasserzunahme in die Schwimmebene selbst, d. h. in die gleiche Höhe, d. h. eine unendlich kleine Vermehrung oder Verminderung des Leckwassers bewirkt eine Verminderung der Anfangsstabilität um eine unendlich kleine Größe, d. h. die Anfangsstabilität muß ein Maximum sein, wenn Außen- und Innenwasserstand ausgeglichen sind. Aber ich möchte nochmals betonen, daß das, streng genommen, nur bei Schiffen mit senkrechten Seitenwänden gilt. Es trifft allerdings, wie Cannon an einem bestimmten Schiffskörper nachgewiesen hat, nahezu auch bei normalen Schiffformen zu.

Nun zum Einfluß des Tiefganges. Herr Geheimrat Rudloff sagt auf Seite 26: „Und hieran kann ein wie auch immer gewerteter Tiefgang nichts ändern, da er auf die Kentermomente keinen Einfluß ausübt.“ Aber schon aus der Formel für das Kentermoment, wie ja auch Herr Geheimrat Flamm bereits sagte, erkennt man, daß der Tiefgang doch einen Einfluß haben muß, denn es ist darin die Größe $v \cdot c \cdot S$ enthalten, und diese Größe wächst mit dem Tiefgang.

Um nun diesen Einfluß des Tiefgangs noch in einem bestimmten Fall zu untersuchen, habe ich aus den im Vortrag von Cannon gegebenen Kurven die Stabilitätswerte berechnet und in räumlicher Darstellung aufgetragen, und zwar für zwei verschiedene Tiefgänge. Die obere, ausgezogene Fläche stellt die Hebelsarme der statischen Stabilität dar für einen Tiefgang, der um zwei Fuß drei Zoll größer ist als der für die untere, gestrichelte, und zwar ist die metazentrische Höhe des intakten Schiffes in beiden Fällen gleich. Man sieht deutlich, daß die Zunahme des Tiefganges eine Vergrößerung der Stabilität herbeiführt. Zur Erläuterung der Figur möchte ich noch erwähnen, daß in der x-Richtung

Hebelarme der statischen Stabilität für 2 verschiedene Tiefgänge des intakten Schiffes und verschiedene Füllungen des lecken Raumes.

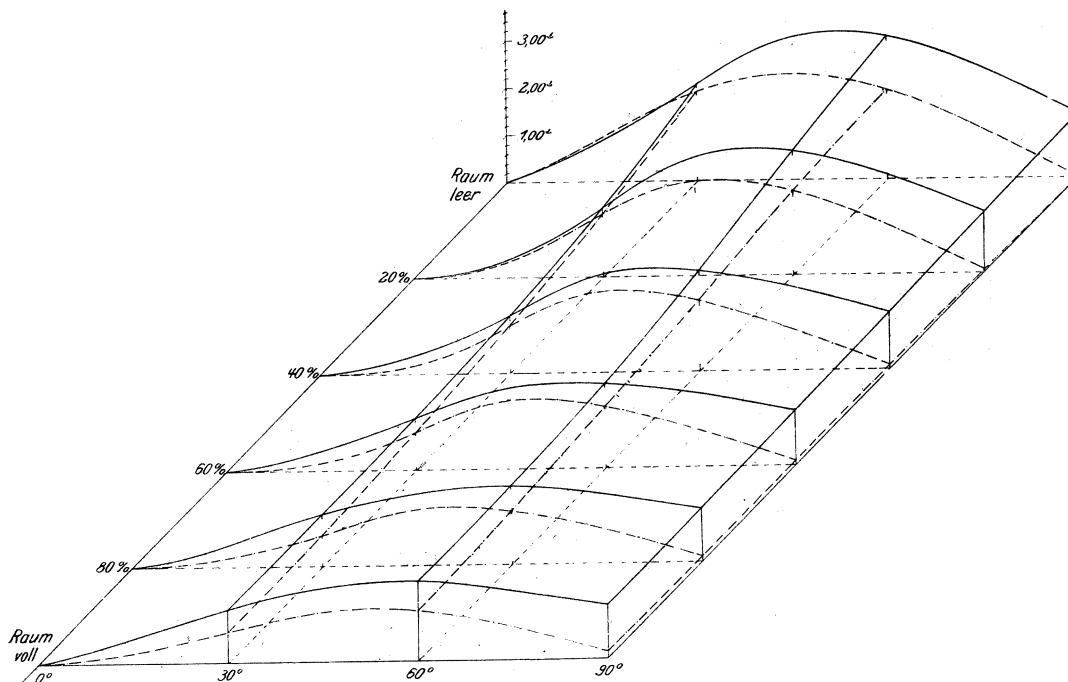


Abb. 4.

die Prozentsätze der Füllung des lecken Raumes mit Wasser abgesetzt sind. Da der Tiefgang in beiden Fällen verschieden ist, entsprechen zwei zu demselben Füllungsgrade gehörige Kurven nicht der gleichen Leckwassermenge, sondern die ausgezogene Kurve, die dem größeren Tiefgang entspricht, gilt für eine größere Leckwassermenge als die gestrichelte für den kleineren Tiefgang. Man sieht aus dieser Darstellung gleichzeitig, daß mit Wachsen des Wasserstandes im lecken Raum die metazentrische Höhe zunimmt, denn die metazentrische Höhe ist ja gegeben durch die Anfangsneigung der Stabilitätskurve gegen die Abzissenachse. Sowie ein geringer Prozentsatz Wasser einströmt, nimmt die Anfangsstabilität rasch ab, sie fällt sogar, wenn ganz wenig Wasser eingedrungen ist, sprunghaft. Dann nimmt die Anfangsstabilität bei beiden Tiefgängen allmählich wieder zu bis, wie Sie hier sehen, wo der Raum vollgelaufen ist, wo Innen- und Außenwasserstand ausgeglichen sind, das Maximum erreicht wird. Nun, der Vergleich des Stabilitätsumfangs ergibt das Umgekehrte, er ist zunächst, bei geringer Leckwassermenge, größer als zuletzt, wenn der Raum gefüllt ist.

Meine Herren, schon diese beiden Tatsachen zeigen, wie wichtig es ist, daß man sich über die Grundlagen der Stabilitätsverhältnisse durch Rechnungen durchaus Klarheit verschaffen muß.

Alles, was ich bisher hier angeführt habe, gilt nur für die Untersuchung der statischen Stabilität. Die Untersuchung der Schwingungen Leckwasser enthaltender Schwimmkörper ist ja außerordentlich kompliziert. Ich bin der Meinung, daß hier unbedingt Versuche die dringend erwünschte Aufklärung bringen müssen. Der Anfang ist bereits durch Cannon in England gemacht. Er hat allerdings bisher nur die Einwirkungen des Wassers in einem Doppelboden auf die Schwingungsstabilität untersucht.

Zum Schluß noch eine Bemerkung über die im Kriege gesammelten Erfahrungen bezüglich des Kenterns bzw. Nichtkenterns der lecken Handelsschiffe, die Herr Geheimrat Rudloff erwähnte. Wie Herr Professor Laas schon gestern sagte, haben wir uns im Kriege daran gewöhnt, auf Grund unsicherer Meldungen Entschlüsse zu fassen. Wir haben uns aber im Felde auch daran gewöhnt, eigene Nachrichten über Verhältnisse beim Feind immer skeptisch zu betrachten und durch Nachrichten vom Feinde selbst zu ergänzen und zu berichtigen. Und da liegt uns zur Frage des Kenterns der Handelsschiffe eine englische Ergänzung zu den von Herrn Geheimrat Rudloff angeführten Äußerungen in einem Vortrage von Wall vor der Institution of Naval Architects aus dem Jahre 1916 vor, die besagt, „daß mit Rücksicht auf die Anzahl der im Kriege infolge Havarien gekenterten Schiffe es wahrscheinlich sei, daß der Leckstabilität in Zukunft mehr Aufmerksamkeit geschenkt werde.“ Diese Äußerung und die zahlreichen Arbeiten, die auf diesem Gebiete in den letzten Jahren erschienen sind, lassen es mir sicher erscheinen, daß eine Prüfung der Leckstabilität durch Rechnungen in einem bestimmten Falle unbedingt erforderlich ist. (Beifall.)

Herr Dr.-Ing. Probst in Hamburg sandte brieflich die folgende Mitteilung ein:

Die außerordentliche Zweckmäßigkeit des MG_{σ} -Wertes als Maß für die Stabilität kann ich aus mehrjähriger Erfahrung heraus bestätigen, und ich möchte Ihnen dafür folgendes interessante Beispiel anführen:

Bei den zahlreichen Kontrollrechnungen über die Stabilität schlingender Schiffe, die ich vor einigen Jahren auf der Werft von Blohm und Voß im Zusammenhang mit der Anwendung der Frahmischen Schlingertanks angestellt habe, erwies es sich häufig als unmöglich, die auf Grund der Tiefgangs- und Belastungsangaben der Schiffsjournale errechneten MG -Werte mit den beobachteten Schwingungsperioden in Einklang zu bringen.

und zwar waren die Perioden gewöhnlich schneller als es nach den MG-Werten zu erwarten war. Da ein wesentlicher Fehler in der Berechnung des Trägheitsradius nach allen sonstigen Erfahrungen ausgeschlossen war, so konnten die Differenzen nur dadurch aufgeklärt werden, daß die Stabilität für endliche Neigungen genauer untersucht wurde. Dies wurde für eine ganze Reihe von Schiffen mittels der MG_{γ} -Werte durchgeführt und ergab überraschende Ergebnisse:

Es zeigte sich nämlich, daß für Schiffe mit kleiner Anfangsstabilität die Steigerung des MG-Wertes für tatsächlich auf See beobachtete endliche Neigungen 100 % und mehr betragen kann. Bei größeren Anfangsstabilitäten ist die prozentuale Steigerung naturgemäß geringer. Am ausgeprägtesten war die Steigerung bei Schiffen mit gleichzeitig großem Stabilitätsumfang, wie z. B. dem „Imperator“. Der MG-Wert bei diesem Schiff steigt z. B. von 0,40 m in der aufrechten Lage auf: 0,525 m bei 10°

0,870 m bei 20°

1,410 m bei 30° usw.

Die Steigerung beträgt also im letzten Falle, der durchaus noch im Bereiche der Möglichkeit liegt, über 250 % !

Die Schwingungsperiode des Dampfers wächst damit allerdings nur in sehr viel geringerem Maße, nämlich von 1,65 Doppelschwingungen pro Minute bei 0°

auf 1,75 „ „ „ „ 10°,

„ 1,95 „ „ „ „ 20°,

„ 2,20 „ „ „ „ 30°.

wenn man für die Schwingungsperiode das Mittel der Stabilitätsmomente zwischen 0° und dem Endwinkel zugrunde legt. Immerhin ist die Steigerung doch so bedeutend, daß sie zur Aufklärung der beobachteten Unstimmigkeiten zwischen Anfangsstabilität und Schwingungsperiode völlig ausreicht.

Es ist klar, daß weder die gebräuchlichen Hebelarme der statischen, noch die der dynamischen Stabilität, die beide mit 0° beginnen, ein gleich klares Bild über die schnelle Änderung der Stabilitätseigenschaften dieses Schiffes bei endlichen Neigungen geben können, wie es die MG_{γ} -Kurve tut. Diese MG_{γ} -Werte sind deshalb bei derartigen Rechnungen schon vor 6 Jahren ausgiebig von mir angewandt worden, und ich kann sie allen interessierten Fachkreisen nur angelegentlichst empfehlen.

Herr Geheimrat Rudolf-Berlin (Schlußwort):

Meine Herren! Was ich Ihnen vorgetragen habe, beruht größtenteils auf meinen Lebenserfahrungen und eigenen Studien, aus Büchern habe ich dabei nicht viel geschöpft. Als ich vor 50 Jahren die Gewerbeakademie besuchte, gab es noch keinen Professor Flamm, da war der theoretische Schiffbau erst im Entstehen und später mußten wir uns neben der meist recht anstrengenden Betätigung im praktischen Beruf von den Ergebnissen der wissenschaftlichen Forschungen das aneignen, was wir brauchten, und halfen wohl auch mit, dieselben zu vermehren. Und so ist es mir eine Freude, daß Sie den Vortrag beifällig aufgenommen und mir eigentlich nur wenig zu beantworten gegeben haben.

Wenn ich anführte, daß ein wie auch immer gearteter Tiefgang die Vorgänge im Anfang der Havarie nicht günstiger gestalten würde, so meinte ich unter Bezugnahme auf meine Beispiele damit, daß bei einer Verminderung der Breite und entsprechenden Vergrößerung des Tiefgangs des im übrigen gleichen Schiffes, das Stabilitätsmoment für den intakten Zustand mehr abnehmen würde, als der Ausdruck

$L B^2$

12

Was den kritischen Tiefgang betrifft, so habe ich Professor Flamm immer nur

so verstanden, daß er denselben bei Schiffskonstruktionen angewendet haben wollte, denn sonst hätte derselbe als Grundlage für die Sicherheit gegen das Kentern keinen rechten Sinn. Wenn ich mich da geirrt habe, so liegt das doch mehr an der geschickten Art des Professor Flamm, bei seinen Behauptungen sich bis zu einem gewissen Grade freie Hand zu lassen. Für das Rechnen bin auch ich immer gewesen, aber mit allgemeinen Gleichungen und Kurven ist es allein auch nicht getan und die Anwendung auf konkrete Fälle der Praxis zeigt häufig erst, was möglich ist, und so bin ich denn zu der Ansicht gekommen, daß man den kritischen Tiefgang nicht zur Grundlage für die Sicherheit der Schiffe machen könne. Nichtsdestoweniger möchte ich nochmals auf die Verdienste des Professor Flamm um die Feststellung dieses neuen Begriffs hinweisen.

Vom Dipl.-Ing. Wittmaack wurde mir die Mitteilung gemacht, daß er die Gleichung für den kritischen Tiefgang in ihrer letzten Form zuerst gebracht habe und zwar in seinem Beitrag zu unserem Jahrbuch für 1917. Aber der Grundgedanke stammt doch von Flamm und dieser hat ja selbst schon davon gesprochen (Geheimrat Flamm: Ja, ja, das ist schon erledigt. Wir haben uns ausgesprochen und das ist im Schiffbau veröffentlicht). Ich bedauere, daß ich auf die interessante Arbeit nicht eingehen konnte, sie bringt so manches, was mit meinen Ausführungen im Zusammenhang steht und diese teilweise noch ergänzen könnte, aber mein Vortrag war ja ohne das schon lang genug.

Dem Herrn Kollegen Weber danke ich bestens für die freundliche Beurteilung meiner Arbeit. Wenn Prof. Weber auf Mängel in der Bezeichnung einzelner Werte hinweist, so bedauere ich meine Ungeschicklichkeit, im Schiffbau ist aber in dieser Beziehung überhaupt noch nicht alles geordnet. Als vor Jahren eine Kommission unserer Gesellschaft sich bemüht hatte, einheitliche Bezeichnungen für den Schiffbau festzustellen, bat ich bei Überreichung der Zusammenstellung gelegentlich einer Sitzung unsere Mitglieder, nunmehr auch nach derselben zu verfahren. Aber ich glaube nicht, daß unsere Vorschläge sehr beachtet worden sind.

Meine Herren! Ihnen allen danke ich nochmals für die beifällige Aufnahme meines Vortrags; daß meine Ausführungen im allgemeinen Ihre Zustimmung erfuhren, war mir eine große Freude.

Aber über meine Pontons muß ich Professor Flamm doch noch sagen, daß dieselben schon umfielen, wenn verhältnismäßig noch wenig Wasser eingelassen war und nicht erst, wenn sie versenkt waren. (Heiterkeit und lebhafter Beifall.)

Herr Dr.-Ing. Commentz (Schlußwort):

Meine sehr geehrten Herren! Nur für zwei Worte möchte ich Ihre Geduld noch in Anspruch nehmen.

Mit Bezug auf die Ausführungen von Herrn Achenbach möchte ich doch noch einmal betonen, daß es sich um vollkommen verschiedene Begriffe handelt, die durch Herrn Achenbach und durch Herrn Dr. Wrobbel zur Besprechung gekommen sind, und da kann natürlich keine Übereinstimmung zwischen den Ansichten herbeigeführt werden. Die Herren werden aber wohl darüber auch ins Klare kommen, ohne daß ich weiter hierauf eingehe.

Herrn Koch möchte ich mit Bezug auf die Formel für die Schiffe mit geraden Wänden entgegen, daß die Tatsache, daß die Kurve der Verdrehungsschwerpunkte bei geradwandigen Schiffen eine Parabel ist, selbstverständlich alt und bekannt ist, auch daß vielleicht die Formeln, die ich gebracht habe, schon irgendwo einmal veröffentlicht worden sind. Ich habe sie nicht gekannt. Aber ich halte sie für außerordentlich brauchbar für die Praxis, und es sollte mich freuen, wenn sie hierdurch der Öffentlichkeit weiter bekannt werden. (Lebhafter Beifall.)

Herr Dr.-Ing. W r o b b e l - H a m b u r g (Schlußwort):

Meine sehr geehrten Herren! Ich möchte zunächst Herrn Professor Weber meinen Dank für die anerkennenden Worte aussprechen, die er meinen Ausführungen gezollt hat. Auf seine Bemerkungen bezüglich der Schwingungsformel, daß es zweckmäßig wäre, diese genauer zu formulieren, möchte ich entgegen, daß es ja auch immer mit gewissen Schwierigkeiten verbunden sein wird, z. B. den Wasserwiderstand dabei zu berücksichtigen. Insofern dürfte vielleicht doch eine genauere Formel nicht zu dem Ziele führen, das Herr Professor Weber sich von dieser genaueren Formel verspricht.

Bezüglich der Ausführungen des Herrn Achenbach möchte ich nur kurz bemerken, daß ich gestern versucht habe, als Herr Achenbach an mich herantrat und mich auf eine Ungenauigkeit seiner Ausführungen aufmerksam machte (Herr Dipl.-Ing. A c h e n b a c h : Auf einen Schreibfehler!) — auf einen Schreibfehler seiner Ausführungen an der Tafel aufmerksam machte, mich mit ihm sachlich über diese Angelegenheit auszusprechen. Es ist leider dazu nicht gekommen. An mir hat es nicht gelegen. Jedenfalls bin ich heute genau so weit wie gestern. Ich kann nicht anerkennen, daß die $(M G)_\eta$ -Kurve den von Herrn Achenbach angedeuteten Verlauf nimmt.

Was Herr Achenbach mit dieser Kurve meint, ist mir bis jetzt immer noch nicht klar geworden. Es mag sich um eine Kurve handeln, die vielleicht tatsächlich eine mathematische Berechtigung hat. Aber es ist mir leider bisher noch nicht gelungen, den Grund für den Verlauf dieser Kurve aus seinen Ausführungen herauszulesen. Seine Behauptung, daß ich der Ansicht gewesen wäre, bzw. behauptet hätte, das Metazentrum, errechnet aus Trägheitsmoment der Wasserlinie und Verdrängung läge auch für größere Neigungswinkel auf der vertikalen Symmetrielinie, entspricht nicht den Tatsachen, insofern, als ich ausdrücklich darauf hingewiesen habe, vor allen Dingen auf die Ausführungen von Herrn Dr. Commentz. Es bedarf z. B. nur der Nachlesung der Abbildung 6 des Commentzschen Vortrages. Wenn Herr Achenbach den Commentzschen Vortrag eingehend studiert hätte, dann würde er überall die Mängel, die er an meinem Vortrag auszusetzen beliebte, durch diesen aufgeklärt gefunden haben.

Bezüglich der Ausführungen des Herrn Geheimrat Flamm freue ich mich, feststellen zu können, daß Herr Geheimrat Flamm, wenn ich so sagen darf, doch etwas das Ruder herumgelegt hat und auch den Ausführungen seiner Gegner etwas näher gekommen ist. Ich habe hier gerade vor mir die Abhandlung des Herrn Geheimrat Flamm liegen, auf die auch Herr Geheimrat Rudloff Bezug genommen hat, vom 22. Januar 1919, „Beitrag zur Bestimmung des kritischen Tiefganges von Seeschiffen“. Ich möchte nur auf den einen Satz Bezug nehmen: „Von seiten der Leckstabilität ist die Länge des lecken Raumes bei richtig gewähltem Tiefgang nicht begrenzt, von seiten des senkrechten Wegsinkens lediglich durch den Freibord. Es erscheint somit angebracht, jene Bestimmung beim Neudruck der Schottvorschriften fortzulassen und dafür eine Tiefgangsvorschrift einzufügen.“ Ich glaube, auch diese Ansicht wird Herr Geheimrat Flamm heute doch selbst etwas geändert haben, und ich glaube, daß, wenn wir in diesem Sinne uns in ruhiger, wirklicher Sachlichkeit aussprechen — ich habe mich außerordentlich darüber gefreut, daß Herr Geheimrat Flamm gestern Gelegenheit genommen hat, vor dem Vortrage mit mir persönlich über meine Ausführungen zu sprechen — ich glaube, daß wir in dieser Form weiter kommen werden, als wenn wir, sobald wir in wissenschaftlicher Hinsicht auf entgegengesetztem Standpunkt stehen, aus dieser Tatsache persönliche Angriffe herauszubilden suchen. (Lebhafte Zustimmung.)

Mit den Ausführungen des Herrn Koch gehe ich voll und ganz einig.

Ich möchte nur noch Gelegenheit nehmen, einen kurzen Brief des Herrn Dr. Günther

Kempf vorzulesen, der nicht Gelegenheit gehabt hat, zur Tagung der Gesellschaft zu erscheinen, der mich aber auf eine Veröffentlichung seinerseits aufmerksam gemacht hat, die ich der Schiffbautechnischen Gesellschaft nicht vorenthalten möchte. Er schreibt hier:

„Ihr Vortrag, den Sie vor der Schiffbautechnischen Gesellschaft halten werden, interessiert mich um so mehr, als ich im Schiffbau vom 8. Januar 1913, Seite 239—241, einen „Stabilitäts-Indikator“ veröffentlicht habe, der unmittelbar die $(MG)_f$ -Werte indiziert und selbsttätig in einem polaren Diagramm aufzeichnet. Der Apparat hat sich nicht nur im Unterricht, sondern auch als Kontrolle von Leckstabilitätsrechnungen bewährt und ist meines Erachtens namentlich auch geeignet, den Einfluß verschiedenartiger „Abzüge“ des lecken Raumes festzustellen, ja er ist sogar in gewissem Maße geeignet, dynamische Verhältnisse beim Leckwerden zu erforschen. Der ursprünglich für kleine Modelle gebaute Apparat wird jetzt für das Schiffbaulaboratorium der technischen Staatslehranstalten in Hamburg im großen Maßstab und für große Modelle ausgeführt.“

Darf ich zum Schluß den Herren meinen Dank dafür aussprechen, daß Sie meinen Ausführungen Gehör geschenkt haben. (Lebhafter Beifall.)

Der Vorsitzende: Herr Geheimer Regierungsrat Professor Dr.-Ing. Busley:

Herr Geheimrat Rudloff hat es unternommen, die Leckstabilität rein analytisch zu behandeln. Seine leicht verständlichen und logischen Ausführungen verdienen, wie sämtliche Redner anerkannt haben, die größte Aufmerksamkeit. Er hat sich damit den Dank aller Schiffbauer erworben, den ich ihm in aner kennendster und wärmster Weise ausspreche.

Herr Dr. Wrobbel wünscht, daß die Reeder und Schiffsführer sich mehr als bisher geschehen, um die Stabilitätsverhältnisse ihrer Schiffe kümmern. Sein Vorschlag, daß die Schiffsoffiziere Krängungsversuche mit verschiedenen Ladungszuständen anstellen, deren Ergebnisse von einer Zentralstelle gesammelt werden, würde den Schiffbauern vielleicht verwendbares Erfahrungsmaterial an die Hand geben. Beachtenswert sind auch seine Ausführungen zur Leckstabilität, deren beruhigende Wirkung allgemeine Aufmerksamkeit hervorrufen dürfte. Im Namen der Versammlung danke ich Herrn Dr. Wrobbel verbindlichst für seinen bemerkenswerten Vortrag.

Den Wert der Arbeit des Herrn Dr. Commentz werden wohl nur diejenigen unter uns voll zu würdigen wissen, die sich mit Stabilitätsberechnungen eingehender beschäftigt haben. Diese allein können auch nur ein maßgebendes Urteil haben, ob sein Vorschlag, die Krängungsversuche mit größeren Neigungen auszuführen, eine weitere Genauigkeit der Rechnungsergebnisse erwarten läßt. Höchst beachtenswert sind seine Bemerkungen über die Messungen des Winddruckes. Wir danken Herrn Dr. Commentz für seine bisherigen Forschungen auf dem Gebiete der Stabilitätsfragen auf das lebhafteste und hoffen, bald weiteres von den Versuchen zu hören, die er demnächst fortzusetzen beabsichtigt.

Beiträge.

XV. Schiffe des Mittelalters und der neueren Zeit¹⁾.

Von C. Busley.

5. Wikinger-Schiff

des neunten bis elften Jahrhunderts n. Chr.

Geschichtliche Unterlagen.

Die alten nordischen Sagen enthalten manches über den Schiffbau, wie er im nördlichen Europa besonders in Skandinavien bei den dortigen Normannen bis in das frühe Mittelalter hinein betrieben wurde. Leider genügen die Überlieferungen aber nicht, um ein vollkommenes und lückenloses Bild von den damaligen Schiffen entwerfen zu können. Erst durch die Auffindung von drei Booten, die in der zweiten Hälfte des 19. Jahrhunderts in kurzer Folge ausgegraben wurden, ist Licht in das Dunkel gebracht worden. Die drei Schiffe sind Kriegsschiffe oder Wikingerschiffe, denn „Viking“ bedeutete bei den Normannen „Krieger“. Die Normannen selbst benannten ihre hauptsächlich zum Rudern, nebenbei aber auch zum Segeln eingerichteten Kriegsschiffe ebenso wie die Alten „Langschiffe“ zum Unterschiede von den Handelsschiffen, die wahrscheinlich verhältnismäßig kürzer und nur zum Segeln eingerichtet waren, deshalb auch eine weit geringere Mannschaft besaßen.

Das erste Boot wurde im Jahre 1863 im Niedammer Moor²⁾ im Sundewitt im Herzogtum Schleswig aufgefunden. Es war noch sehr gut erhalten und steht zurzeit im Vaterländischen Museum in Kiel. Das Boot ist etwa im 4. Jahrhundert n. Chr. erbaut worden und ein reines Ruderboot.

Das zweite Boot ist in der Pfarrei Tune³⁾ bei Sarpsborg am Glommen,

1) Fortsetzung des Vortrags auf Seite 187 des Jahrbuches 1919.

2) C. Engelhardt. Nydam Mosefund. Kopenhagen 1865.

3) O. Rygh. Polytekn. Tidskr. for 1867.

nicht weit von der Küste des Kattegat. im Jahre 1867 aufgedeckt worden. Dieses Boot ist ein Segelboot, das aber auch zum Rudern eingerichtet war. Manche Teile des Bootes waren leider bereits verrottet, aber die noch erhaltenen Teile konnten nach Kristiania zur dortigen Universität verbracht und wieder zusammengesetzt werden. Die vollständigen Abmessungen lassen sich nicht mehr feststellen. Es ist nur der Kiel in ganzer Länge von 13,65 m erhalten und ein Teil des Mittelschiffes, aus dem hervorgeht, daß die Breite des Bootes etwa 4,3 m betrug. Wieviel Riemen das Boot im ganzen besaß, ist nicht mehr erkennbar, es lassen nur die auf beiden Seiten an der oberen Bordwand, soweit sie noch vorhanden ist, angebrachten Öffnungen darauf schließen, daß das Boot auch gerudert worden ist. Man nimmt an, daß dieses Boot etwa aus dem 7.—8. Jahrhundert n. Chr. stammt.

Das dritte Boot wurde im Jahre 1880 bei Gokstad am Sandefjord, der in die Bucht von Kristiania mündet, in einem alten Grabhügel ausgegraben, und dieses ist das Boot, welches ich dem Modell des Wikingerschiffes zugrunde gelegt habe, weil dessen Abmessungen sich bis auf die Länge genau feststellen lassen. Das letztere ist deswegen nicht möglich, weil das vorderste und hinterste Ende schon zerstört war, als das Boot aufgefunden wurde. Auch dieses Boot ist in Kristiania bei der dortigen Universität untergebracht. Erbaut wurde es etwa um das Jahr 900 n. Chr.

Hauptabmessungen.

Die besten Beschreibungen des Gokstader Schiffes sind von dem Archäologen Nicolaysen¹⁾ und dem bekannten Schiffbaumeister Colin Archer²⁾ veröffentlicht, von denen der letztere als Erbauer der berühmten „Fram“ für Frithjof Nansens Nordpolfahrt als Fachmann mit seinen Angaben den Vorzug verdient, aus welchem Grunde ich diese mit dem von ihm angegebenen Riß (Abb. 78) dem Modell (Abb. 74—77) zugrunde legte. Die Angaben der beiden Autoren weichen etwas voneinander ab. Sie sind folgende:

	Nicolaysen:	Colin Archer:
Länge über alles	23,80 m	23,80 m
Länge der Wasserlinie	—	22,32 m
Breite	5,10 m	5,05 m

¹⁾ N. Nicolaysen. Langskibet fra Gokstad ved Sandefjord, Kristiania 1882.

²⁾ Colin Archer. Shipbuilding a thousand years ago. Transactions of the Institution of Naval Architects, London 1881, S. 298. Taf. XXVIII.

Raumtiefe (von Oberkante Schandeckel bis Oberkante

Kiel)	1.20 m	1.75 m
Tiefgang	—	1.1 m
Verdrängung	—	28.40 t

Längsansicht.

1:200.

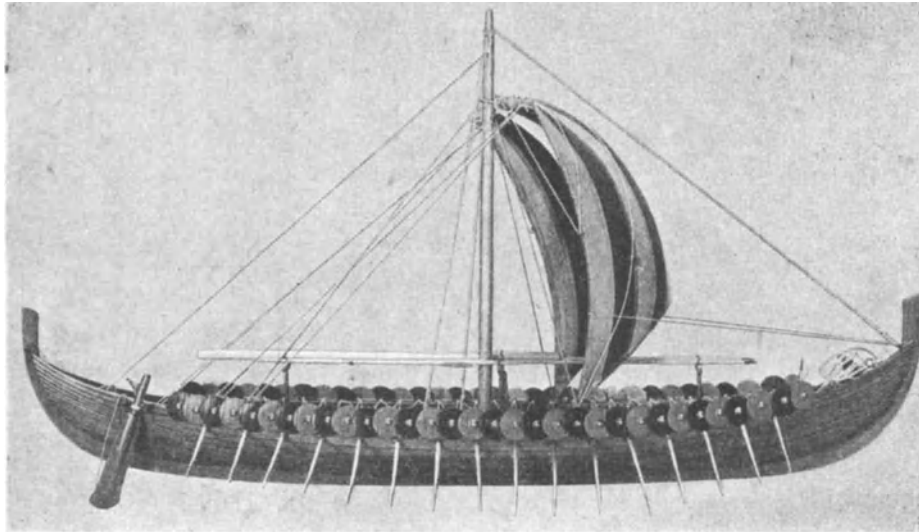


Abb. 74.

Deckansicht.

1:200.

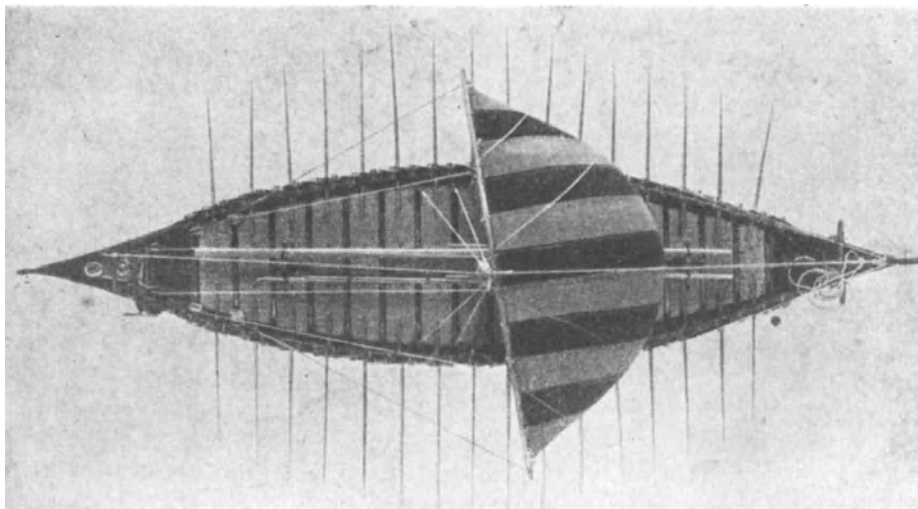


Abb. 75.

B a u a r t.

Das Schiff besteht aus Eichenholz und ist klinker gebaut. Der Kiel ist 17,37 m lang und 35,56 cm hoch, wovon 27,94 cm außerhalb und nur 7,62 cm

Vorderansicht.

1 : 200.

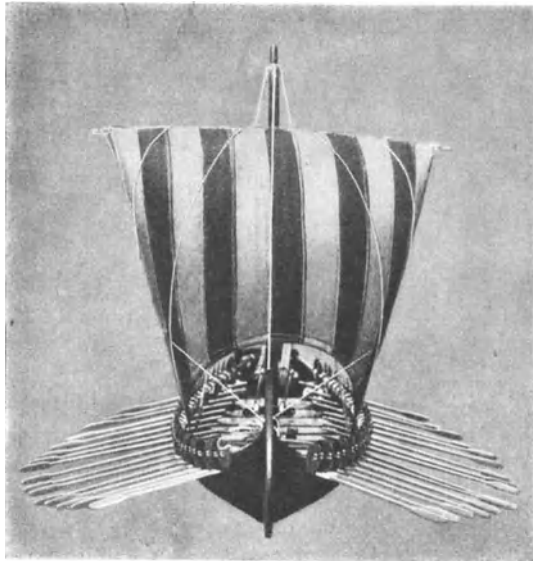


Abb. 76.

Hinteransicht.

1 : 200.

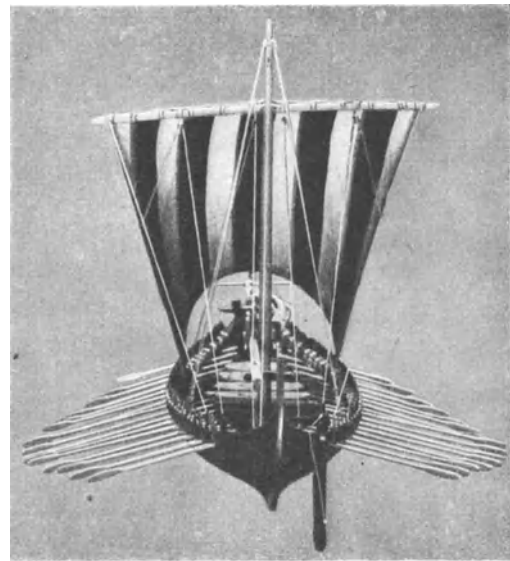


Abb. 77.

Liniendiagramm.

1 : 200.



Abb. 78.

innerhalb der Sponung liegen. An seinem oberen Ende beträgt die Dicke des Kiels 17,78 cm, an seinem unteren Ende nur 11,43 cm. An den Kiel schließen sich vorn und hinten zwei kurze Zwischenstücke, welche in den Vor-

und Hintersteven überleiten und mit beiden, ebenso wie mit dem Kiel durch Niete verbunden sind. Vor- und Hintersteven sind innen 7,62 cm und außen 5,07 cm dick. Ihre Breite beträgt außerhalb der Sponung 39,37 cm. sie scheinen sich nach oben hin noch weiter verbreitert zu haben.

Wie schon gesagt, fehlen die beiden äußersten Enden des Bootes, so daß sich die genaue Gestaltung der beiden Steven nicht angeben läßt. Die großen Wikingerschiffe trugen, wie feststeht, am Ende des Vorstevens einen Drachenkopf und als Ende des Hinterstevens eine fischschwanzähnliche Verzierung. Mit größter Wahrscheinlichkeit hat das vorliegende Boot als kleineres Kriegsschiff diese Bug- und Heckverzierungen nicht besessen, weshalb sie auch an dem Modell nicht ausgeführt worden sind.

Vorderes Schott.

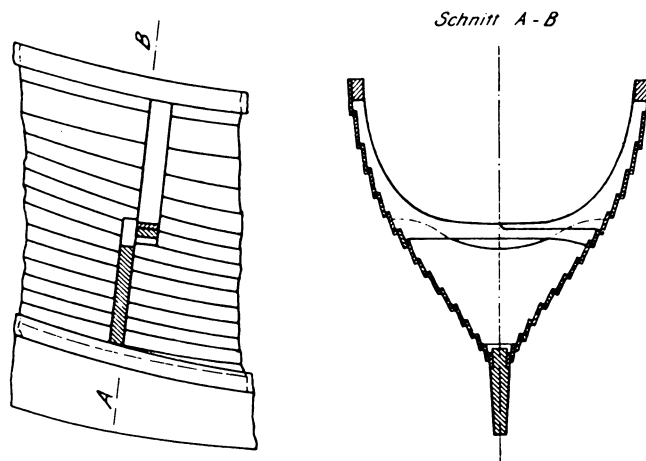


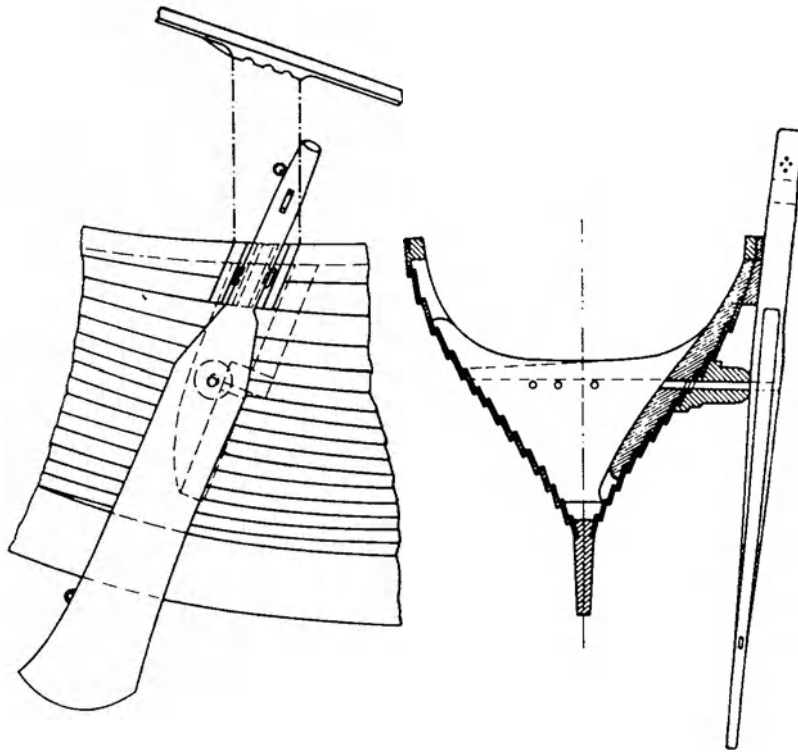
Abb. 79.

Das Vorderschiff enthält ein Schott, welches den vorderen Teil gegen den mittleren abschließt (Abb. 79). Neben diesem Schott liegt oben auf jeder Schiffsseite ein Knie, das bis zum obersten Plankengang hinauf langt. Ein zweites Schott ist im Hinterschiff angeordnet (Abb. 80), das mit der für das Ruder bestimmten Verstärkung verbunden ist. Es enthält drei Löcher, in denen das Aufhängetau des Ruders befestigt wurde.

Die Spanten, ihrer Zahl nach 19, bestehen aus eichenen Hölzern, die in einem Stück von der einen Schiffsseite bis zur anderen reichen. in ihrer Mitte am Kiel etwa 10 cm stark sind und sich nach ihren oberen Enden bis zu etwa 7,5 cm Durchmesser abrunden. Ihre mittlere Entfernung voneinander

beträgt rund 1 m (Abb. 81). Die äußere Seite der Spanten, gegen welche sich die Außenhautplanken anlehnen, ist etwas abgeflacht.

Hinteres Schott.



Längsschnitt und Deckansicht.

1 : 200.

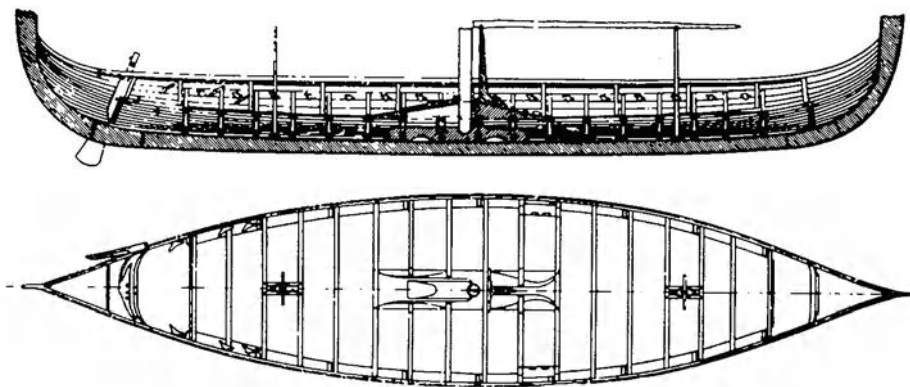


Abb. 81.

Die Spanten sind nicht am Kiel befestigt, sondern liegen auf demselben ganz frei, auf ihren oberen Enden ruhen die 18 cm breiten und 10 cm hohen

Deckbalken. Diese sind mit der Außenhaut durch gewachsene eichene Kniee verbunden, deren obere senkrechte Schenkel klinkerartig ausgearbeitet wurden, so daß sie sich dicht an die Planken anschließen und bis zum dritten oberen Plankengang hinauflangen. Die wagerechten Schenkel der Kniee sind auf den Deckbalken durch Nägel aus Eichenholz befestigt. Der Zwischenraum zwischen den Enden der auf den Deckbalken ruhenden Kniee ist durch Zwischenstücke ausgefüllt, um auf den Deckbalken eine ebene Fläche herzustellen. Diese Füllstücke sind ebenso wie die Schenkel der Kniee schmaler als die Deckbalken, und so entsteht auf diesen an ihren beiden Seiten vorn und hinten ein Absatz, auf dem die, wie bei den Ägypterschiffen, kurzen

Spur und Brücke der Zeltstützen.

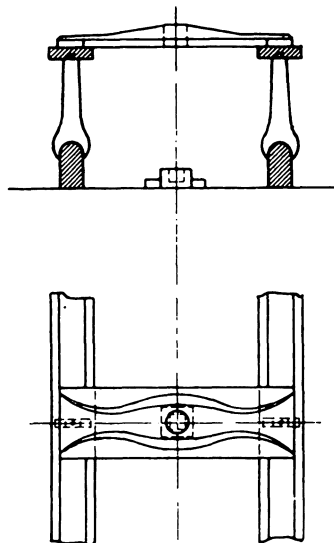


Abb. 82.

Leiste für die Zeltbändsel.

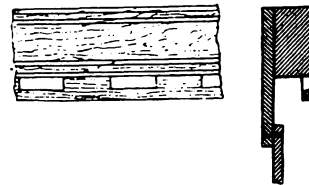


Abb. 83.

Deckplanken liegen, die durch die ganze Schiffslänge, so weit sich die Ruder-
einrichtungen erstrecken, ein glattes Deck bilden. Die Deckbalken werden in
der Mitte durch kurze Deckstützen unterstützt, deren oberes Ende in die
Balken eingelassen ist, während das untere den Spant ohne weitere Befesti-
gung nur gabelförmig umfaßt (Abb. 82).

Die **Außenhaut** besteht aus 16 Plankengängen, deren Dicke 25 mm
beträgt, ihre durchschnittliche Breite mittschiffs mißt 24 cm; ihre Länge ist
verschieden, sie liegt zwischen 2,43 bis 7,31 m. Die Überlappung der Klinker-
planken ist 25 mm, sie enthält eine halbrunde Aushöhlung (Abb. 84), in der
als Dichtung eine gedrehte Schnur aus Rinderhaaren eingelegt wurde. Der

zehnte Plankengang, vom Kiel ab gerechnet, ist abweichend von der vorstehend beschriebenen durchschnittlichen Beplankung mittschiffs nur 20 cm breit, dafür aber 45 mm dick und weist die längsten einzelnen Planken bis zu 14,6 m auf, er bildet das Widerlager für die Deckbalken. Die vierzehnte Planke vom Kiel oder die dritte vom oberen Ende ist ungefähr 25,4 cm breit und ebenfalls 45 mm dick. Sie muß als Schandeckel betrachtet werden und enthält auf jeder Seite 16 Löcher für die Riemen von etwa 10 cm Durchmesser, mit einem Schlitz oben und unten, welcher das Durchführen der Riemenblätter von innen aus ermöglicht. Diese Öffnungen sind durch runde an der inneren Plankenwand drehbar befestigte Scheiben verschließbar. Die über dem Schandeckel liegenden beiden oberen als Schanzkleid anzusehenden Plankengänge sind am dünnsten und nur ungefähr 19 mm dick. Sie sind mit den anderen Plankengängen nur durch 9 vom obersten Bordrand bis zum Deck hinunterreichende Schanzkleidstützen verbunden (Abb. 81). Die oberste Planke trägt innen einen Versteifungsgang von 11,4 cm Höhe und 7,6 cm Breite, an dessen unterer Kante (Abb. 83) eine Leiste angespiekert ist, die eine Reihe von rechteckigen Öffnungen besitzt, welche zum Durchziehen der Bändsel für die Befestigung des noch zu erwähnenden Zeltes dienen. Alle Plankengänge sind durch eiserne Niete, welche in Entfernungen von 15 bis 20 cm stehen, untereinander befestigt. Die Niete besitzen nach außen flache Köpfe von etwa 25 cm Durchmesser, während die inneren Unterlagsscheiben viereckig mit etwa 20 mm Seitenlänge sind. Nur an den Enden, wo eine innere Vernietung wegen der Schärfe des Schiffes nicht möglich war, sind die Niete von innen eingetrieben und außen vernietet. Der Kielgang ist in derselben Weise mit dem Kiel vernietet, wie die Seitenplanken untereinander. Der dritte bis achte Gang der Außenhaut von oben ist an den Knien der Deckbalken, der oberste und zweite Gang an den Schanzkleidstützen (Abb. 81) mittels Holznägeln befestigt.

In einer höchst eigenartigen Weise sind die 7 Plankengänge zwischen dem Kielgang und den 8 oberen Gängen mit den Spanten verbunden. Die 25 mm starken Planken waren ursprünglich in doppelter Dicke mit der Axt aus den Eichenstämmen herausgehauen. Dann erst wurden sie auf 25 mm Dicke gebracht, wobei an den Stellen, an denen die Planken die Spanten berühren sollten, Vorsprünge stehen blieben, wie Abb. 84 zeigt. Diese Vorsprünge faßten in Aussparungen der flachen Seiten der Spanten. Oberhalb und unterhalb einer jeden Aussparung war durch das Spant ein Loch gebohrt, und ebenso vorn und hinten durch den Vorsprung

der Planke (Abb. 84). Durch diese 4 Löcher wurde nun eine zähe Weidenrute von etwa 5—6 mm Durchmesser in der Weise gezogen, wie Abb. 84 erkennen läßt, so daß sie durch jedes Loch nur einmal hindurchging. Bei dieser Bauart ist das Unterschiff mit dem Oberschiff lediglich durch die Außenhaut verbunden, so daß sich die Mitführung von Ballast oder anderen Gewichten im

Befestigung der Außenplanken an den Spanten.

Schnitt C-D

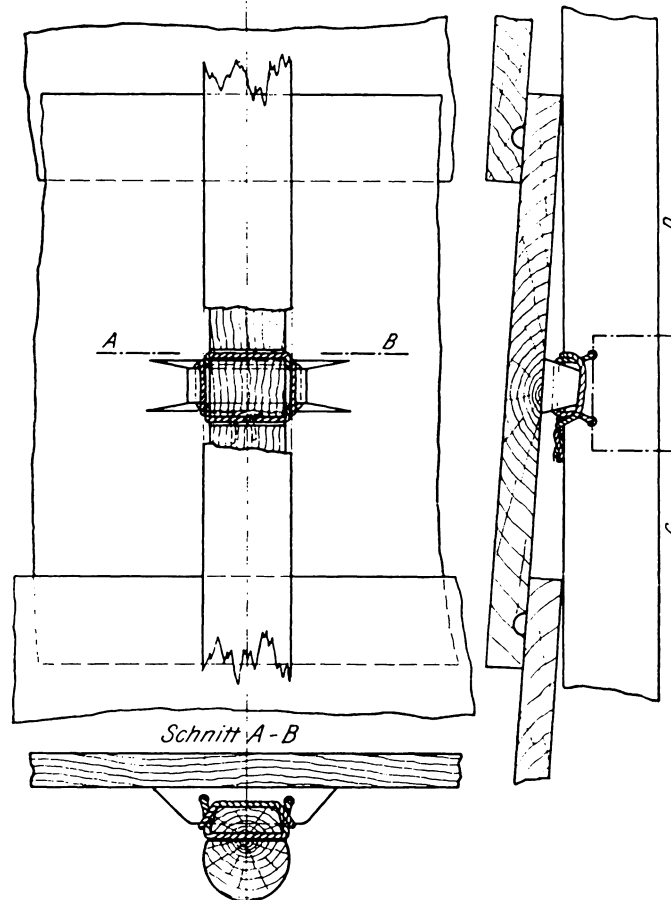


Abb. 84.

Unterschiff verboten. Schwere Gewichte konnten deshalb nur auf dem Deck verstaut werden. Da die Deckbalken auf den Enden der Spanten ruhen, und die Deckstützen auf ihrer Mitte, so nahmen diese den Druck des Ladungsgewichtes auf und die Beanspruchung der Verbände in der unteren Außenhaut konnte nur gering sein. Dixon Kemp ist der Ansicht, daß das Boot mit seinem weichen Unterschiff in schwerer See eine große Schmiegsamkeit

und Beweglichkeit besessen haben muß. Seine einzige Sicherheit bestand in der zähen und elastischen Außenhaut, die um so unverletzlicher war, je weniger steif sie ausgeführt wurde, denn ihre offensichtliche Weichheit war ihre wirkliche Stärke. Zusammen mit dieser Eigenschaft und den feinen, wundervoll verlaufenden Linien muß dieses Schiff ein hervorragender Segler gewesen sein.

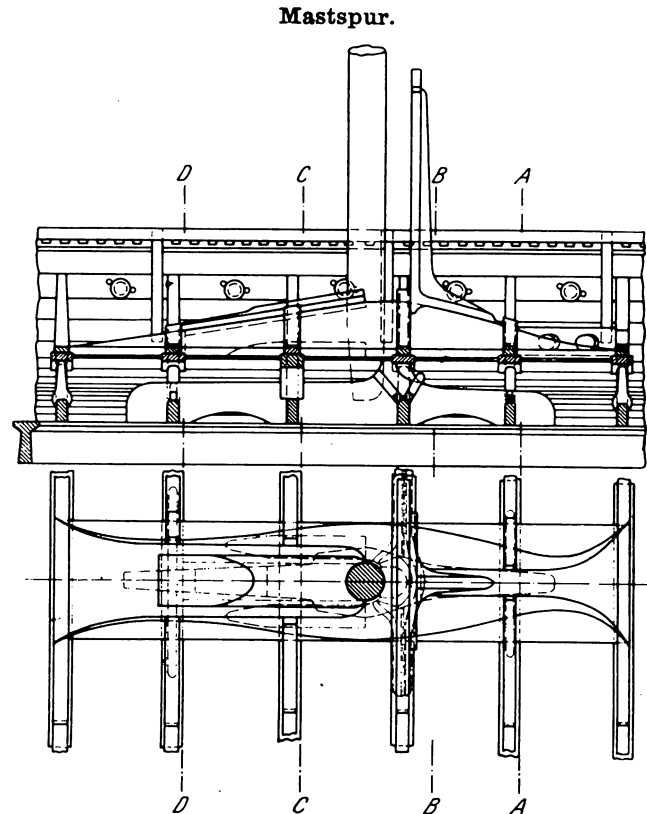


Abb. 85.

B e m a s t u n g.

Das Schiff besaß einen Mast, der an der eingezeichneten Stelle (Abb. 81) stand. Er hat 32 cm Durchmesser und war etwa 3 m über seinem Fuß abgebrochen. Unter den bei dem Boot aufgefundenen Spieren war auch der Masttopp, während das Mittelstück fehlte. Nach der Verjüngung des Topps gegenüber dem vorhandenen Mastfuß läßt sich vermuten, daß der Mast ungefähr 12 m hoch war. Der Mast trug eine Ra von 10,7 m Länge, die in der Mitte 21,6 cm und an der Nock 8,9 cm im Durchmesser maß. Der Mast war

nach vorn abgestagt und besaß nach hinten wahrscheinlich schon wanten-ähnliche Pardunen, wie sie bei einzelnen der Normannenschiffe¹⁾ auf dem Bayeux-Wandteppich sichtbar sind. Hierdurch ist es auch erklärlich, daß die Wikinger mit ihren Booten bis zu einem gewissen Grade kreuzen konnten, allerdings nur auf hoher See, wo sie genügend Raum hatten.

Die Mastspur ist von bemerkenswerter Bauart (Abb. 85). Unterhalb des Mastes auf dem Kiel ruht zunächst ein über 4 Spanten reichender etwa 3,35 m langer eichener Balken von 48 cm Breite und 35 cm Höhe. Für die Spanten sind in diesem Balken an seiner unteren Seite Aussparungen enthalten und außerdem zwei Öffnungen, die den Durchlaß des Bilgewassers gestatten. Der Balken ist an jedem Spant mit zwei Knien (Abb. 86) befestigt. Unmittelbar vor dem Mast besitzt der Balken eine runde Erhöhung von 30 cm Durchmesser. Auf dieser Erhöhung ist der „Fisch“ befestigt. Er besteht aus einer schweren eichenen Planke, die, in der Mittellinie des Schiffes liegend, über 5 Spantentfernungen greift. Seine Länge beträgt 4,88 m, seine Breite 96,5 cm und seine Höhe in der Mitte 35,5 cm. Der Fisch hat von oben gesehen etwa die Gestalt eines nach vorn und eines nach hinten gerichteten Fischeschwanzes, woher auch sein Name stammt. Die Fischeschwänze sind so ausgearbeitet, daß sie auf einer 10 cm starken Planke zu ruhen scheinen und an ihren äußersten Enden noch etwa 7,5 cm über diese Planke hervorragen. Der Fisch liegt auf den Deckbalken, die er mit Aussparungen umschließt; er ist auf jedem Deckbalken durch zwei Kniee (Abb. 86) befestigt. Auf der hinteren Seite des Fisches befindet sich ein Schlitz von der Breite des Mastdurchmessers. Von oben gesehen, bestehen an dieser Stelle zwei Wände, die an ihren Enden etwas auseinander laufen. Über diesem Schlitz liegt ein Schloßholz von der Breite des Schlitzes und einer Länge von 1,75 m, welches in den oberen Teil des Fisches eingelassen ist. Der Mast wird durch den Schlitz in den Fisch eingeführt, an dessen Ende sich eine Spur befindet, in die der Mast hinuntergelassen wird. Ist er aufgestellt, so wird das Schloßholz vorgeschoben und durch einen starken Ansatz festgehalten, der in eine entsprechende Vertiefung des Fisches greift. Wird das Schloßholz entfernt, und das Stag gelöst, so kann der Mast frei nach hinten fallen.

Um das Aufrichten und Umlegen des Mastes zu erleichtern, sind am vorderen Ende des Fisches an beiden Seiten der inneren Bordwand zwei starke Hölzer befestigt (Abb. 86, Schnitt A—A) und mit runden Vertiefungen

¹⁾ Siehe weiter hinten beim „Normannenschiff“.

(Abb. 81) versehen. Wahrscheinlich wurde in die eine der Vertiefungen auf jeder Schiffsseite der Schenkel einer Schere gesteckt, die dazu diente, dem Stag die nötige Höhe für das Niederlegen oder Aufrichten des Mastes zu geben. Möglicherweise wurde die andere Öffnung zur Aufnahme einer dieses Manöver erleichternden Winde benutzt. Unmittelbar vor

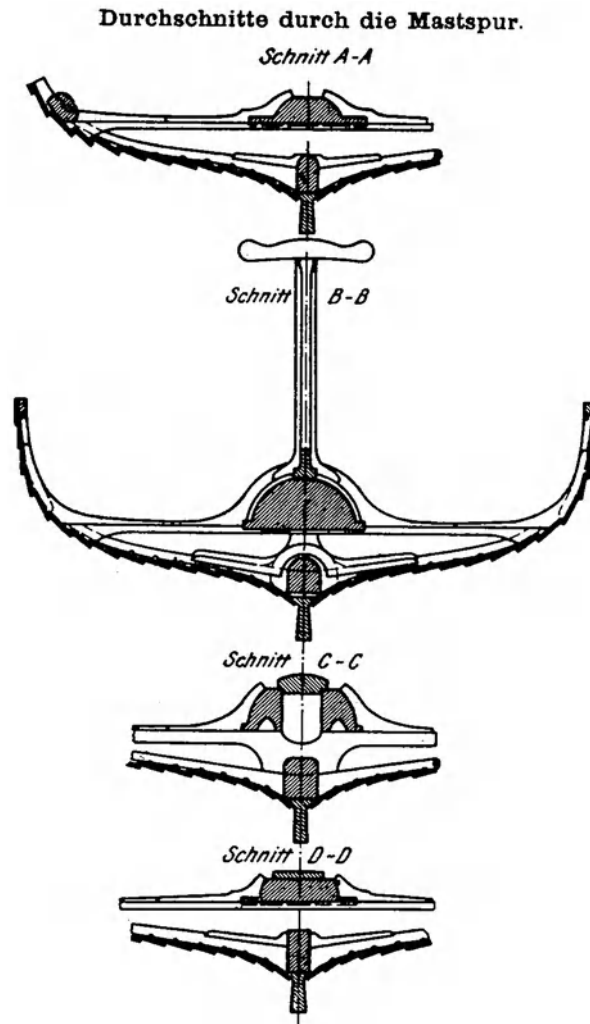


Abb. 86.

dem Mast ist auf dem Fisch ein etwa 2,4 m hoher Ständer angebracht, der oben das in Abb. 86, Schnitt B—B gezeichnete Querholz trägt. Zwei weitere Ständer sind vorn und hinten im Schiff aufgestellt. Sie ruhen in kleinen auf den Kiel gesetzten Spuren und gehen durch Brücken (Abb. 82), die auf den Deckbalken befestigt sind. Auch diese Stützen tragen oben die-

selben Querhölzer wie die ersterwähnten. Die Stützen dienen zur Aufnahme der Rundhölzer und Spieren, zugleich aber auch als Unterstützung für das Zelt.

Besegelung.

Bei der Ausgrabung des Schiffes fand man ein Bündel aus Streifen zusammengesetzten wollenen Tuches von gelblicher Farbe, die aber ursprünglich weiß gewesen ist. Zwischen den weißen Streifen waren rote Streifen genäht, und man nimmt an, daß dies wahrscheinlich die Zeltdecke war.

Höchstwahrscheinlich bestand das Segel aus demselben Stoff, und daß die Segel der Normannen aus Streifen von buntem Zeug hergestellt wurden.

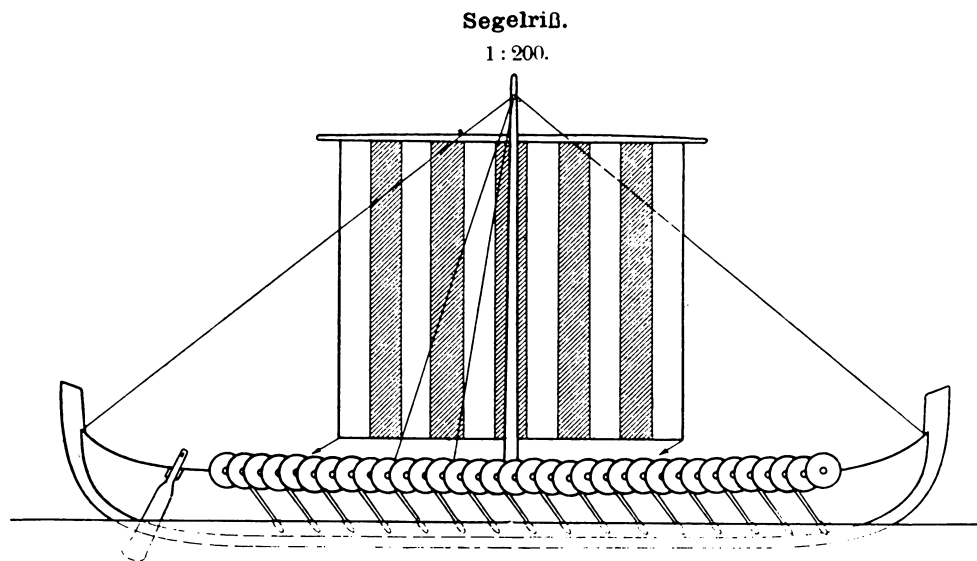


Abb. 87.

läßt sich aus dem Bayeux-Wandteppich deutlich ersehen. Abweichend von den Segeln der Alten treten hier die ersten Segel auf, die sich nicht mehr aus wagerechten, sondern aus senkrechten Kleidern zusammensetzen, wie dies von nun allgemein beibehalten wird.

Nach den Abmessungen des Mastes und der Ra muß die Segelfläche (Abb. 87) mindestens 70 qm betragen haben. Möglicherweise war sie auch noch größer, was aber heute nicht mehr feststellbar ist. Die Brassens und die Schoten, wahrscheinlich auch das Fall, wurden an den drei Klampen belegt, die innen am Hinterteil des Schiffes auf jeder Seite vorgesehen sind. Aller Wahrschein-

lichkeit nach kannten die älteren Normannen noch keine Reffvorrichtungen, denn das Siegel der Stadt Bergen, das ein Boot mit Segel und Reffbändseln zeigt, entstammt einer viel späteren Zeit, kann also nicht als Beweis für das Vorhandensein von Reffvorrichtungen in den Segeln der Wikinger herangezogen werden. Dagegen scheint es, daß sie an dem Segel Bulins hatten, was ihnen das Kreuzen erleichterte.

Zeltschere.

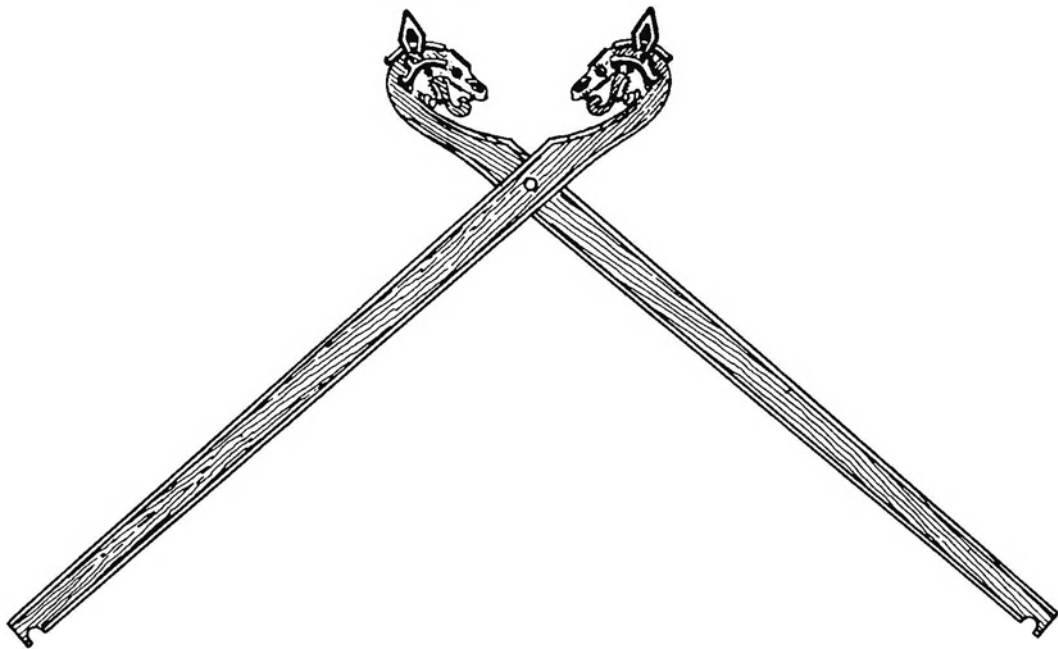


Abb. 88.

A u s r ü s t u n g.

Das Ruder saß an der Steuerbordseite, es hatte die aus Abb. 80 hervorgehende Form und war, wie diese Abbildung zeigt, am Schiffskörper befestigt. An der Außenhaut ist ein konisches Holzstück angebracht, das so lang ist, um das Ruderblatt vom Schiffskörper freizuhalten. Durch ein Loch in dem Holzstück und die Mitte des Ruders ist ein Tau gezogen, am äußeren Ende mit einem Knoten versehen und am inneren Ende in den Löchern des hinteren Schotts befestigt. Um diese Aufhängung dreht sich das Ruder, dessen Schaft oben an der Bordwand noch eine Führung hat. Ein an seinem unteren Ende sitzender Eisenbeschlag und ein an der hinteren Kante angebrachter Ringbolzen, durch den eine Sorgleine geschoren war, hielten das Ruder in seiner

Lage, wenn es beim segelnden Schiff stärker eingetaucht wurde. Der Ruder-
schaft hat 15 cm Durchmesser, an seinem Aufhängungspunkte ist das Ruder
17,8 cm dick, welche Dicke nach unten abnimmt. Die Breite des Ruderblattes
beträgt in der Mitte 38 cm und nimmt nach unten bis auf 56 cm zu. Die
Kanten des Ruderblattes sind ausgeschärft, besonders die vordere. Das ganze
Ruder besteht aus einem einzigen Stück Eichenholz.

Etwa 7 m von vorn lag beim Ausgraben des Schiffes in der Mittschiffs-
linie ein ganz verrosteter Klumpen, der den Anker mit Ring darstellte.
Der Ankerstock wurde ebenfalls in dem Schiffe gefunden. Die Verbindung
des Ankers mit dem Schiff stellte ein Tau her.

Tierkopf
der Zeltschere.



Abb. 89.

Wenn das Zelt errichtet werden sollte, mußte der
Mast umgelegt werden und zwei mit Tierköpfen versehene
Scheren (Abb. 88) wurden vorn und hinten aufgestellt.
über die das Strecktau des Zeltdaches geführt wurde.
Abb. 89 zeigt den Tierkopf etwas größer. Die schräg
schraffierten kleinen Flächen an den dicken schwarzen
Linien waren gelb gemalt.

In dem Schiff lagen auch eine Anzahl mehr oder
minder gut erhaltener Riemen aus Fichtenholz von
5,3—5,85 m Länge, die von zwei Mann gehandhabt wur-
den, so daß bei voller Besetzung der an jeder Schiffsseite
vorhandenen 16 Riemenöffnungen im ganzen 64 Ruderer
nötig waren. Es ist aus dem Schiffskörper nicht ersicht-
lich, ob diese Ruderer gestanden oder gesessen haben, da
keinerlei Anzeichen für Ruderbänke und Fußleisten nach-
weisbar sind. Trotzdem hält man das Sitzen für wahrschein-
licher, weil der Sitz — sesse — hieß und die Schiffe nach
der Zahl der an jeder Schiffsseite vorhandenen Rudersitze
— das vorliegende Boot also als ein „sxtànsessa“ oder
Sechzehnsitzer — benannt wurden.

Am Schiff hingen außen 32 Schilder, 16 auf jeder Seite, das vor-
derste etwas vor dem vordersten Riemenloch, das hinterste etwas hinter dem
hintersten Riemenloch, so daß sie sich gegenseitig etwas überlappten. Die
Schilder haben 94 cm Durchmesser, sie bestehen aus dünnem Fichtenholz.
besitzen in der Mitte einen Buckel, der ein Querstück — den Handgriff —
schützt. Die Schilder waren schwarz und gelb gemalt.

Die B e s a t z u n g des Schiffes wird verschieden angegeben. Nicolaysen schätzt sie auf 70 Mann, Dixon Kemp auf 100. Ich nehme an, daß die erstere Zahl zu klein, die letztere zu groß ist. Zu den 64 Ruderern treten die Steuerleute, der Kommandant, der Koch mit Hilfsmann und vielleicht einige Ersatzleute für ausfallende Ruderer, so daß 80 Mann wohl eine nicht zu hoch gegriffene Besatzung sein wird.

6. Normannenschiff

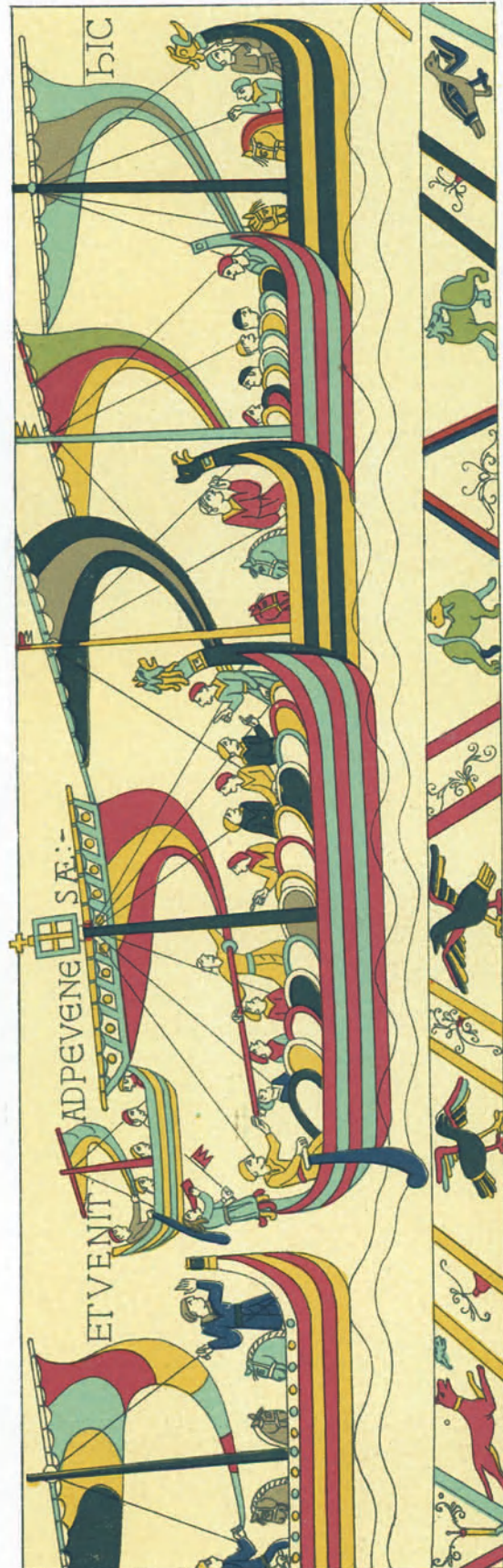
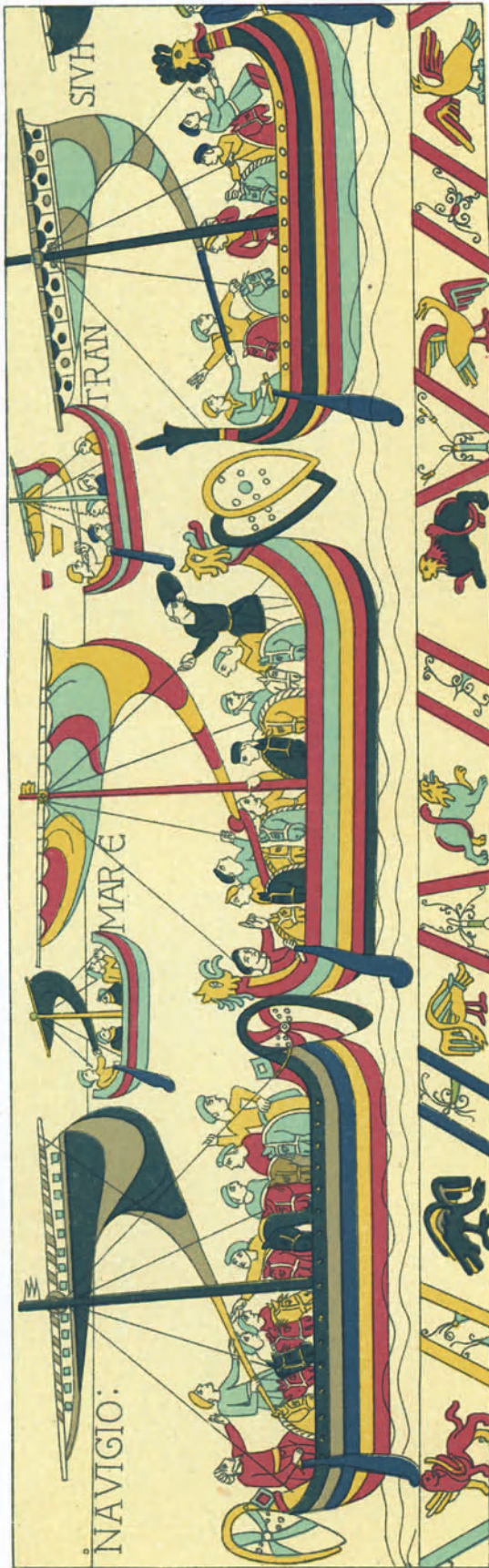
des zwölften und dreizehnten Jahrhunderts n. Chr.

Geschichtliche Unterlagen.

Die Schiffe, mit denen Wilhelm der Eroberer im Jahre 1066 n. Chr. sein Heer aus der Normandie nach England überführte, unterschieden sich in der äußeren Gestalt nicht von den älteren Wikingerschiffen. Als das beste Zeugnis hierfür gilt der aus dem elften Jahrhundert n. Chr. stammende Wandteppich von Bayeux¹⁾, den die Königin Mathilde, die Gemahlin Wilhelms, mit ihren Damen angefertigt haben soll, und den ich in der Bibliothek von Bayeux, in der er ausgestellt ist, selbst besichtigt habe. In Wirklichkeit handelt es sich hierbei nicht um einen Teppich, sondern um eine auf weißer Leinwand ausgeführte Art von Stickerei, bei der die einzelnen Figuren aus Wollstoff herausgeschnitten und die Konturen in schwarz angedeutet sind. Die Zeichnung ist etwas roh und verdient auch bezüglich der gewählten Farben keine besondere Beachtung, wohl aber wegen des dargestellten Inhalts. Dieser schildert in 58 Gruppen mit lateinischen Inschriften die Hauptereignisse der Eroberung Englands, aus denen die nebenstehende Tafel die Überfahrt über den Ärmelkanal darstellt. Die ganze Stickerei ist 70,34 m lang und 50 cm hoch, sie wird als ein geschichtlich bedeutendes Werk eingeschätzt. Die dargestellten älteren Normannenschiffe sind noch sämtlich einmastig und weisen auch die früheren Riemenanordnungen auf.

¹⁾ Reproduction complète de la Tapisserie-Broderie de la Reine Mathilde, Editeur Ch. Tostain Bayeux.

Busley, Schiffe des Mittelalters.



Als sich durch die Kreuzzüge im zwölften und dreizehnten Jahrhundert die Einschiffung und Beförderung größerer Heeresmassen auf weitere Entfernungen, wie von Frankreich nach Sizilien und von dort nach Syrien, nötig machte, mußten die Schiffe größere Abmessungen annehmen, als sie die

Normannenschiffe aus dem dreizehnten Jahrhundert.

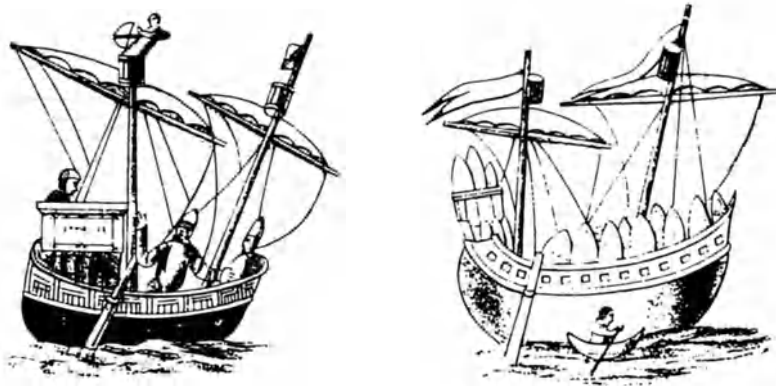


Abb. 90.

Darstellung der Wurfanker.



Abb. 91.

älteren Normannenschiffe noch aufweisen. Die jüngeren Normannenschiffe, die hauptsächlich von den französischen Rittern aus der Normandie und denen der englischen südlichen Grafschaften Dorsett, Hampshire, Sussex, Kent usw. benutzt wurden, besaßen dementsprechend auch sämtlich 2 Masten. Nach einer alten französischen Handschrift aus dem Anfange des vierzehnten Jahrhunderts

gibt Steinitz¹⁾ zwei Skizzen von jüngeren Normannenschiffen aus dem dreizehnten Jahrhundert, die in Abb. 90 wiedergegeben sind. Auch die in Abb. 91 dargestellten Fahrzeuge aus derselben Handschrift bringt er, die veranschaulichen sollen, wie die zum Entern der Schiffe benutzten Wurfanker verwendet wurden. Wenn es hiernach den Anschein hat, als ob die 4 Flügel der Wurfanker in einer Ebene liegen, so ist dies wohl nur der naiven Darstellungsart zuzuschreiben, die sie sämtlich sichtbar machen wollte.

Hauptabmessungen.

Die in den Kreuzzügen benutzten Schiffe waren Handelsfahrzeuge, die erst bis zu einem gewissen Grade für Heereszwecke eingerichtet wurden.

Linienriß.

1 : 200.

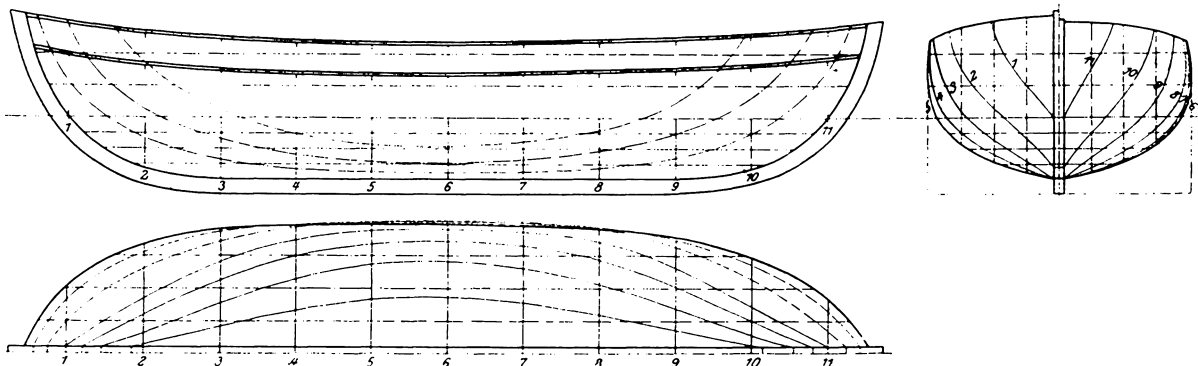


Abb. 92.

Dementsprechend wiesen sie auch recht verschiedene Abmessungen auf, wenn sie auch sonst in ihrer allgemeinen Gestalt und Bauart übereinstimmten. Das von mir nach dem Linienriß (Abb. 92) entworfene Modell (Abb. 93—96) kann also nur einen Durchschnittstyp darstellen, dessen Länge über alles 26,5 m beträgt, wobei sich die Länge in der Wasserlinie auf 21 m stellt. Die Breite nach dem üblichen Verhältnis von etwa $\frac{1}{3}$ der Wasserlinienlänge ist deshalb auf 7,30 m festgesetzt. Bei einem Tiefgange von 2 m ergibt sich alsdann eine Verdrängung von 100 t.

¹⁾ F. Steinitz. The ship its origin and progress. London 1849. Plate 9. a. 10.

Längsansicht. 1:200.

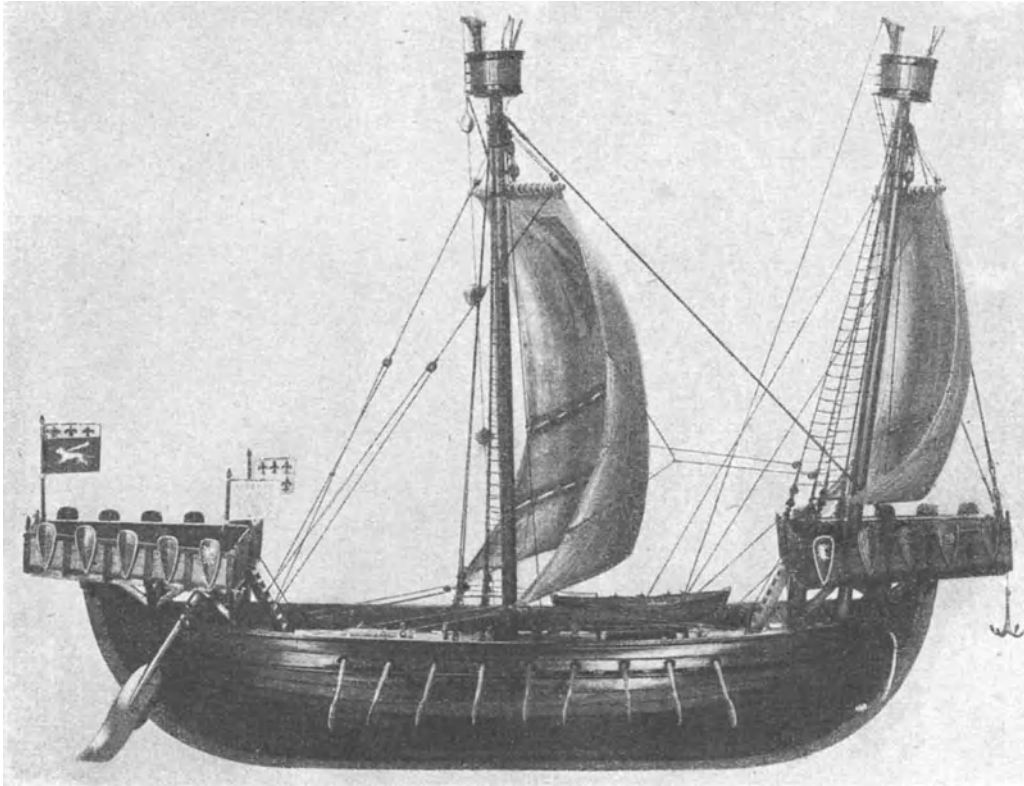


Abb. 93.

Deckansicht. 1:200.

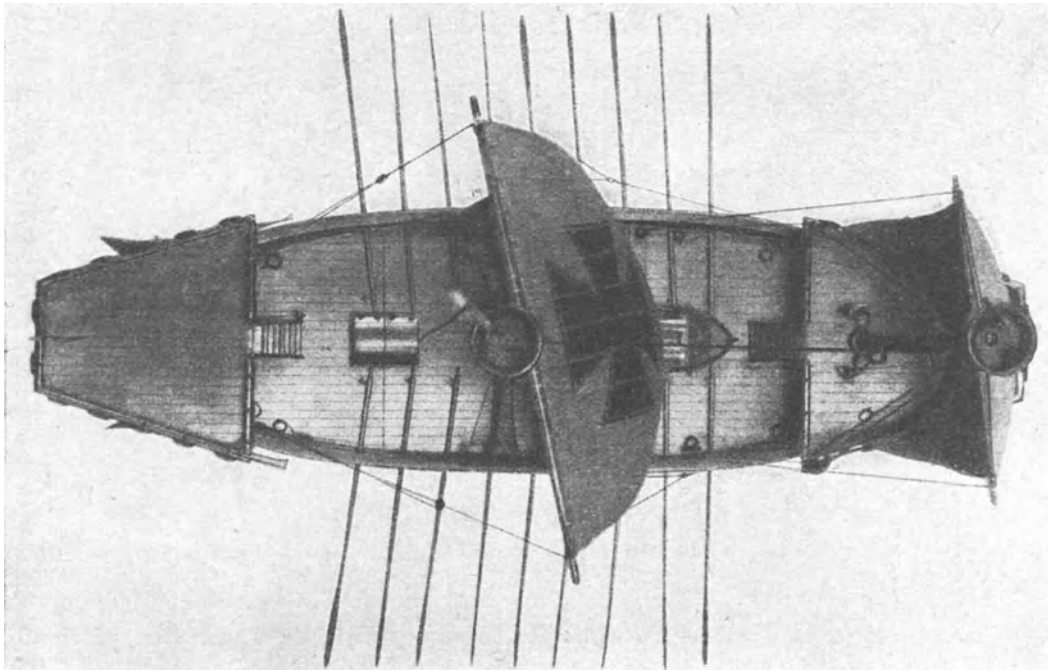


Abb. 94.

B a u a r t.

Die Schiffe wurden auf Kiel und Steven gebaut. Es ist anzunehmen, daß die Spanten mit dem Kiel fest verbunden wurden, und nicht mehr wie bei den älteren Normannenschiffen frei auf dem Kiel auflagen, dagegen wurde

Vorderansicht.

1 : 200.

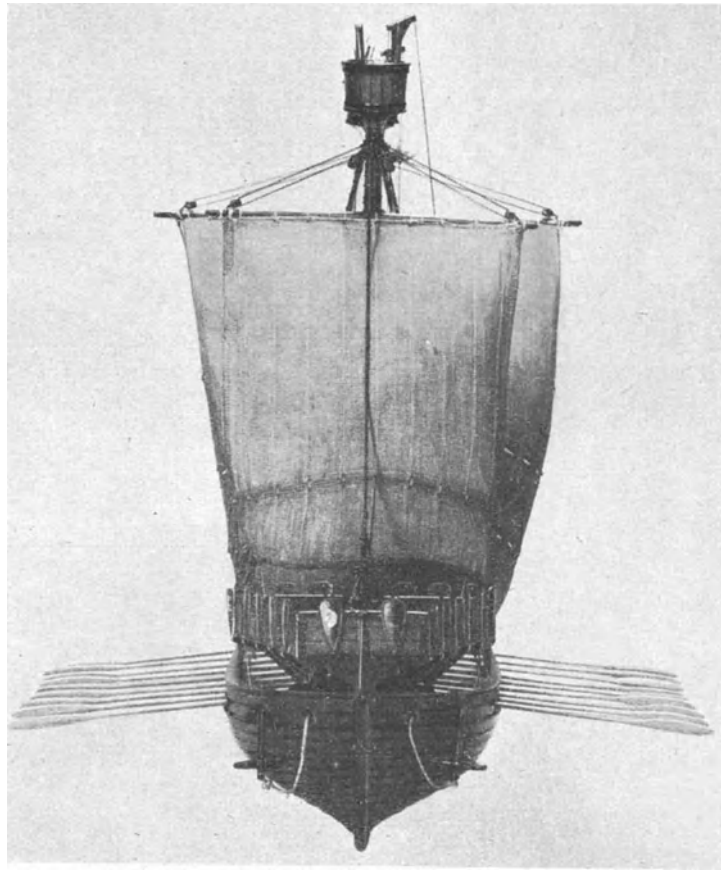


Abb. 95.

die Außenbeplankung noch in klinker hergestellt. Die jüngeren Normannenschiffe besaßen auch ein durchlaufendes Deck.

Um die Fahrzeuge nicht bloß für die Überführung, sondern auch für kriegerische Zwecke verwenden zu können, wurden sie vorn und hinten mit einem kastellartigen Aufbau versehen, nach dessen Fortnahme sie wieder als gewöhnliche Handelsschiffe fahren konnten. Auf der durch den Aufbau

entstandenen großen Back (Abb. 97) kämpften die eingeschifften Knappen, auf der Kampange (Abb. 98) die Ritter. Wie die Mannschaft und die Ritter mit ihren Pferden an Bord untergebracht waren, läßt sich aus den sehr spärlichen Quellen nicht entnehmen.

Hinteransicht.

1 : 200.

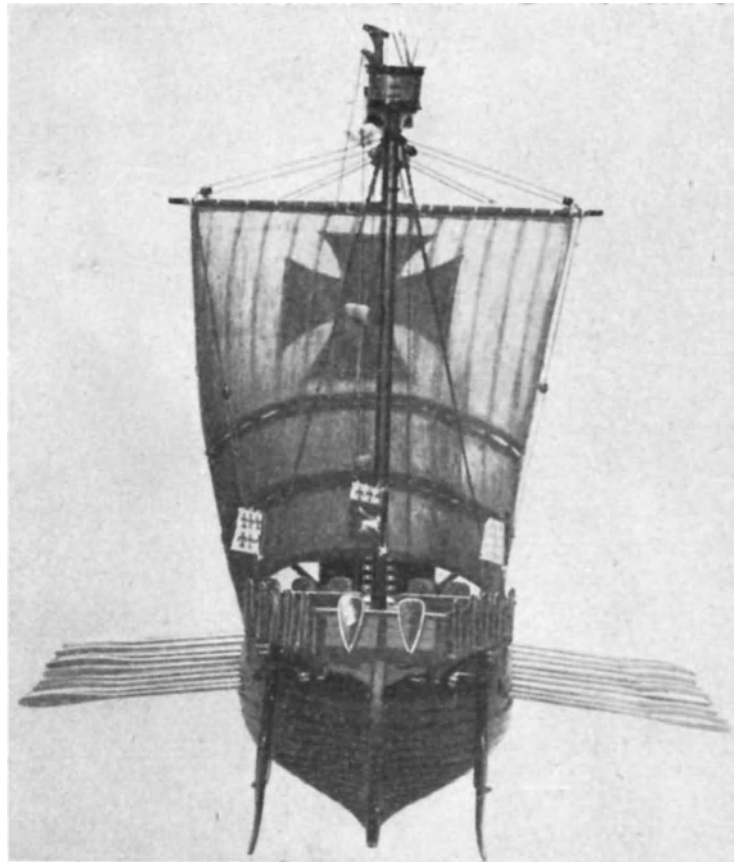


Abb. 96.

B e m a s t u n g.

Um mit der zunehmenden Größe der Schiffe noch bei handigen Segeln bleiben zu können, mußte die Segelfläche auf zwei Masten verteilt werden (Abb. 99). Der vordere Mast wurde etwas nach vorn geneigt, um das Wenden beim Kreuzen zu erleichtern, denn seitdem die Masten Wanten besaßen, versuchte man auf hoher See mit den Rasegeln auch an den Wind zu gehen.

Jeder Mast trug ein Krähennest, das gewöhnlich als Ausguck, im Gefecht aber auch zur Verteidigung wie zum Angriff diente. Die in den Krähennestern untergebrachten Leute schossen nicht bloß von oben, sondern bewarfen die fremden Schiffsbesatzungen beim Entern auch mit schweren Steinen, die durch besondere Krane von Deck zum Masttopp geholt wurden.

Vorderer Aufbau.

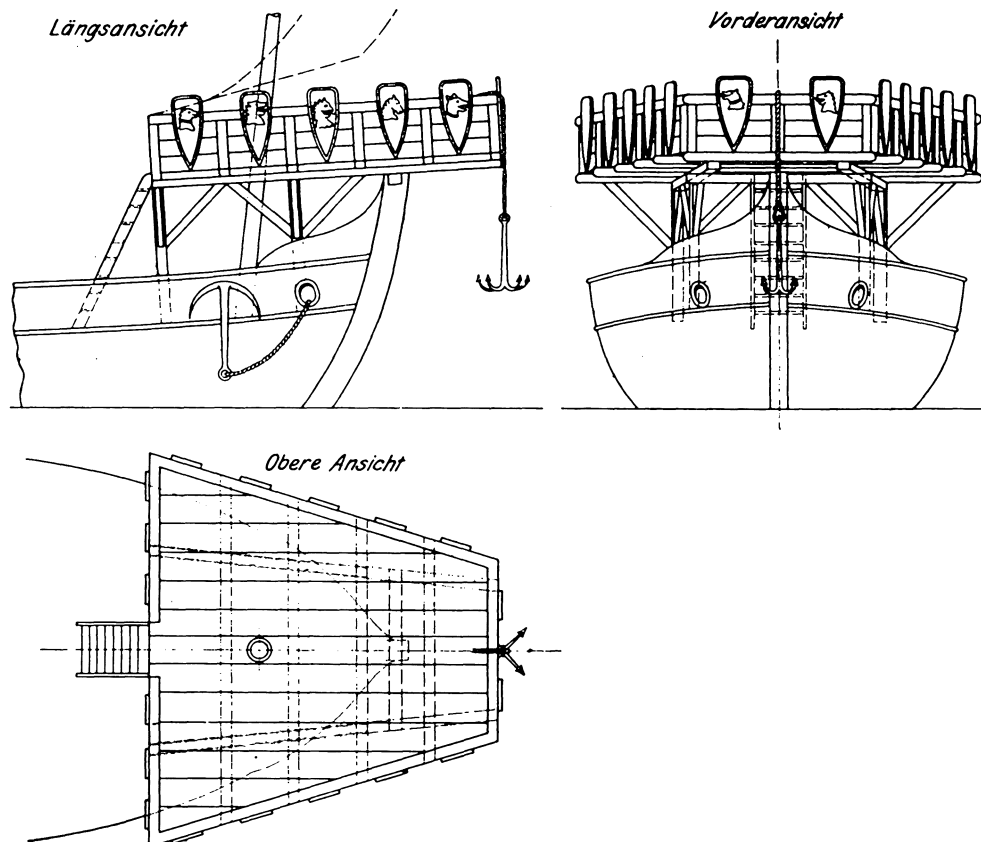


Abb. 97.

Besegelung.

Die beiden Segel bestanden aus einem größeren oberen Stück, an welches das Vorsegel ein kleineres unteres Stück und daß Großsegel zwei kleinere untere Stücke antuchen konnte. Diese angetuchten Segel haben sich durch das ganze Mittelalter bis in die neuere Zeit gehalten, bis man die heute allgemein gebräuchlichen Reffbändsel einführte, um bei starkem Winde die Segelfläche zu verkleinern. Auch durch die inzwischen bekannt gewordenen

Blöcke ließ sich die Takelung leichter und bequemer handhaben. Jedes Segel besaß die üblichen Brassen und Schoten und ein Fall nebst Toppnanten.

Hinterer Aufbau.

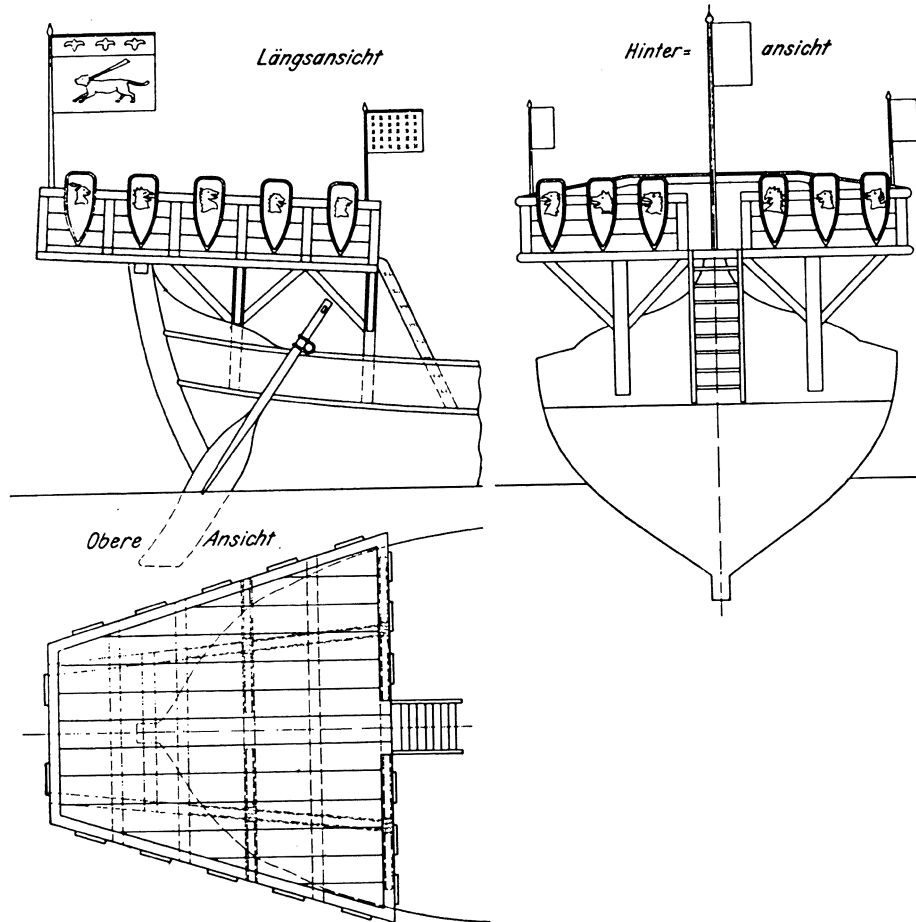


Abb. 98.

Ausrüstung.

Die Schiffe legten sich mit ihrer größeren Segelfläche beim Kreuzen so weit über, daß ein einziges an Steuerbord sitzendes Steuerruder, wenn es auf der Luvseite war, so hoch aus dem Wasser kam, daß die noch eingetauchte Fläche nicht genügte, um das Schiff zu steuern. Man mußte deshalb notgedrungen wieder zu zwei Steuerrudern zurückgreifen, wie sie die

Fahrzeuge im Altertum aufwiesen, damit das jeweils in Lee befindliche Ruder das sichere Steuern übernehmen konnte.

Außer den beiden eisernen Bugankern hatten die Schiffe auch einen kleinen leichten vierflügeligen Anker, der beim Entern auf das feindliche Schiff geworfen wurde, um dieses Bord an Bord ziehen zu können. Sehr deutlich ist dies in Abb. 91 dargestellt, die dem schon angeführten Werk von Steinitz entnommen ist.

Segelriß.

1 : 20.

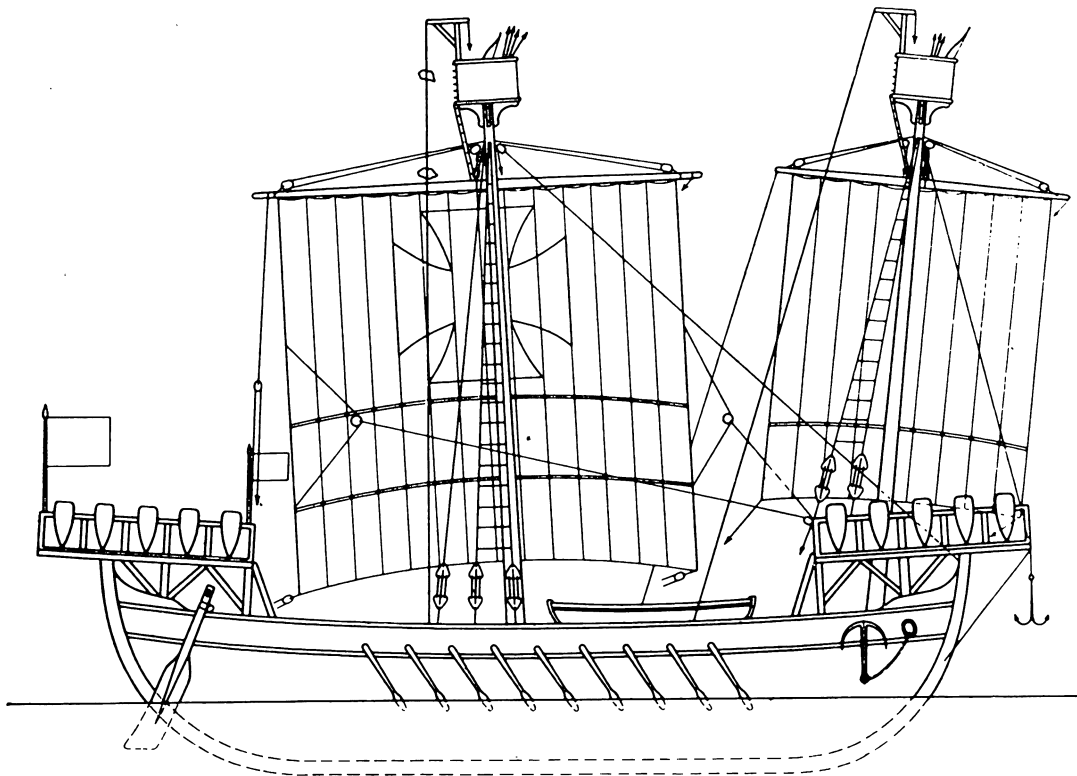


Abb. 99.

Um das Ein- und Auslaufen der Schiffe mit ihrer immerhin etwas schwerfälligen Takelung zu erleichtern, waren die Schiffe noch mit Riemen ausgerüstet, die auch wohl bei vollständiger Windstille in Betrieb genommen wurden. Die Riemen wurden von den auf Deck stehenden Mannschaften, je zwei an jedem Riemen, bewegt.

Die meisten größeren Normannenschiffe trugen ein kleines Boot, um

den Verkehr mit dem Lande zu ermöglichen, wenn auf Reeden geankert werden mußte, wie dies an der syrischen Küste oft vorkam.

B e w a f f n u n g .

Außer den schon erwähnten schweren Steinen, die von den Leuten aus den Krähenestern herabgeschleudert werden konnten, war deren Besatzung mit Bogen und Pfeilen ausgerüstet. Hin und wieder besaßen sie auch wohl Armbrüste, denn in den Kreuzzügen hat schon Richard Löwenherz besondere geschlossene Abteilungen von Armbrustschützen in den Kampf geführt.

Die sonst an Bord befindlichen Ritter und Knappen waren mit Schwert und Speer und einem mit Leder überzogenem oder mit Bronze beschlagenem hölzernen, langgezogenen Schild, welches aufgemalt das Wappen der Ritter trug, bewaffnet.

Es war Sitte, daß die Ritter, wenn sie zu den Kreuzzügen an Bord gingen, ihre Fähnlein mit ihren Wappen mitbrachten und an Bord aufstellten. Nach Siegel¹⁾ hat dieser Brauch zur späteren Einführung der Nationalflaggen geführt. Über den Ritterfähnlein wehte die Landesflagge der Ritter, so daß die einzelnen Gruppen nach Landsmannschaften kenntlich waren. Es hatte zwar schon vorher einzelne Flaggen gegeben, aber diese waren keine Nationalflaggen, sondern nur Kommandozeichen, wie die Tafel mit den Schiffen Wilhelm des Eroberers zeigt, in der das Boot des Königs im Topp eine viereckige Standarte mit goldenem Kreuz und blauer Einfassung und darüber ein zweites goldenes Kreuz aufweist. Ein anderes Schiff, wohl das einer seiner Feldherren, ist im Topp an einer kleinen rot-weißen Flagge kenntlich. Auch die alten Griechen und Römer hatten bereits solche Kommandozeichen auf ihren Führerschiffen, es ist aber nach den betreffenden Schriftstellen nicht ganz klar, ob es blaue oder rote Flaggen waren, oder Tafeln, die an Bord gezeigt wurden.

Die Mannschaft auf den Normannenschiffen bestand während der Reise zu den Kreuzzügen bei den Fahrzeugen der vorliegenden Größe aus etwa 100—120 Mann, sie setzte sich aus den Rittern mit ihren Knappen und dem seemännischen Personal zusammen. Als Durchschnitt ergibt sich daher die Zahl von rund 110 Personen.

¹⁾ R. Siegel. Die Flagge. Berlin 1912. S. 28.

7. Mittelmeer-Galeere.

Dreizehntes bis achtzehntes Jahrhundert n. Chr.

Geschichtliche Unterlagen.

Alle Galeeren unterscheiden sich dadurch von den Trieren, daß bei ihnen sämtliche Riemen in gleicher Höhe liegen, während sie bei letzteren in drei Reihen übereinander angeordnet sind. Die Ruderer der Galeeren sitzen an Deck auf Bänken, und zwar gewöhnlich drei Ruderer nebeneinander auf einer Bank. Auf den älteren und im allgemeinen kleineren Galeeren führt jeder Ruderer seinen eigenen Riemen, auf den jüngeren und meistens größeren Galeeren greifen dagegen drei Ruderer an einem und demselben Riemen an. Die Riemen der älteren Galeeren, die von den Italienern als „Tliremen“ bezeichnet werden, sind daher kleiner und schwächer als die der jüngeren, die lange und schwere Riemen führten. Einen Tliremen-Riemen bezeichneten die Italiener mit „remo a zenzile“, einen Galeeren-Riemen mit „remo di scaloccio“. Nach Breusing¹⁾ soll „zenzile“ dünn, schwächlich bedeuten und „scaloccio“ ein verunstaltetes Wort sein, das ursprünglich „galeazza“ lautete, so daß remo di scaloccio ein Galeassenriemen war, wobei bemerkt sei, daß die jüngsten großen, schon beträchtlich getakelten Galeeren auch Galeassen genannt wurden.

Gute und vielfach sauber gearbeitete Modelle von Galeeren enthält das Museum des Marinearsenals in Venedig und das Marinemuseum im Louvre zu Paris.

Das venetianische Museum besitzt mehrere Modelle von Tliremen, die der italienische Kontre-Admiral Fincati²⁾ beschreibt (Abb. 100—103), während im Louvre zu Paris nur die Modelle von jüngeren Galeeren auf-

¹⁾ A. Breusing. Die Lösung des Trierenrätsels. Bremen 1889. S. 87.

²⁾ L. Fincati. Le Tliremi. Rom 1881.

Aeltere Galeere. Längsansicht.

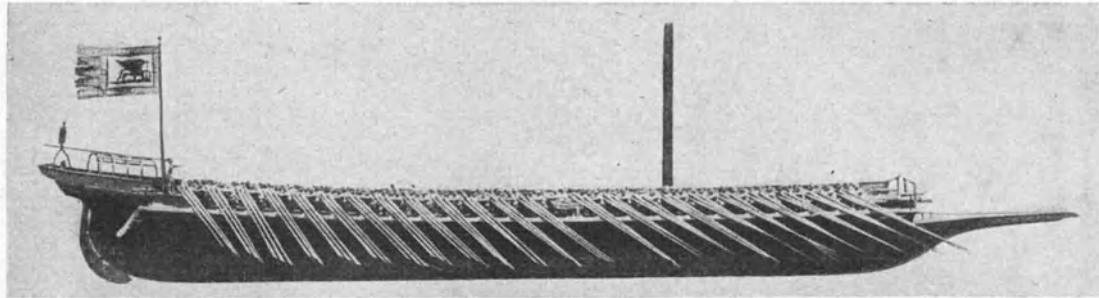


Abb. 100.

Aeltere Galeere. Deckansicht.

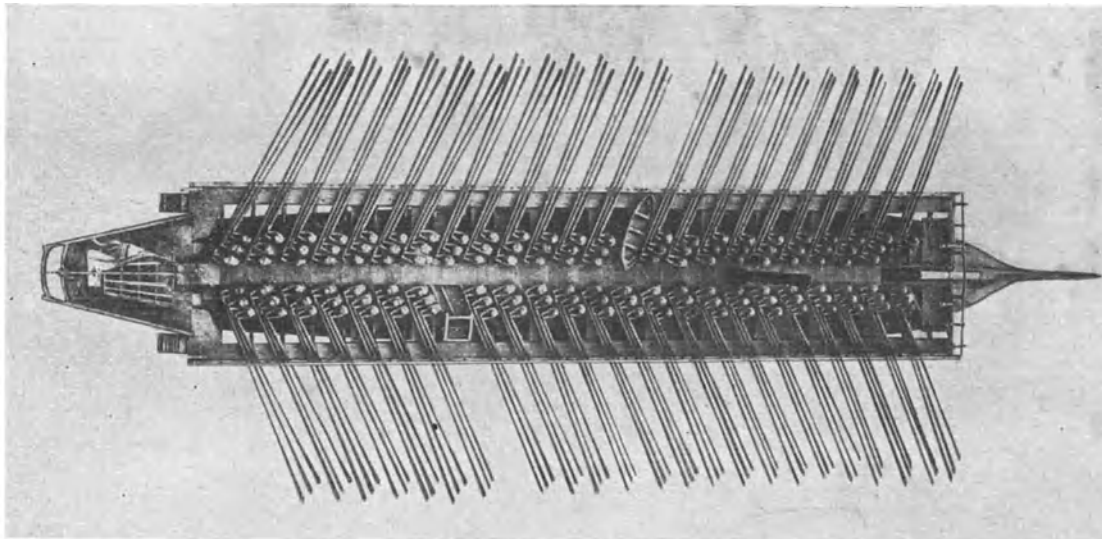


Abb. 101.

Aeltere Galeere. Vorderansicht.

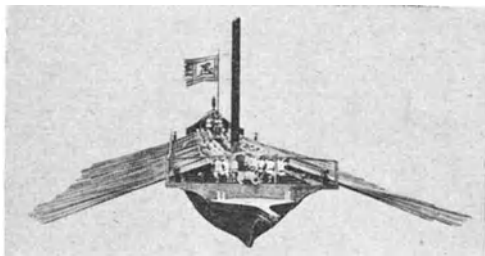


Abb. 102.

Aeltere Galeere. Hinteransicht.

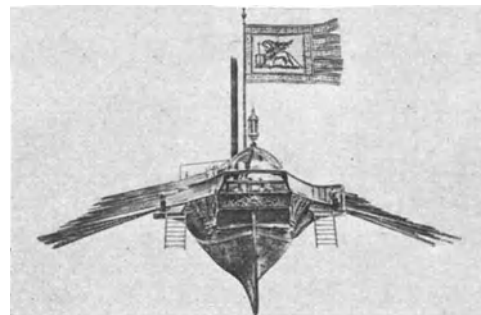
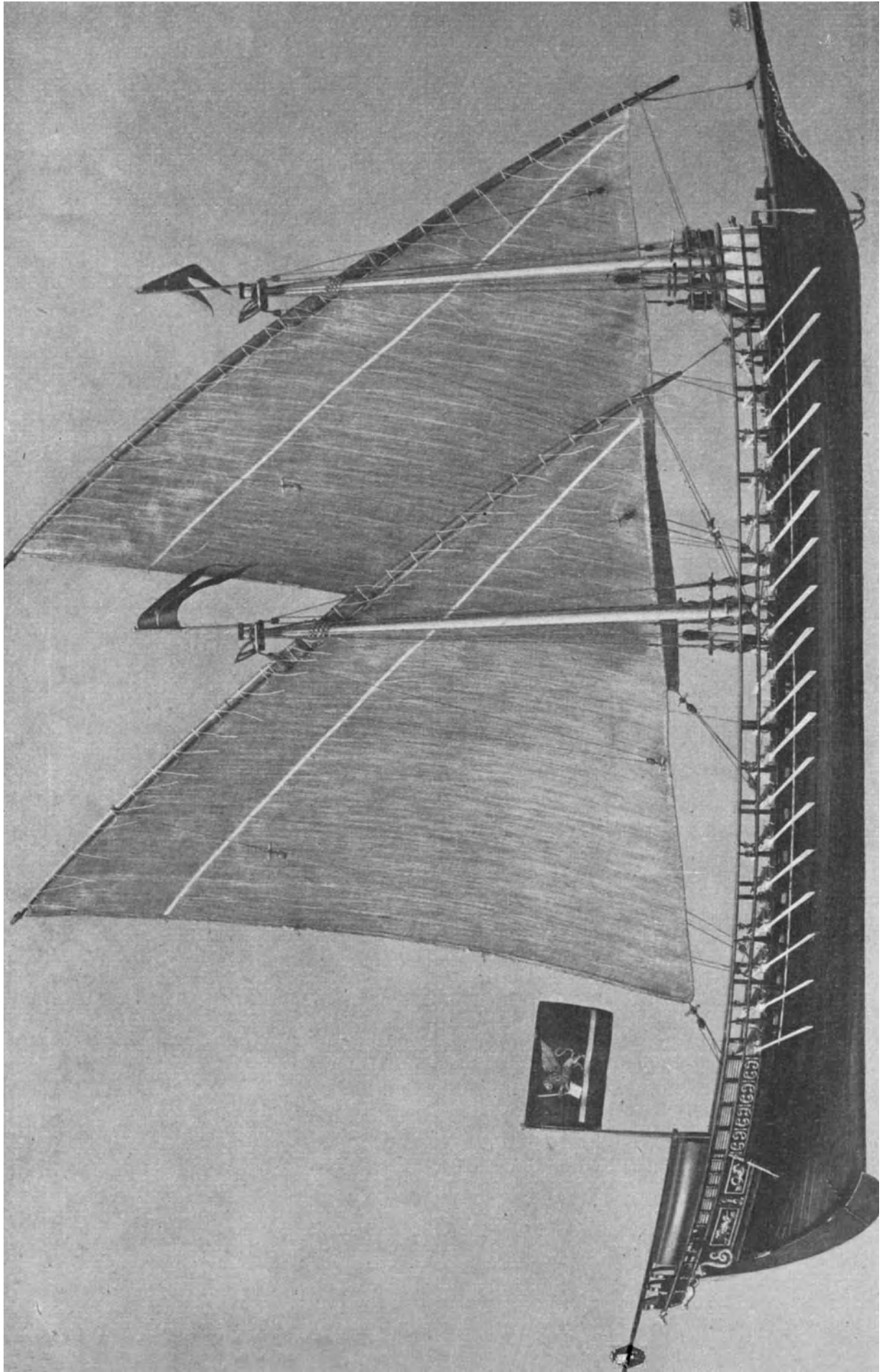


Abb. 103.

Längsansicht. 1 : 200. Abb. 104.



Deckansicht. 1 : 200.

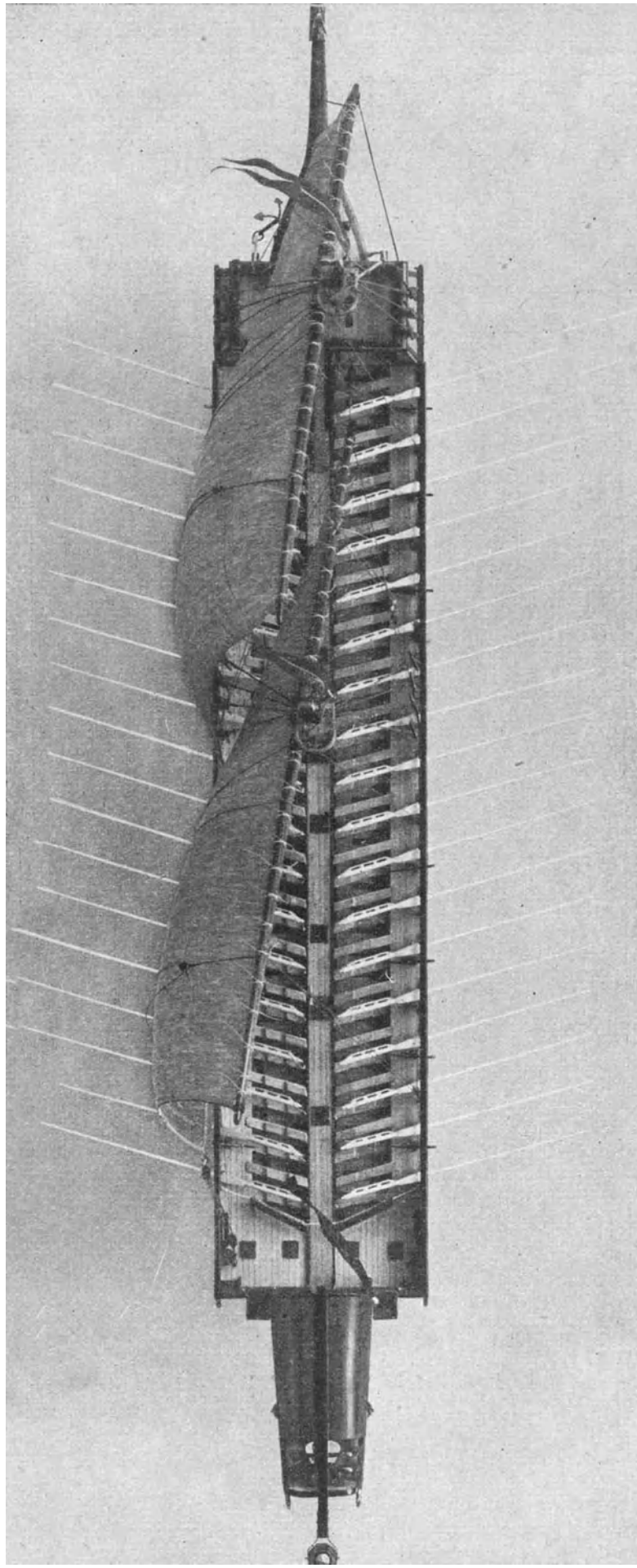


Abb. 105.

gestellt sind, die von dem französischen Vize-Admiral Paris¹⁾ näher behandelt werden.

Vorderansicht.

1 : 200.

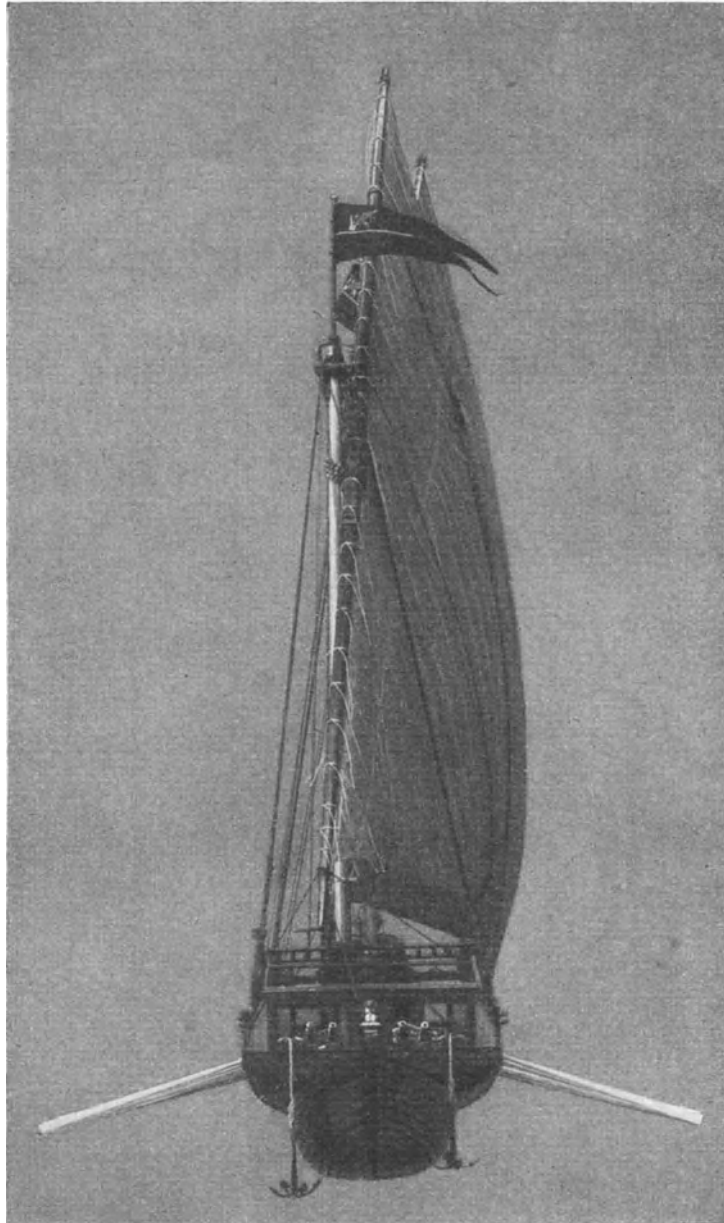


Abb. 106.

¹⁾ Souvenirs de Marine. Par le Vice-Amiral Paris. Paris 1908. Sixième Partie. Planches 303—308.

Die Galeeren haben sich namentlich im Mittelmeer entwickelt und bildeten Jahrhunderte hindurch die Schlachtschiffe der Republiken Venedig

Hinteransicht.

1 : 200.

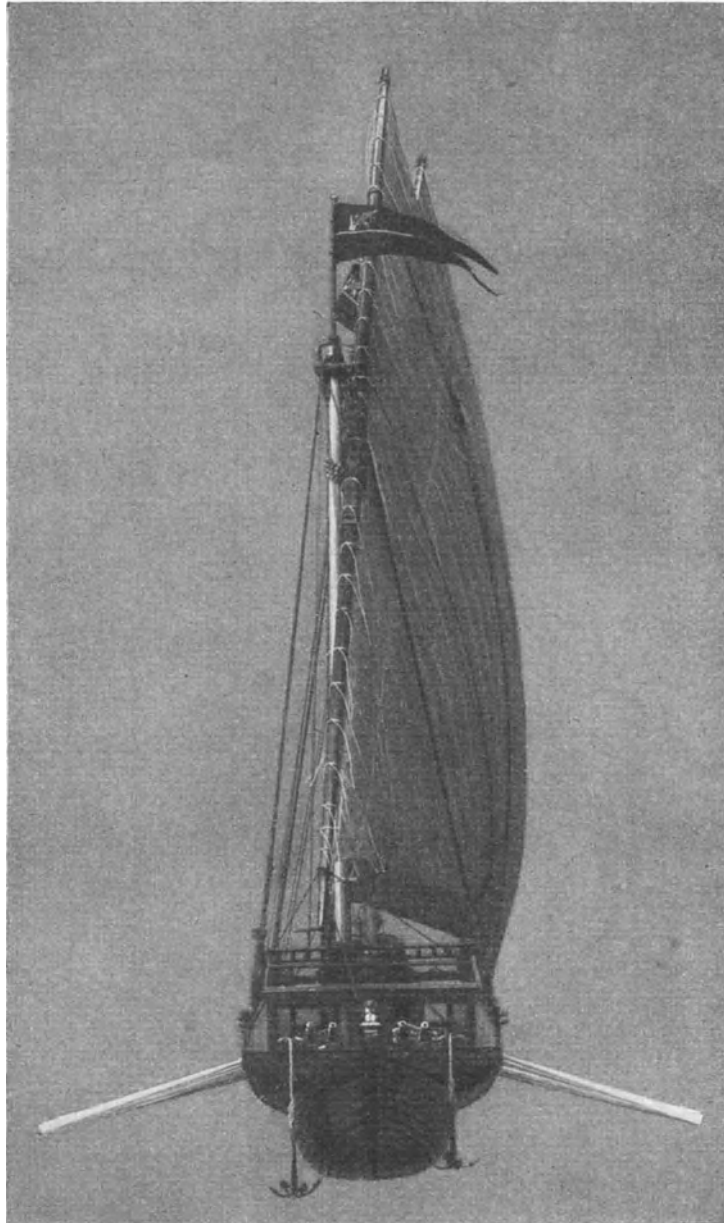


Abb. 107.

und Genua. Bis in das achtzehnte Jahrhundert hinein haben sie sich zuletzt noch vereinzelt als Prachtschiffe der Staatsoberhäupter der seefahrenden

Völker erhalten, trotzdem sie den hochbordigen Segelschiffen an Seefähigkeit weit unterlegen waren. Ihre Glanzzeit hatten sie im 15. und 16. Jahrhundert, und der größte mit ihnen erfochtene Seesieg ist der des Don Juan d'Austria über die Türken am 7. Oktober 1571 bei Lepanto.

Es hat aber nicht bloß Kriegsgaleeren, sondern auch Handelsgaleeren gegeben, bei denen die Anzahl der Ruderer eine weit geringere als bei den ersteren war, und die sich mehr auf ihre Segel verlassen mußten. Wegen ihrer geringeren Trag- und Seefähigkeit konnten sich die Handelsgaleeren gegenüber den geräumigeren und seefähigeren Segelschiffen auf die Dauer nicht halten und gingen deswegen nach und nach ein.

H a u p t a b m e s s u n g e n .

Für das Modell (Abb. 104—107) habe ich eine Kriegsgaleere von mittleren Abmessungen etwa aus dem Ende des 15. Jahrhunderts gewählt, die also weder zu den früheren kleineren von etwa 40 m Länge, noch zu den späteren größeren ihrer Art von etwa 65 m Länge zu rechnen ist. Diese Galeere besaß eine Länge über alles von 48 m, eine Breite in der Wasserlinie von 6,80 m, etwa $\frac{1}{7}$ der Länge, einen Tiefgang von 2,40 m, ungefähr $\frac{1}{3}$ der Breite, und eine Verdrängung von 210 t. Der Riß (Abb. 108) zeigt die feinen Linien eines ausgesprochenen Ruderbootes, das nur bei gutem Wetter imstande war, die großen Segel voll zu tragen.

B a u a r t .

Die Galeeren wurden auf Kiel und Steven erbaut und karweel geplankt. Auf den Spanten lag unten ein starkes Kielschwein. Eine innere Wegerung war nicht immer, aber doch vielfach vorhanden. Die Deckbalken und die Spanten wurden miteinander durch starke stumpfwinklige Kniee verbunden, welche die äußeren Umläufe mit den Ruderrollen trugen (Abb. 109—110). Die unteren auf Deck liegenden Flächen dieser Kniee waren mit Einkerbungen versehen, durch welche das Wasser treten konnte. Das Deck wurde durch Deckstützen abgesteift, auf ihnen ruhten die Bänke und Fußleisten für die Ruderer. Die Ruderbänke waren querschiffs derartig angeordnet, daß ihre Enden an den Bordseiten etwa 6—7° weiter nach vorn gerichtet waren, als ihre Enden in der Mitte des Schiffes, damit es den drei auf derselben Bank sitzenden

Linienriß.
1 : 200.

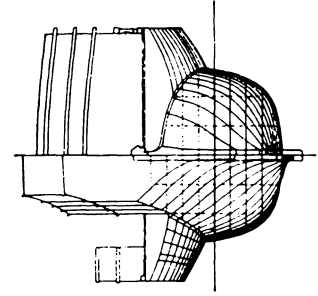
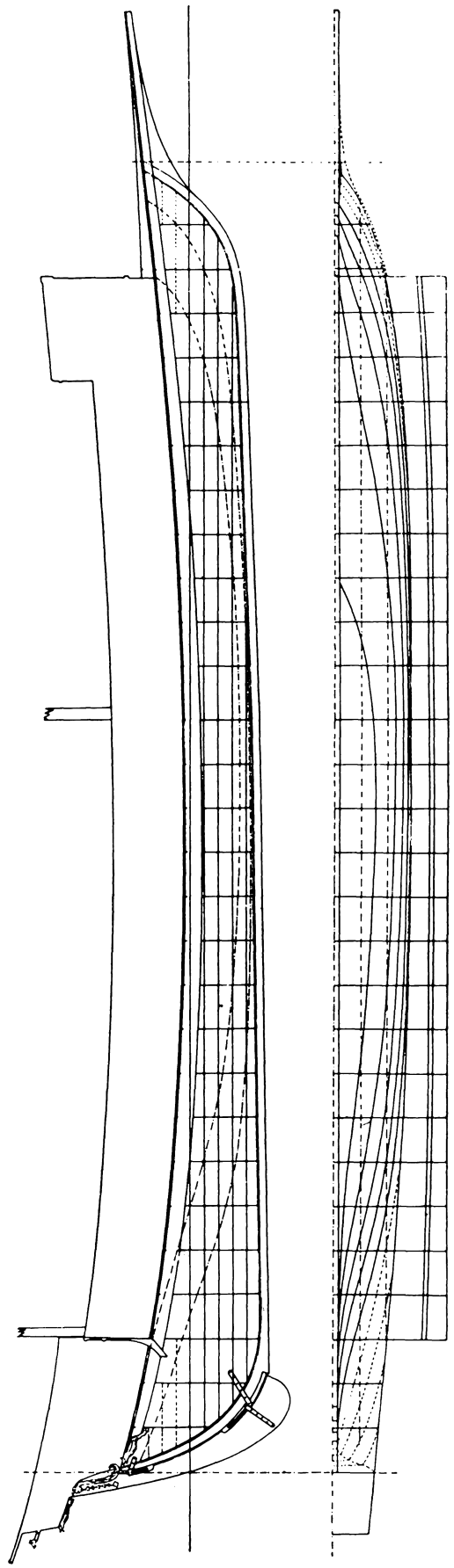


Abb. 108.

Ruderern möglich war, ihre Riemen zu handhaben. Auf den Triremen (Abb. 100—103), wo jeder Ruderer seinen eigenen Riemen bewegte, der mitt-

Querschnitt einer älteren Kriegs-Galeere.

1 : 60.

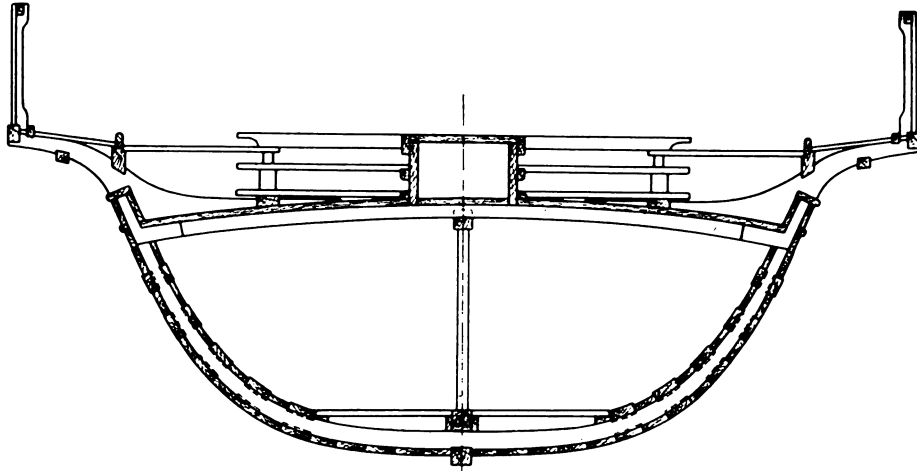


Abb. 109.

Querschnitt einer jüngeren Handels-Galeere.

1 : 60.

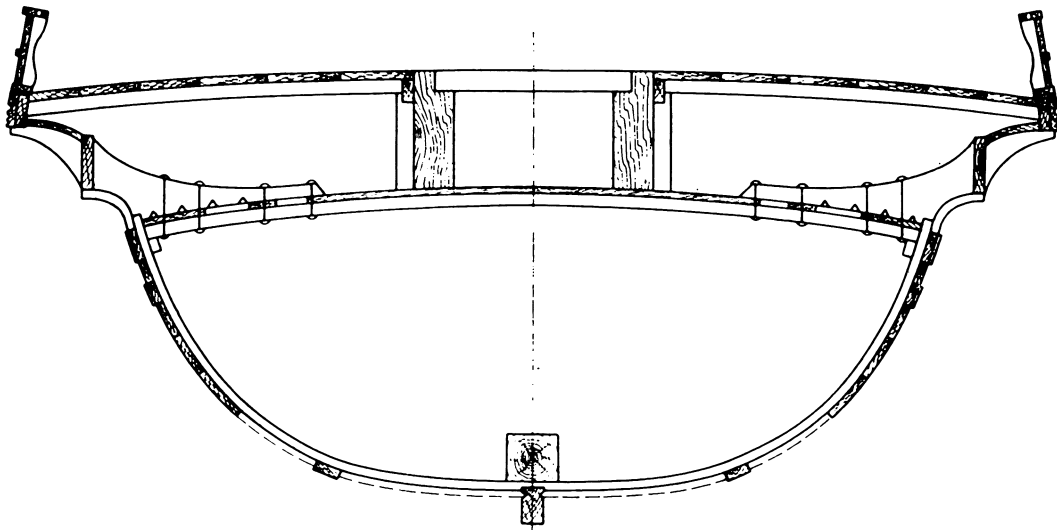


Abb. 110.

schiffs also am weitesten nach hinten sitzende Ruderer den längsten, der an der Bordwand also am weitesten nach vorn sitzende dagegen den kürzesten

Vorderer Aufbau.

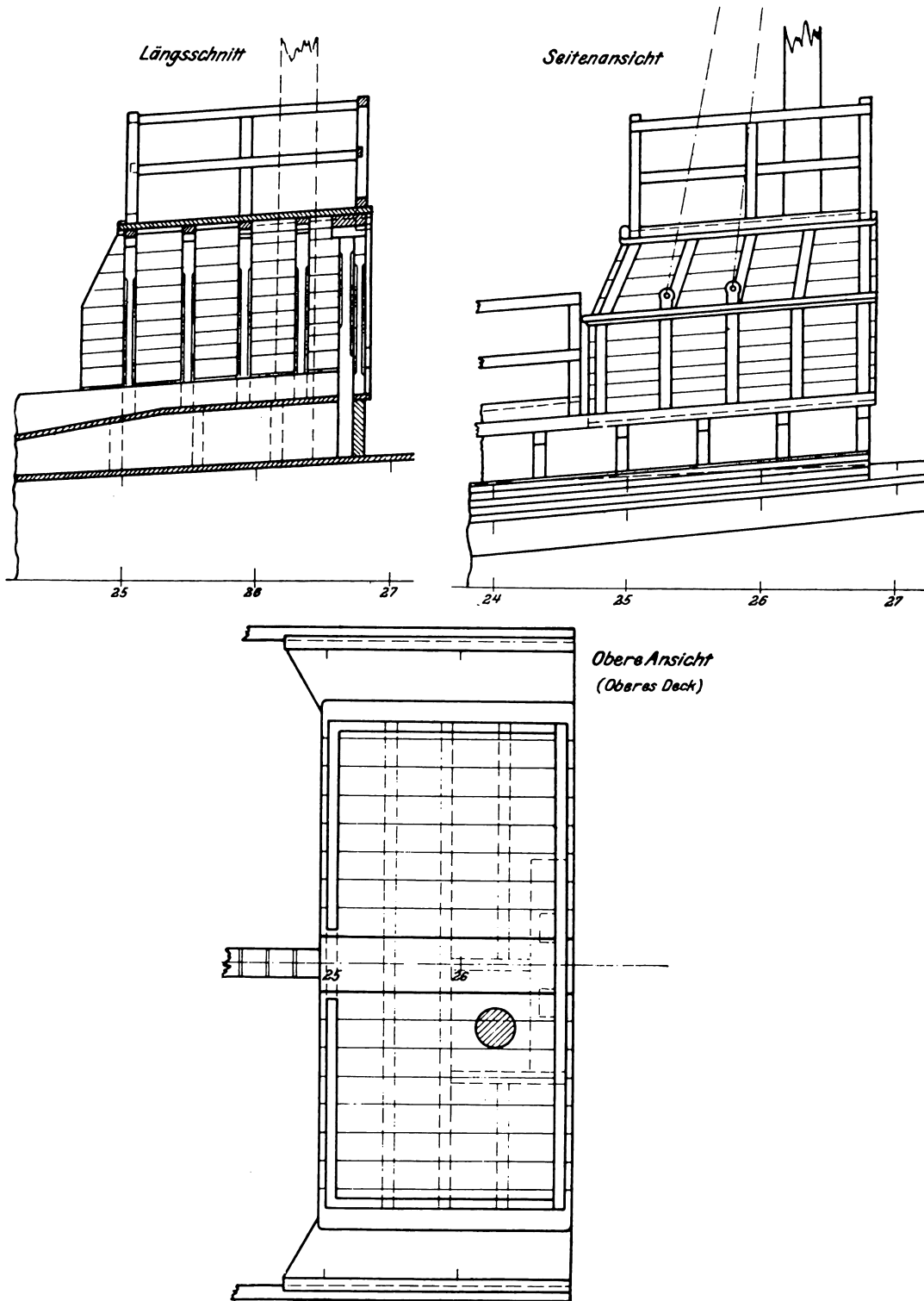


Abb. 111.

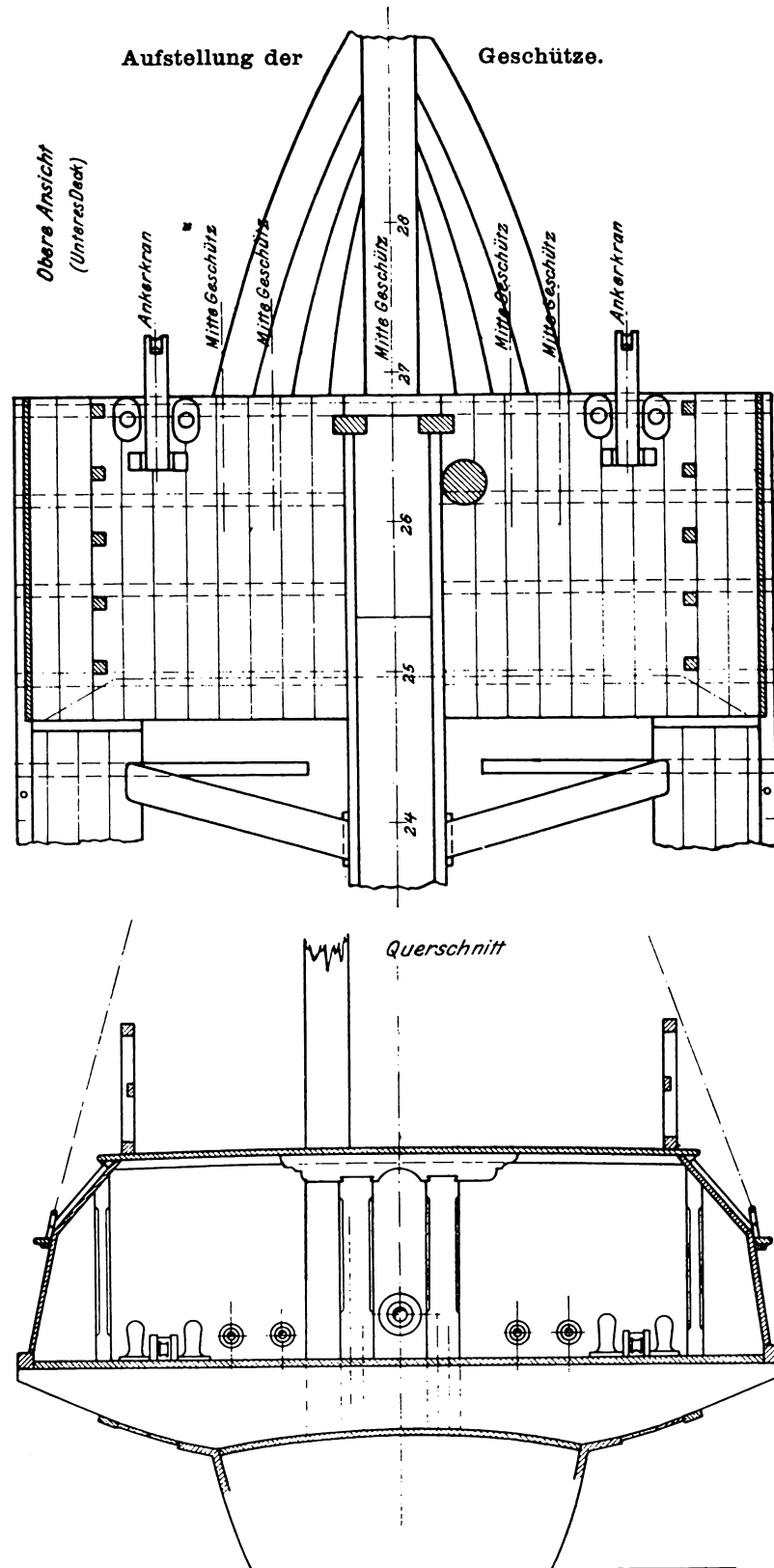


Abb. 112.

Riemen führte, saßen die Ruderer auf einer wagerechten Bank, auf den Galeeren waren dagegen die Bänke abgestuft, so daß der äußere Ruderer am tiefsten, der innere am höchsten saß. Die Galeeren hatten vorn einen Aufbau (Abb. 111), unter dem die Geschütze standen, und dessen Deck auch als Gefechtsort für die Seesoldaten benutzt wurde (Abb. 112). Auf den großen Galeeren der späteren Zeit war hier auch ein Gangspill untergebracht.

Das Achterdeck trug eine nach vorn und hinten offene Kajüte. Vielfach war es nur ein nach oben durch einen wasserdichten Stoff, oder bei Prunkgaleeren durch eine seidene Decke, abgeschlossener Raum. Hinten lagen auch die Treppen zum Besteigen des Schiffes, und zwar auf jeder Schiffsseite eine. Rings um das Schiff lief ein Schanzkleid, welches die Ruderer vor feindlichen Geschossen schützte. Auf den älteren Triremen ohne Schanzkleid bestand der Seitenschutz wie auf den alten griechischen Trieren in Vorhängen, die im Gefecht heruntergelassen wurden.

Das Steuerruder wurde bei allen Galeeren, wie es im Laufe des dreizehnten Jahrhunderts, wahrscheinlich durch die Araber, oder wie heute auch vielfach angenommen wird, durch die Friesen eingeführt war, am Hintersteven, also in der Mittschiffsebene aufgehängt und mittels einer Ruderpinne bewegt.

T a k e l u n g.

Die ältesten und kleinsten Galeeren hatten nur einen Mast, die mittleren, wie das Modell zeigt, besaßen zwei Masten, und die jüngsten und größten deren drei. Auf den zweimastigen Galeeren stand der Fockmast entweder im vorderen Aufbau oder doch unmittelbar dahinter. Er war häufig wegen des Rücklaufes des mittelsten Geschützes aus der Mittellinie des Schiffes nach Steuerbord oder Backbord gerückt.

Der Großmast stand vor der Mitte des Schiffes, in dessen Kiellinie. Die Masten waren durch Wanten abgesteift, die aber noch keine Webeleinen besaßen. Sie trugen kurze Toppstengen zum Heißen der Flaggen. Die Segel waren dreieckig — Lateiner (Abb. 113) — oder Rutensegel mit sehr langen, in der Mitte gelaschten Raen, eine Takelungsart, die noch heute im Mittelmeer für die Küstenschiffahrt gebräuchlich ist.

Die Raen hatten Racks mit Holzkugeln, die sie am Mast festhielten, geheißen wurden sie mittels eines Falles und nur zuweilen die Großraen mittels zweier Falle. Die Brassen waren am äußeren Ende der Ra angebracht, in etwa $\frac{1}{4}$ ihrer Länge von der Nock gerechnet. Das vordere untere Ende jeder

Segelrid.
1 : 200.

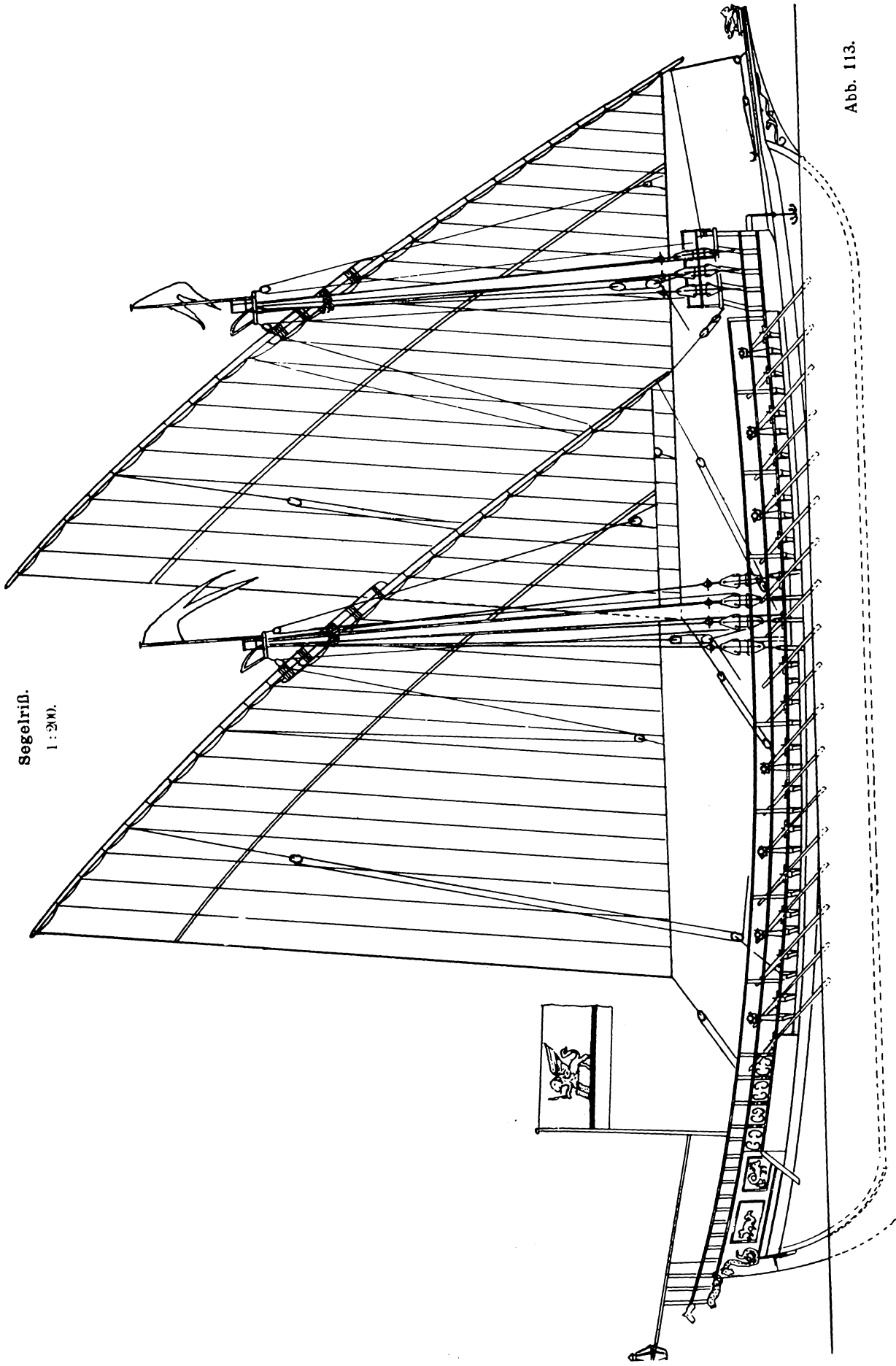


Abb. 113.

Ra trug den Hals des Segels. Um den Hals des Focksegels setzen zu können, mußten die Galeeren einen weit ausladenden Vorderstevan besitzen, der aber auch zum Entern benutzt wurde. Die Schoten wurden hinten an den Bordwänden in Klampen belegt. Nur die Segel der jüngsten Galeeren waren parallel zur Ra mit einer Reihe oder mit zwei Reihen von Reffbändseln versehen. Von der Entstehung der Galeeren bis um die Wende des 16. und 17. Jahrhunderts kannte man diese Reffe nicht.

Im allgemeinen war der Großmast 3mal, der Fockmast $2\frac{1}{2}$ mal, die Großra 4mal und die Fockra 3mal so lang, als die größte Breite der Galeere betrug.

Rudereinrichtung.

Die Ruderbänke waren in Abständen von etwa 1 bis 1,5 m aufgestellt, unter ihnen befanden sich die Fußleisten, und noch tiefer als diese waren vielfach breite Bänke vorhanden, auf denen sich die Ruderer ausruhen konnten. Die Riemen waren je nach der Breite der Galeeren etwa 10—12 m lang, wenn jeder Riemen von drei Mann bedient wurde. Zwischen den Ruderbänken lief von vorn nach hinten in der Mitte des Schiffes ein Gang von etwa 1,20 bis 1,80 m Breite, auf dem sich die mit Peitschen ausgerüsteten Aufseher der Ruderer bewegten. Anfänglich waren die Ruderer geworbene Leute, dann wurden sie durch Kriegsgefangene ersetzt und in der letzten Galeerenzeit bestanden sie zum größten Teil aus Verbrechern, die an die Bänke gefesselt wurden.

Ausrüstung.

Die Galeeren waren gewöhnlich mit zwei eisernen Ankern ausgerüstet, für die kurze Kranbalken am Vorderteil angebracht waren. Das gebräuchliche Ankertau wurde mit der Hand eingeholt, denn nur die jüngsten und größten Galeeren besaßen ein Spill.

Einzelne größere Galeeren führten ein Boot, das in der Nähe des Großmastes mittschiffs auf einer nach der Bordseite geneigten Ebene festgezurt war (siehe Abb. 101 auf B. B.), die das Aus- und Einsetzen erleichterte. An der Stellé, wo sich diese Ebene befand, mußte eine Ruderbank, zuweilen mußten auch zwei Ruderbänke ausfallen, so daß dann auf der einen Schiffseite ein oder zwei Riemen und bei Triremen entsprechend 3 bzw. 6 Riemen weniger vorhanden waren, als auf der anderen.

In manchen Galeeren war an einer Stelle auf Deck zwischen dem vorderen und hinteren Aufbau noch eine zweite Ebene eingebaut, die hoch mit Sand beschüttet war, auf dem ein offenes Feuer unterhalten wurde, wörtüber an einem Balken ein Kochkessel zur Herstellung von Mahlzeiten für die Mannschaft hing. (Siehe Abb. 101 auf St. B.) Auch hier mußte eine entsprechende Anzahl von Riemen ausfallen, so daß die Gesamt-Riemenzahl auf beiden Schiffsseiten wieder gleich groß wurde.

B e w a f f n u n g.

Die ältesten Galeeren hatten noch Katapulte, Wurf- und Schleudermaschinen an Bord. Als aber etwa in der Mitte des fünfzehnten Jahrhunderts die Aufstellung von Geschützen auf Kriegsschiffen immer allgemeiner wurde, bestand die Bewaffnung der Trieren meistens aus 5 Buggeschützen, einem schwereren in der Mitte und 4 leichteren, je 2 an beiden Seiten. Auch an dem Schanzkleid wurden auf jeder Schiffseite mehrere kleinere Kanonen — Falkonetts — oder Wallbüchsen verteilt.

Die Besatzung bestand aus den Ruderern — drei für jeden Riemen —, also im vorliegenden Modell zusammen bei 36 Riemen 108 Mann. Hierzu wurde stets eine gewisse Reserve-Rudermannschaft, etwa 20—30 Köpfe, eingeschiff, dazu kamen die Seesoldaten (Artilleristen und Arkebusiere) mit etwa 80—100 Mann, ferner die Offiziere, Steuerer und Aufseher, und endlich ein Kaplan, ein Feldscheer und ein die Verwaltung führender Schreiber, so daß die volle Besatzung einer Galeere je nach ihrer Größe zwischen etwa 250—450 Mann schwankte.

8. Hansa-Kogge.

Vierzehntes bis sechzehntes Jahrhundert n. Chr.

Geschichtliche Unterlagen.

Die ältesten Koggen im dreizehnten Jahrhundert n. Chr. waren noch wie die alten Normannenschiffe, aus denen sie entstanden sind, einmastige Fahrzeuge. Später wurden sie, wie die jüngeren Normannenschiffe, mit einem stark nach vorn geneigten Fockmast und noch später mit einem dritten hinteren Mast versehen. Abbildungen einmastiger Koggen finden sich vielfach, als Initialen in Handschriften des 14. und auch noch des 15. Jahrhunderts, die besonders von H e y c k ¹⁾ behandelt sind. Trotzdem es einzelne große nur für den Kampf eingerichtete Koggen — Orlogskoggen — gab, waren sie doch in ihrer überwiegenden Mehrzahl Handelskoggen, die aber an den Seekämpfen teilnahmen. Die äußere Form der späteren Koggen ist sehr gut auf einem Bilde in der Marienkirche in Lübeck aus dem Jahre 1489 zu erkennen, wie Abb. 114 zeigt.

Hauptabmessungen.

Bis in das vierzehnte Jahrhundert hinein besaßen die Koggen nur eine Verdrängung von etwa 100 t. Erst später stieg ihre Größe und erreichte im fünfzehnten Jahrhundert eine Verdrängung von 300 bis höchstens 500 t. Die gegen Ende des fünfzehnten und im Laufe des sechzehnten Jahrhunderts erbauten noch größeren Hansaschiffe sind keine Koggen mehr, sondern gleichen den übrigen Kriegsschiffen ihrer Zeit in Ausrüstung und Bauart. Dementsprechend hielten sich auch die Abmessungen der Koggen in bescheidenen Grenzen, denn ihre Länge schwankte ungefähr zwischen 60 bis 120 Lübecker Fuß. Dem Modell (Abb. 115—118) habe ich den Riß

¹⁾ Dr. Ed. Heyck. Drachen und Koggen. Velhagen & Klasings Monatshefte 1917, Heft 3.

(Abb. 119) einer Kogge aus dem Anfange des sechzehnten Jahrhunderts zugrunde gelegt, deren Länge über alles 28,8 m betrug und die in der Wasserlinie 24,0 m lang war. Die Breite in der Wasserlinie stellte sich auf rund 8 m und der Tiefgang des wenig steuerlastigen Schiffes erreichte vorn 2,6, hinten 2,8 m. Die Verdrängung beträgt nach dem Riß 270 t.

Bauart.

Die Koggen wurden auf Kiel und Steven gebaut und karweel geplankt. Die Spanten waren mit den Deckbalken durch Kniee verbunden und zur Er-

Koggen auf einem Gemälde der Marienkirche in Lübeck.

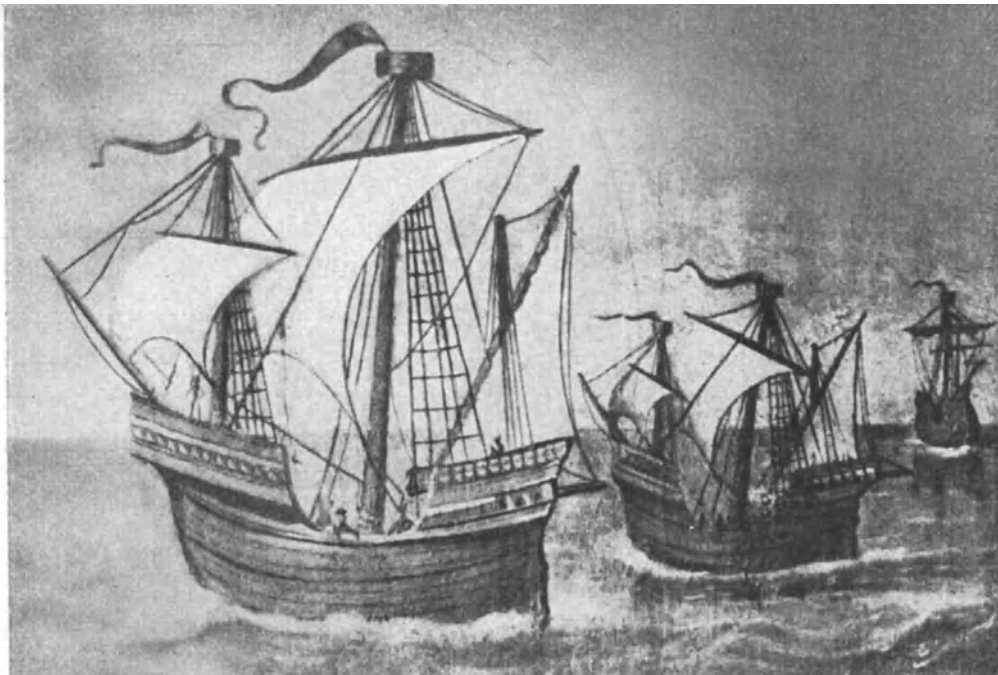


Abb. 114.

zielung genügender Längsfestigkeit waren Kielschweine und Leibhölzer eingebaut. Unterhalb des Schandekels war ein Bergholz angebracht. Die Koggen hatten ein festes Deck, das vorn und hinten zu einer Back bzw Kampange erhöht war. Es sind die alten zuerst vorübergehend aufgebauten Kastelle der jüngeren Normannenschiffe, die nach und nach mit dem Schiffskörper verwachsen. Der Vorsteven fällt etwas aus und trägt ein kurzes Bugspriet, das aber kein Segel trug, sondern nur einen kleinen Wurfanker

wie er schon bei den Normannen im Gebrauch war und dort erwähnt wurde. Auch das Hinterkastell ragte etwas über den Schiffskörper hinaus, der in seiner Form noch stark an die Normannenschiffe erinnert.

Vor den Rüsten des Hauptmastes waren zur Erhöhung der Festigkeit des Schiffskörpers und vielleicht zum Schutz gegen das Schamfielen an den Kais der Häfen auf beiden Schiffsseiten 4 starke Auflanger eingebaut die, an dem Bergholz beginnend, bis zur Reelingleiste hinaufreichten. Durch die zwischen diesen Hölzern in das Schanzkleid eingeschnittenen Öffnungen konnten Riemen gesteckt werden, die an Bord in entsprechender Anzahl vorhanden waren, um die Fahrzeuge ohne Segel in den Häfen und auf Reeden zu bewegen.

B e m a s t u n g.

Die größeren Koggen besaßen drei Masten, die sämtlich durch Wanten abgesteift wurden. Die Wanten des Hauptmastes wurden durch die Jungfern an den Rüsten befestigt, die an beiden Seiten außenbords angebracht waren. Der Fockmast und der hintere Mast hatten keine besonderen Rüsten, ihre Jungfern waren in Augbolzen eingehängt, die an den Schanzkleidstützen befestigt wurden. Alle drei Masten waren außerdem nach vorn abgestagt. Der Haupt- und Fockmast trugen ein Krähennest zur Aufnahme von Armbrustschützen. Wie bei den Normannenschiffen wurden in die Krähennester auch Steine gehoben, die von oben zwischen die Angreifer geworfen werden konnten. In den Krähennestern steckten Wimpel in den Hansafarben — weiß und rot — als Erkennungszeichen in den Seekämpfen. Andere Wimpel oder Flaggen wurden nicht geführt.

Die Raen waren durch Racks an den Masten festgehalten. Das kurze Bugsprit war nur im Schiff befestigt und besaß kein Wasserstag. Aus dem Heck ragte ein kurzer Besanbaum hervor, der nach unten abgestagt war, um der oben angreifenden Besanshot entgegenzuwirken.

B e s e g e l u n g.

Der Vor- und Hauptmast trugen ein Rasegel, der hintere Mast ein Lateiner- oder Rutensegel (Abb. 120). Die älteren nordischen Segelfahrzeuge führten nur das Rasegel, das Rutensegel ist erst später aus dem Mittelmeer eingeführt worden, wo es die durch die Kreuzzüge dorthin gekommenen Hanseaten zuerst kennen lernten.

Das Vorsegel und das Rutensegel konnten einmal, das Großsegel zwei-

mal angetucht werden. Die Rasegel hatten außer dem Fall an laufendem Gut Toppnanten, Brassen und Schoten. das Rutensegel außer dem Fall nur Hals und Schot.

Längsansicht.
1 : 200.

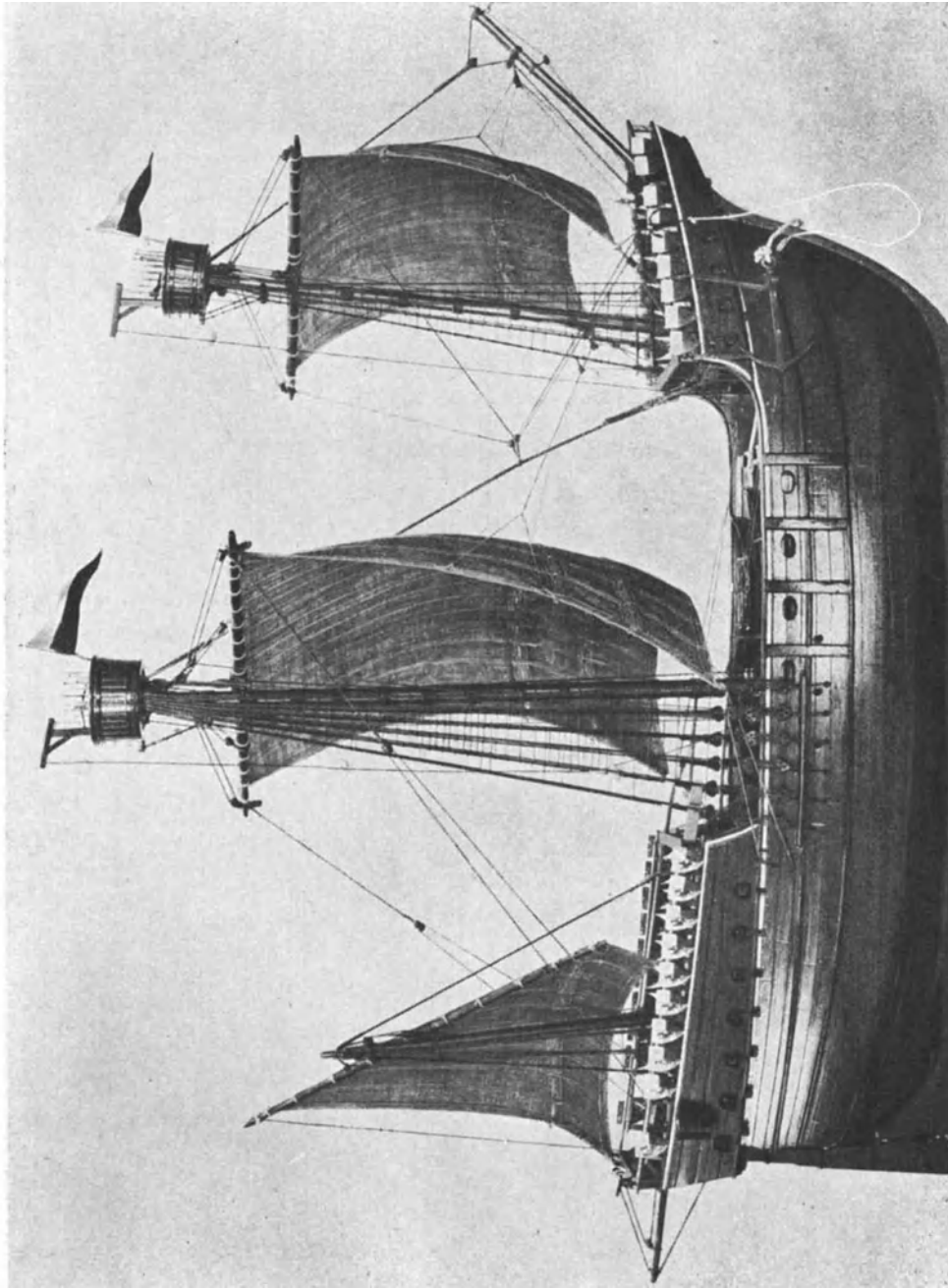


Abb. 115.

Hinter dem Hauptmast erhob sich ein Mastknecht, an dessen Kaviel-
nägeln das laufende Gut belegt wurde. Am Vor- und Hintermast waren für
diesen Zweck nur Deck- und Seitenklampen angebracht.

Deckansicht.
1 : 200.

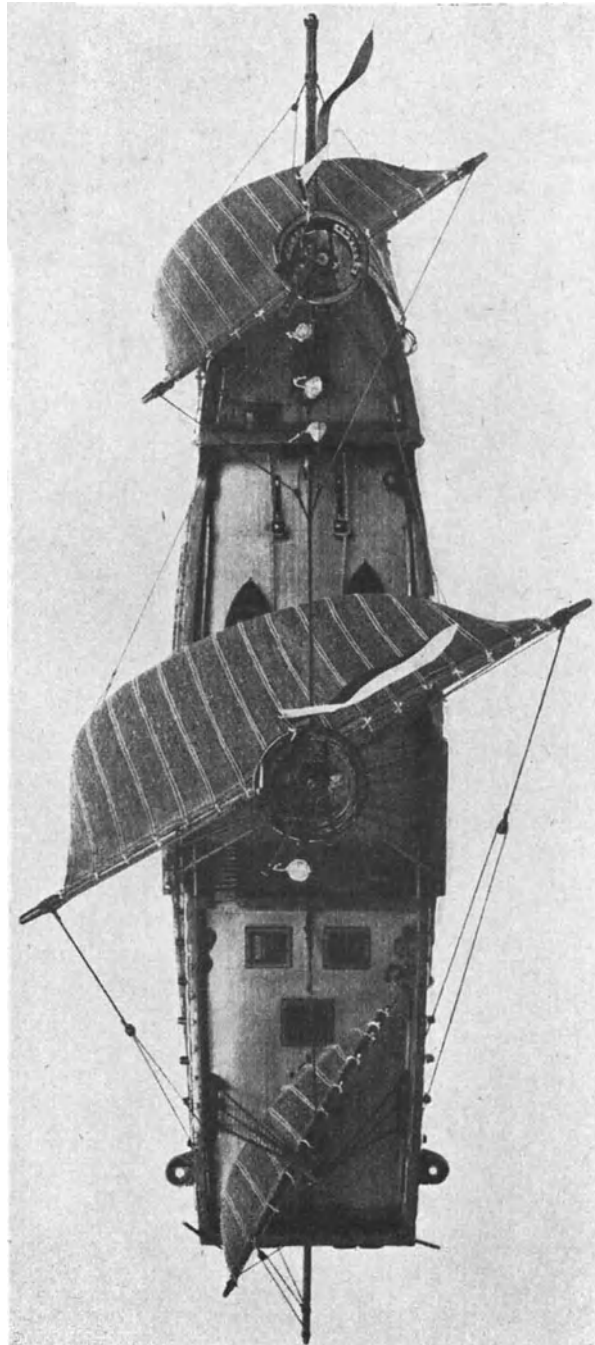


Abb. 116.

Ausrüstung.

Die Koggen besaßen zwei Buganker, deren Taue durch Ankerklüsen zu einer auf Deck stehenden Querbeeting führten. Sie zählen somit zu den ersten mit Klüsen versehenen Fahrzeugen, deren Gebrauch in den früheren Zeiten unbekannt war.

Vor dem Großmast stand auf Deck in Klampen ein Boot, größere Koggen führten zwei Boote (Abb 121), die zu beiden Seiten der unter Deck

Vorderansicht.

1:200.

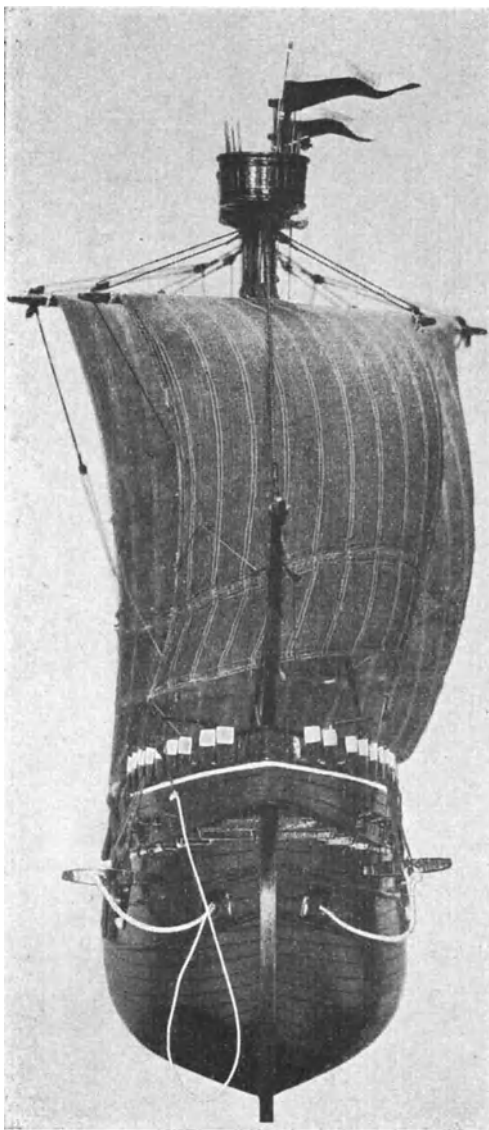


Abb. 117.

Hinteransicht.

1:200.



Abb. 118.

Linienriß.
1 : 200.

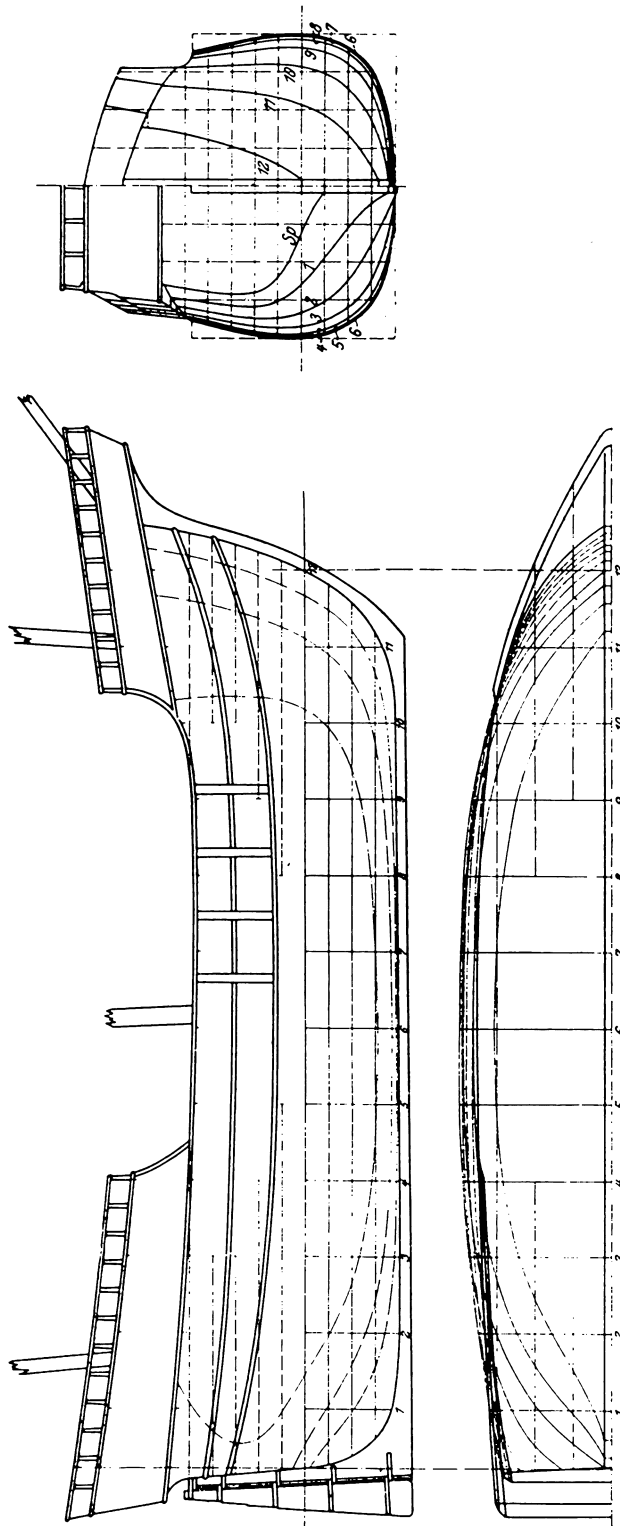
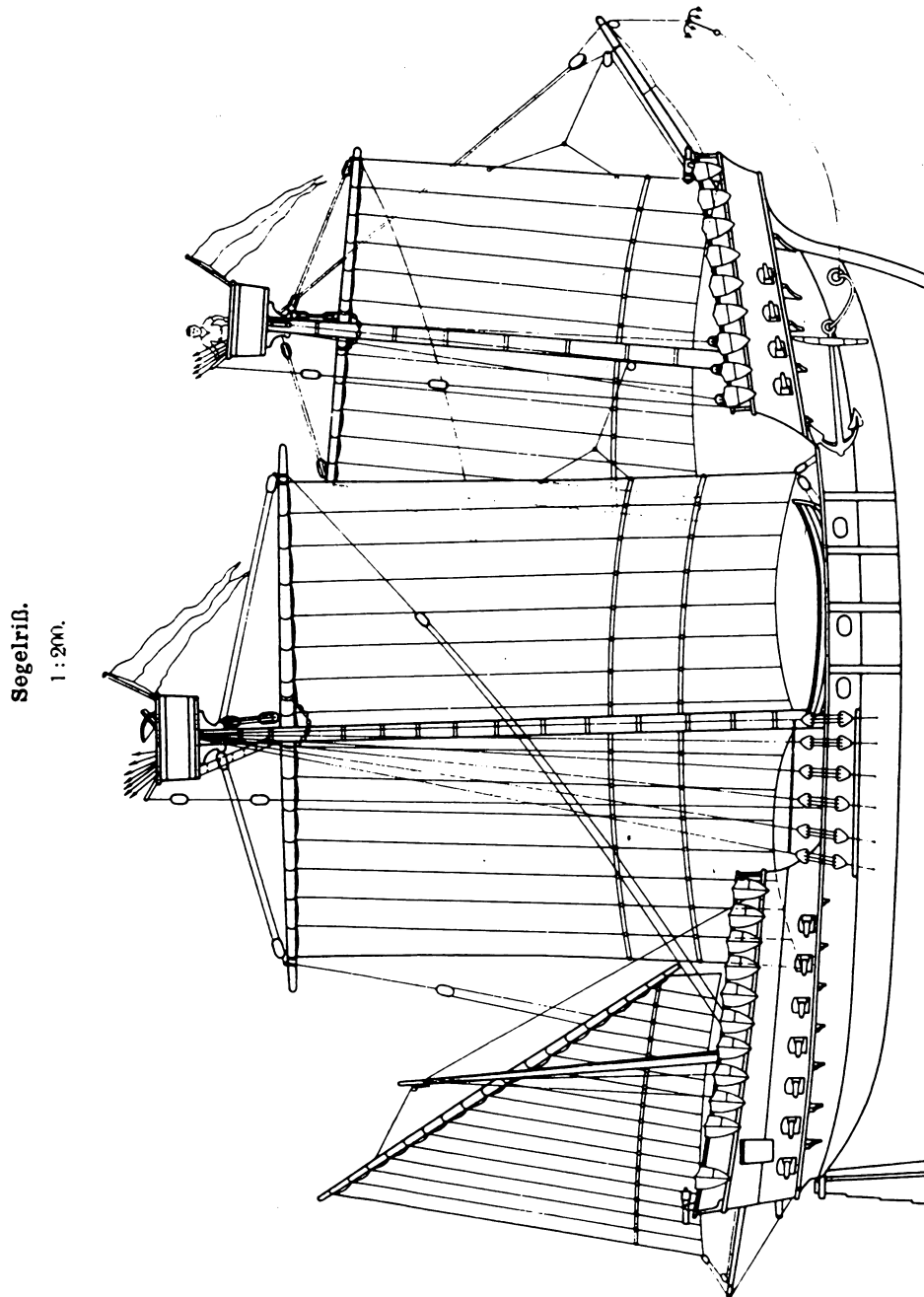


Abb. 119.

führenden Niedergangsluke angeordnet waren. Hinter dem Großmast befand sich eine Hand- Lenzpumpe, die von Deck bewegt wurde.



Segelriß.
1 : 200.

Abb. 120.

An der Vorderwand der Kampagne lagen die Wasserfässer mit dem Trinkwasser für die Offiziere (Abb. 122).

Eine Treppe führte von Deck auf das Kampangedeck, und von diesem gingen die Treppen durch Luken nach unten zu den Offizier- und Kommandantenkammern. Am hinteren Ende der Kampange war an einer Bordwand eine Tonne mit einer Öffnung im Boden befestigt, die als Abort von den Offizieren benutzt wurde, während für die Mannschaften wie auch bei allen früheren Schiffen nichts derartiges vorgesehen war.

Deckplan.

1 : 200.

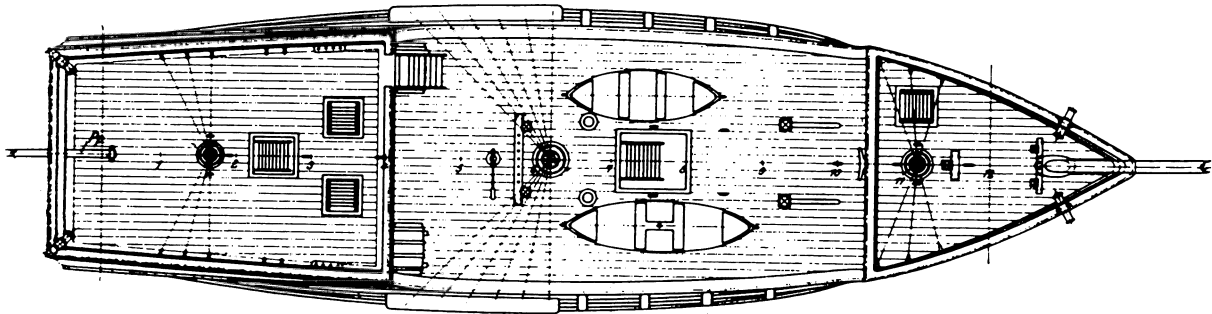
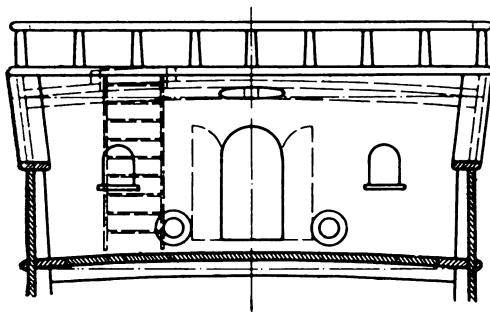


Abb. 121.

Hinterwand der Back.



Vorderwand der Kampange.

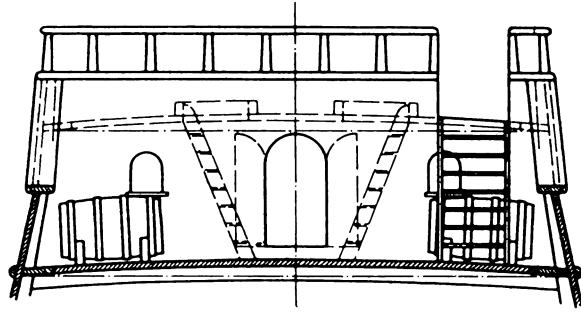


Abb. 122.

Bewaffnung.

Erst ungefähr am Anfang des fünfzehnten Jahrhunderts beginnt die Bewaffnung der Koggen mit Kanonen, die Steinkugeln schossen. Bis dahin hatten die Orlogskoggen immer, die Handelskoggen zuweilen, in der Mitte auf dem Deck zwei eigenartige Kriegsmaschinen. Die größere, die Blide, warf nach Art der Katapulte im Bogen einen schweren Stein auf den ent-

fernteren Gegner, während die kleinere, das treibende Werk genannt, eine Art von Armbrust im größten Stile, den näheren Angreifer mit einem Hagel von Steinen, eisernen Stangen usw. überschüttete.

Die Mannen kämpften auf dem Vorderkastell noch mit Speer, Schwert und Schild, die Offiziere und freien hanseatischen Bürger in gleicher Weise auf dem Hinterkastell. Die Schilder der Mannen, aus Holz und mit Leder bezogen, waren meistens mit den Hansafarben „weiß-rot“ senkrecht bemalt, während die der Bürger gewöhnlich das Städtewappen, die der Offiziere ihre Geschlechtswappen zeigten. Die Schilder wurden noch nach dem Vorbilde der Wikinger an der Reling der Kastele aufgehängt.

Zwischen den Mannen, auf Deck sowie in den Krähenestern, waren eine Anzahl von Armbrustschützen aufgestellt, die auch, wie schon erwähnt, von oben mit Steinen auf die unten Kämpfenden warfen.

An die Stelle der Armbrustschützen traten später mit der zunehmenden Vervollkommnung der Feuerwaffen, Arkebusiere, und statt der Kriegsmaschinen verwendete man Geschütze, die unter den Decks der Kastele aufgestellt wurden. Hinten und vorn waren auf dem Schanzkleid der Kastele gewöhnlich noch einige kleinkalibrige Geschütze, sogenannte Drehbassen oder Wallbüchsen, angeordnet.

M a n n s c h a f t.

Die älteren Koggen von ungefähr 200 t Verdrängung nahmen im Anfange des vierzehnten Jahrhunderts durchschnittlich etwa 20 Ritter, d. h. Offiziere und Bürger, sowie rund 100 Mannen an Bord. Hierzu kamen noch die eigentlichen Seeleute mit etwa 20 Mann, so daß die ganze Besatzung sich auf 140 Köpfe belief. Mit der zunehmenden Größe der Koggen und ihrer Bewaffnung mit Kanonen stieg die Besatzung bis auf einige Hundert Mann.

9. Englisches Kriegsschiff „Great Harry“

Sechzehntes Jahrhundert n. Chr.

Geschichtliche Unterlagen.

Die Pläne für das Schiff „Great Harry“ stammen noch aus der Regierungszeit Heinrich VII., der die ersten Bausteine zur Gründung der späteren englischen Flotte zusammentrug. Nach seinen Absichten sollte das auf 1000 t Verdrängung geplante Schiff an Größe und Kampfkraft alle bisher auf dem Wasser schwimmenden Fahrzeuge der Franzosen und selbst der damals mächtigen Republiken Genua und Venedig übertreffen.

Der ursprüngliche Name des 1515, im sechsten Jahre der Regierung Heinrich VIII., vom Stapel gelaufenen Schiffes war „Henry Grace à Dieu“, das aber von dem Chronisten Stowe später als „Great Harry“ aufgeführt ist. Hierdurch sowie durch eine Abbildung, die in der Pepysian-Sammlung der Bibliothek des Magdalen-College in Cambridge enthalten ist, und die ebenfalls das Schiff „Henry Grace à Dieu“ darstellen soll, aber ein ganz anderes Fahrzeug zeigt, als das hier besprochene, sind Zweifel entstanden, ob die beiden Namen sich auf ein- und dasselbe Schiff beziehen. Diese Zweifel haben zu langen Auseinandersetzungen zwischen den einschlägigen englischen Schriftstellern geführt, wobei Charnock¹⁾ die Ansicht vertritt, daß das Schiff der Pepysian-Sammlung wahrscheinlich das Kriegsschiff „Regent“ aus Heinrich VIII Flotte darstellt, mit dem es in Tragfähigkeit und Mannschaftszahl übereinstimmt.

Jedenfalls hat der Baseler Maler Hans Holbein d. J., der von 1536 bis 1543 in London Hofmaler des Königs Heinrich VIII. von England war, in dieser Zeit im Auftrage des Königs das Schiff „Great Harry“ gemalt. Das heute noch in Windsor hängende Bild (Abb. 123) zeugt von einer ungewöhn-

¹⁾ John Charnock. A History of Marine Architecture. London 1801, Vol. II, S. 39.

lichen Beobachtungsgabe und einer in ihrer Wiedergabe überzeugenden Naturtreue. Es diente mir als Grundlage bei dem Entwurfe des Modells, besonders weil sich in London zwei voneinander abweichende Modelle des „Great Harry“ befinden, das eine, von dem ich mir mit Erlaubnis der englischen Admiralität im Jahre 1907 die Photographien des Vorschiffs (Abb. 124) und des Hinterschiffs (Abb. 125) anfertigen lassen durfte, ist im Museum der Naval Academy in Greenwich aufgestellt, das andere mit dem Bilde Holbeins

Darstellung des „Great Harry“ von Holbein.

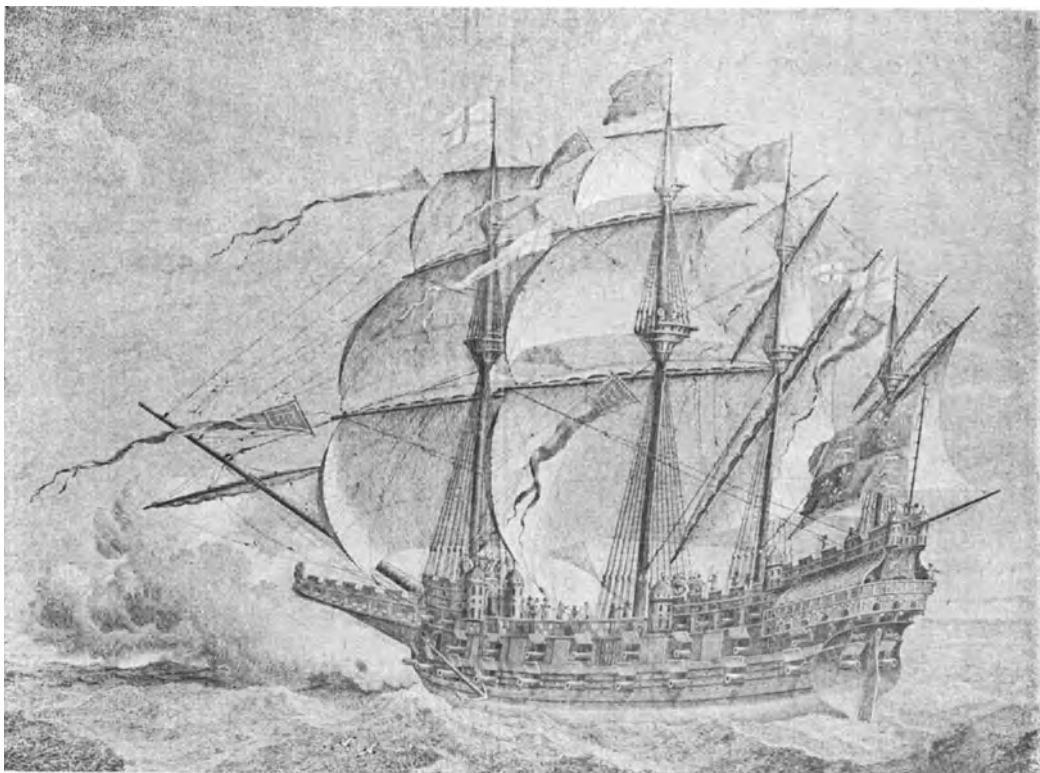


Abb. 123.

weniger übereinstimmende in dem Museum des United Service Institute in Whitehall.

Der Erbauer des „Great Harry“, wahrscheinlich der Chef-Konstrukteur — wenn man ihn so bezeichnen kann — der englischen Marine unter Heinrich VIII. hat Papiere über seine Tätigkeit in Geheimschrift — Ciphers, wie sie die Engländer bezeichnen — hinterlassen, deren Schlüssel verloren ge-

gangen ist. Wie mir Mr. Dana, der Sekretär der Institution of Naval Architects im Jahre 1907 in London erzählte, soll es aber damals gerade gelungen sein, die Handschriften zu entziffern, so daß deren Inhalt vielleicht später noch veröffentlicht wird und uns nähere Aufschlüsse über den englischen Schiffbau im Anfange des sechzehnten Jahrhunderts bringt.

Hauptabmessungen.

Nach den vorhandenen englischen Modellen muß „Great Harry“ eine Länge über alles von 51,40 m und eine Länge in der Wasserlinie von

Bug des Greenwicher Modells.

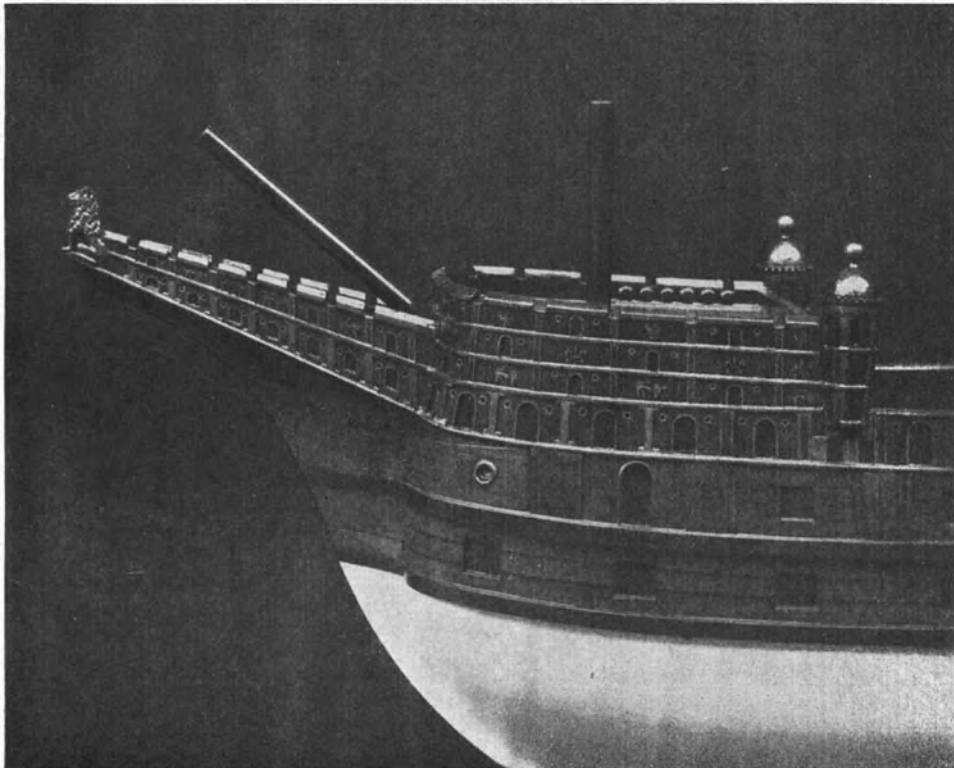


Abb. 124.

39,5 m besessen haben. Die Breite betrug 11,20 m und der Tiefgang 4,40 m. Die Verdrängung stellte sich, wie schon erwähnt, auf 1000 t.

Der Liniensriß (Abb. 126) ist dem Greenwicher Modell entnommen, wobei dessen offensichtlich neuere Gestalt des Buges (siehe Abb. 124) unbe-

rücksichtigt blieb. Das Modell (Abb. 127—130) ist nach diesem Riß angefertigt.

B a u a r t.

„Great Harry“ war ein Dreidecker, der im Zwischendeck, Batteriedeck und auf dem Oberdeck Geschütze trug. Das Schiff besaß einen Außenkiel, der hintere Teil des Schiffes endigte in einem Spiegel, über dem sich ein hohes

Heck des Greenwicher Modells.

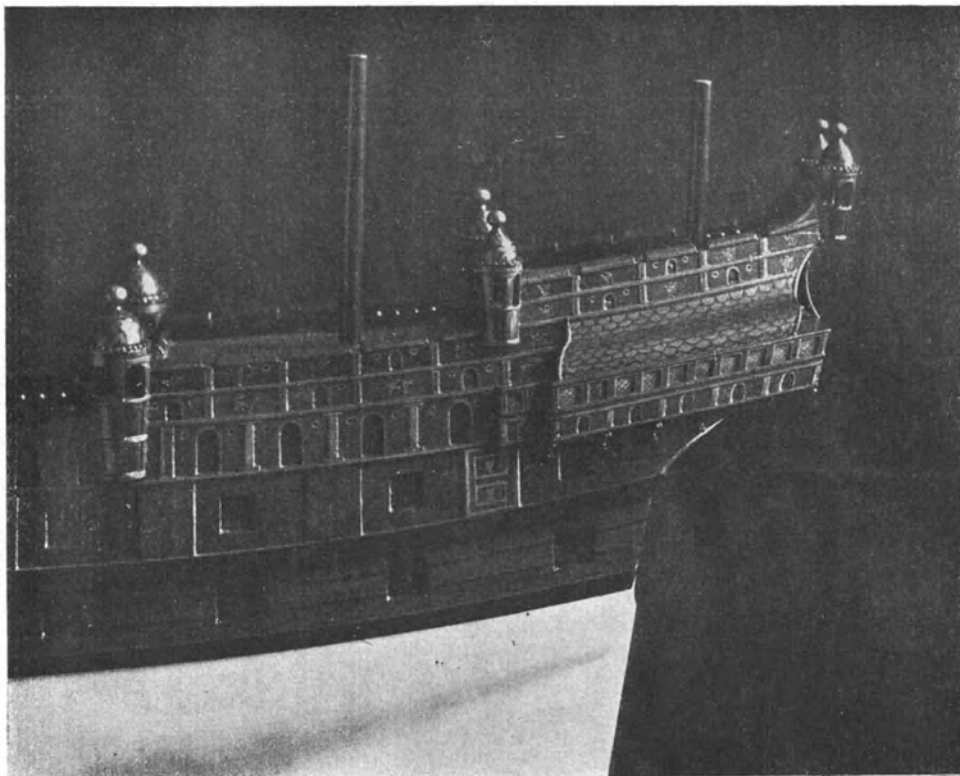
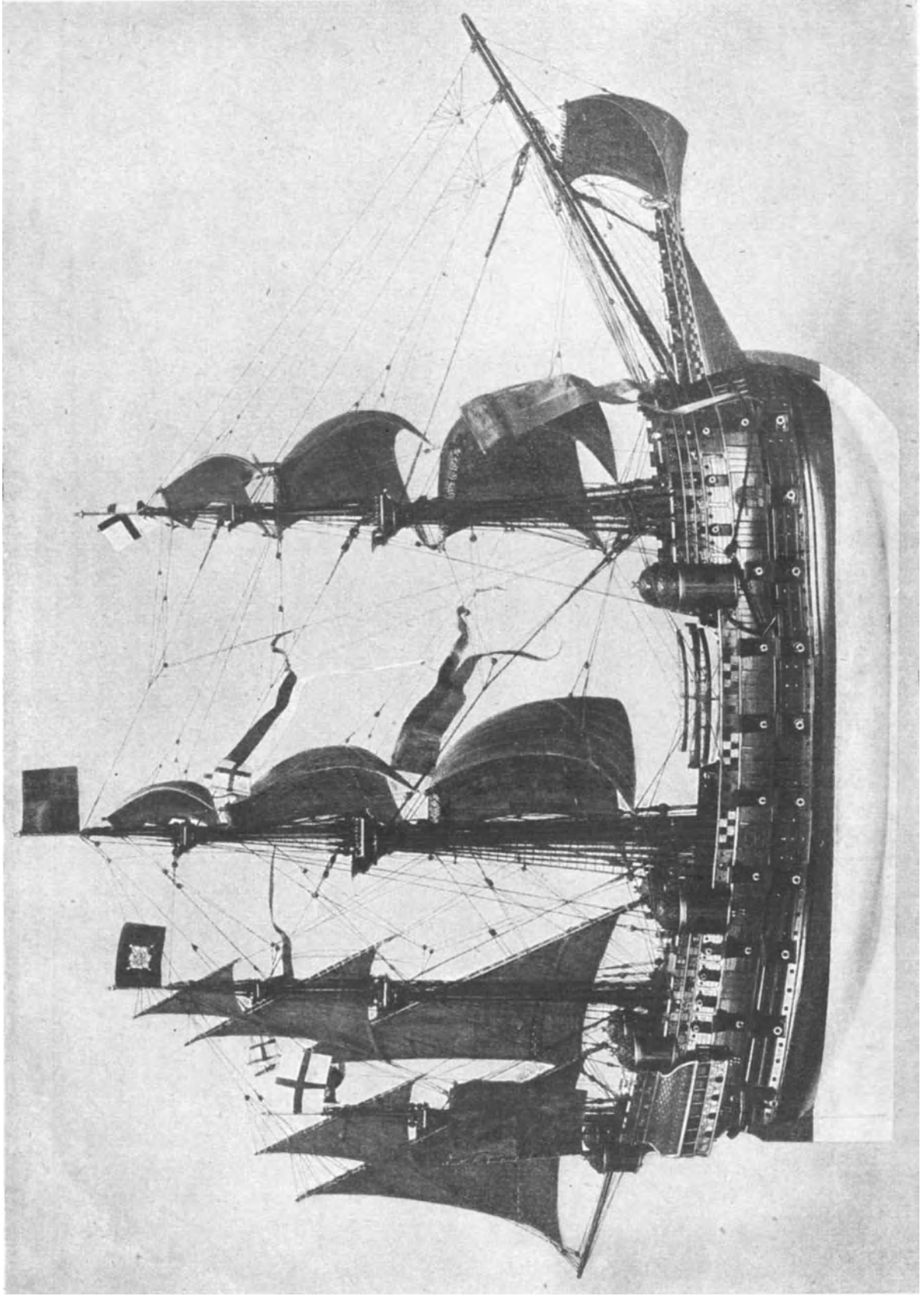


Abb. 125.

Heck erhob. Der Vorsteven ähnelt in seiner weit ausladenden Gestalt denen der Mittelmeer-Galeeren; während aber bei diesen eine solche Formgebung wegen des Halses des Vorsegels geboten war, läßt er sich bei „Great Harry“ durch die Bedienung des Vorsegels nicht erklären, da diese von Bugspriet und Deck erfolgen konnte. Möglich ist es, daß man sich des langen Vorderteils als einer Brücke beim Entern bedienen wollte.

Längsansicht 1:300. Abb. 127.



Deckansicht.

1 : 300.

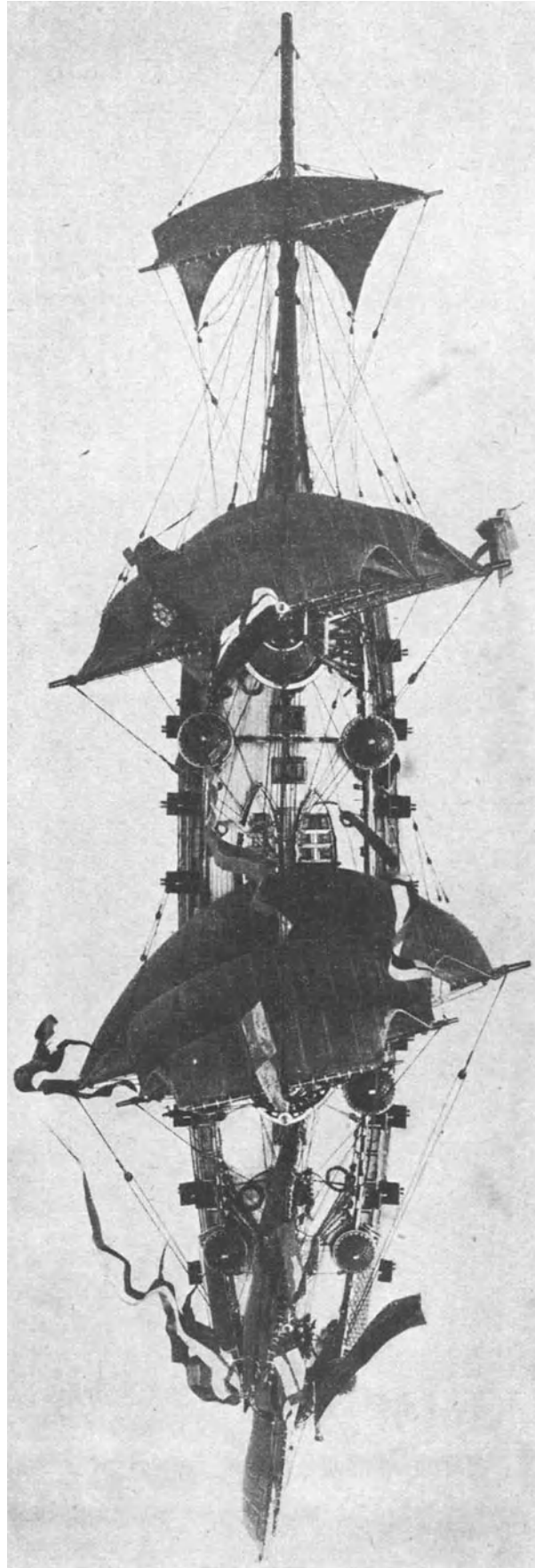


Abb. 128.

Über den inneren Ausbau des Schiffes ist uns nichts überliefert, doch läßt sich wohl annehmen, daß die Anordnung seiner Quer- und Längsverbindungen im allgemeinen denen der größeren Galeeren jener Zeit entsprach,

Vorderansicht.

1:300.

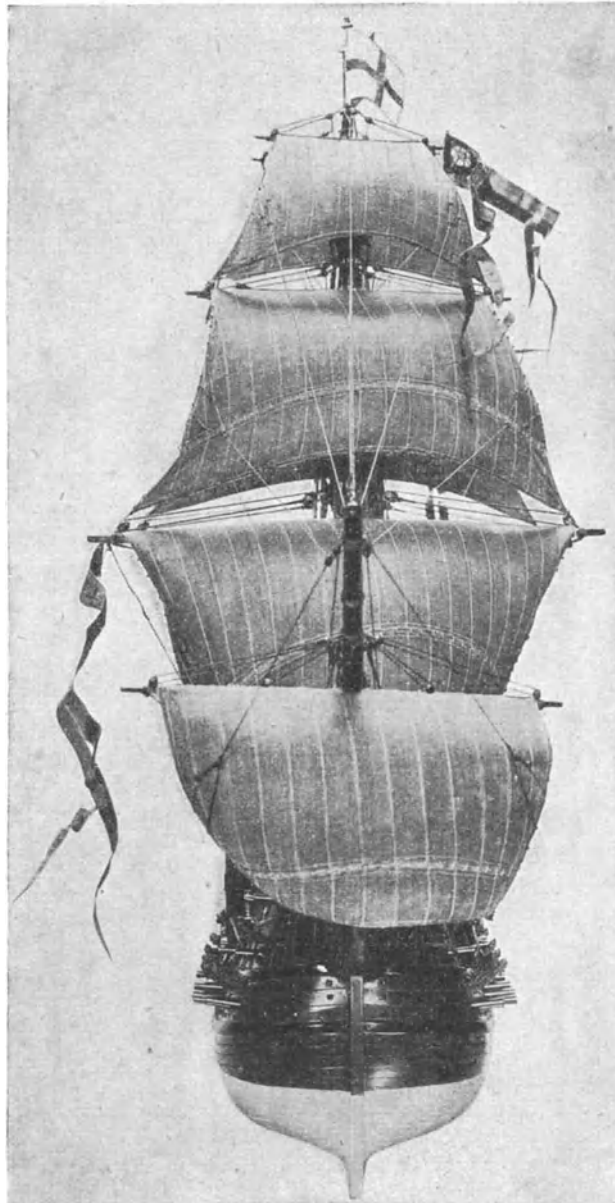


Abb. 129.

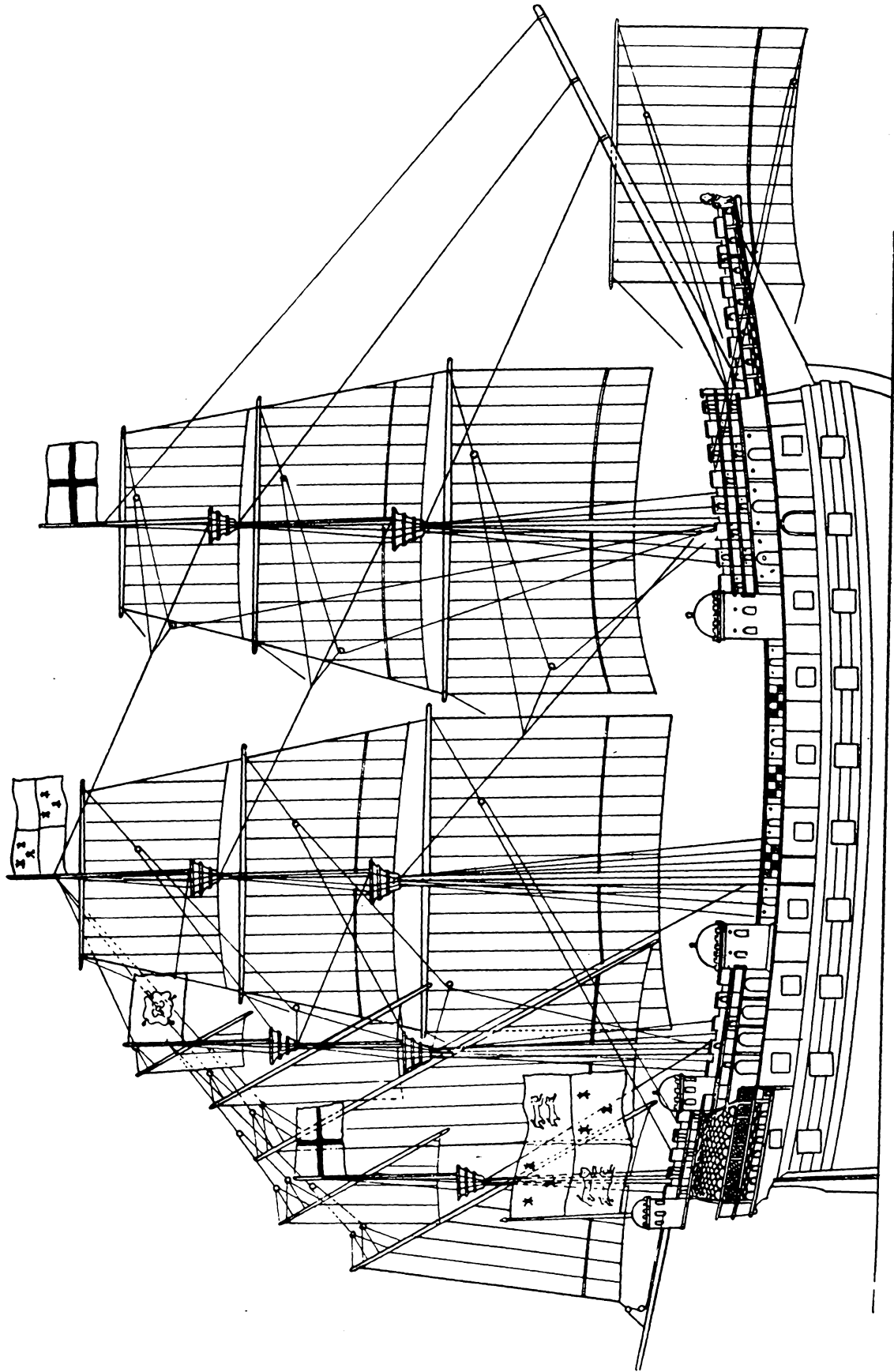
weil sich Heinrich VIII., wie geschichtlich feststeht, zum Bau seiner Schiffe tüchtige und erfahrene Schiffbaumeister aus Venedig und Genua kommen ließ.

Hinteransicht.

1 : 300.



Abb. 130.



Segelriß. 1:300. Abb. 131.

Eigentümlich berührt der als Burg oder Festung im Tudor-Stil ausgebaute obere Teil des Schiffes. Die vier Türme auf jeder Schiffseite entsprechen den Kaponnièren der Festungen, denn die in ihnen aufgestellten Schützen konnten die an den Bordwänden aufenternden Feinde flankieren.

B e m a s t u n g.

Das Schiff besaß außer dem Fock-, Groß- und Besan-Mast noch ganz hinten einen kleinen vierten Mast. Die Masten hatten schon Mars- und Bramstengen und besaßen mit Webeleinen versehene Wanten, die mit Jungfern an den Bordseiten befestigt waren. Die drei vorderen Masten trugen je 2 Marsen, und von diesen Marsen gingen weitere Wanten nach oben. Nur der vierte Mast hatte nur einen Mars. Wie durch die Wanten nach den Seiten waren die Masten nach vorn durch Stage und nach hinten durch Pardunen sowie auch untereinander abgestagt.

Vorn befand sich ein Bugspriet, das weit über den langen Ausbau des Vorschiffes hinausragte. Mit jener Zeit anfangend, hing an dem Bugspriet ein Rasegel, welches etwa zwei Jahrhunderte später durch die noch heute üblichen Klüver ersetzt wurde.

B e s e g e l u n g.

Die beiden Vordermasten trugen je drei Rasegel (Abb. 131), die beiden hinteren Ruten- oder Lateinersegel, und zwar der letzte nur zwei, der andere drei Rutensegel übereinander. Das Schiff war damit völlig übertakelt, und es heißt, daß man später einen der hinteren Masten entfernt hat. Aber auch dann war die Segelfläche noch so groß, daß man nur bei gutem Wetter mit dem Schiff in See gehen konnte. Diesen Fehler besaßen übrigens alle damaligen großen Kriegsschiffe, die fast nur mit achterlichen Winden segelten, und von schlechtem Wetter überrascht, sofort einen Hafen zu erreichen suchten.

Die Untersegel der drei vorderen Masten waren angetucht, ebenso die Marssegel des Fock- und Großmastes, was darauf hindeutet, daß man nach Wegnahme der Bramsegel mit den verkleinerten Unter- und Marssegeln allein fahren wollte.

A u s r ü s t u n g.

Wie das Holbeinsche Bild (Abb. 123) zeigt, hatte das Schiff zwei Buganker, denn es ist wohl anzunehmen, daß in gleicher Weise wie auf B. B. auch

auf St. B. ein Anker angeordnet war, und daß das Schiff für die schweren Anker auch ein Spill besaß, wie es jüngere Galeeren ebenfalls aufwiesen.

Boote sind zwar auf dem Bild nicht dargestellt, indessen wird das Schiff wohl zwei oder mehrere Boote an Deck geführt haben, weil dies im Mittelalter schon auf kleineren Schiffen der Fall war.

Auffällig sind die vielen Flaggen und Wimpel, die Holbein dem Schiff gegeben hat. Höchstwahrscheinlich hat er jenen Zeitpunkt festgehalten, an dem

Heck.

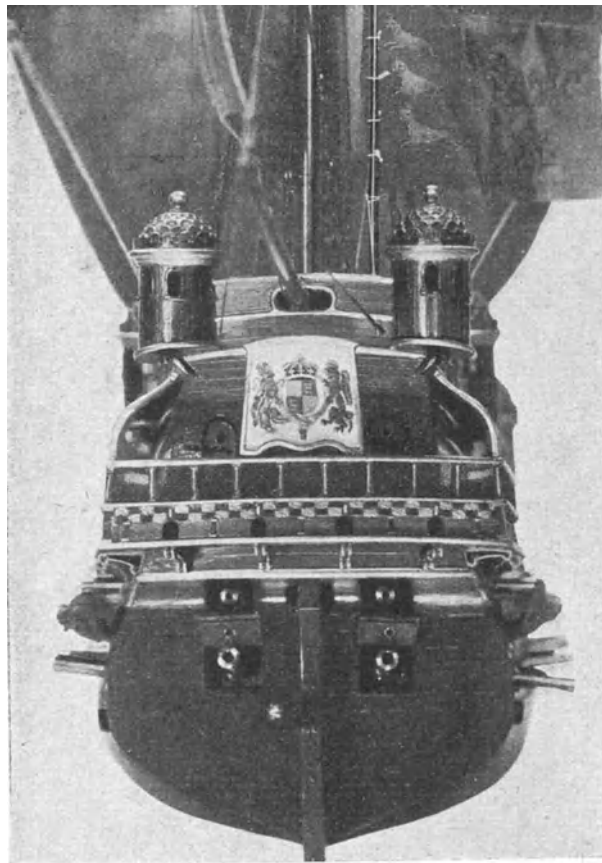


Abb. 132.

sich Heinrich VIII. am 31. Mai 1520 in Dover auf „Great Harry“ zu einer Besichtigung eingeschifft hatte. Der Künstler läßt im Topp des vordersten und hintersten Mastes die englische Kriegsflagge, das rote Georgskreuz in weißem Felde, wehen; im Großtopp ist die königliche Standarte gesetzt, und der Besantopp zeigt die rote Lancaster-Rose des Hauses Tudor in einer ebenfalls weißen

Flagge. Von den Nocken einzelner Raen wehen noch eine Anzahl farbiger Wimpel mit verschiedenen Wappen.

B e w a f f n u n g.

Holbein hat in seiner Darstellung vor dem Anker im Zwischendeck auf B. B. 3 Geschütze angedeutet, das ergibt mit den 3 auf St. B. eine Bugbatterie von 6 Geschützen. Dasselbe Deck trägt dann eine Breitseitebatterie von 8 Geschützen auf jeder Seite, zusammen 16. Ferner sind unter dem Heck noch 2 Geschütze aufgestellt, so daß im Zwischendeck 24 Geschütze stehen. Im Batteriedeck sind auf jeder Schiffseite 8 und am Heck 2, zusammen also 18 Geschütze untergebracht, auf dem Oberdeck befindet sich hinter dem Großmast noch eine Batterie von 8 Geschützen, davon 4 auf jeder Seite. Die Oberdeckbatterie enthält nach dem Bilde nur leichtere Geschütze, auch bei der Bugbatterie scheint dies der Fall zu sein. Welche Kaliber die Geschütze hatten, ist uns nicht näher überliefert, bekannt ist nur, daß es sämtlich Bronzekanonen gewesen sind. Im ganzen führte das Schiff 50 Geschütze.

M a n n s c h a f t.

Die Bemannung des Schiffes wird auf rund 400 Köpfe angegeben. Es ist nicht bekannt, wieviel hiervon auf Offiziere, Seeleute, Artilleristen und Seesoldaten entfielen.

10. Kurbrandenburgische Fregatte „Friedrich Wilhelm zu Pferde“.

Siebzehntes Jahrhundert n. Chr.

Geschichtliche Unterlagen.

In der Flotte des Großen Kurfürsten war die Fregatte „Friedrich Wilhelm zu Pferde“ das größte und stärkste Schiff. Wie der Admiralstabssekretär Voigt¹⁾ aus dem im Geheimen Staatsarchiv in Berlin befindlichen Werke „Coervorstelijke Scheeps Magazijnen Boeck Pillau 1680—1685“ nachgewiesen hat, ist „Friedrich Wilhelm zu Pferde“ auf der Kurfürstlichen Werft zu Pillau gebaut und 1681 von Stapel gelaufen.

Das Äußere des Schiffes ist nur aus einem Bilde des holländischen Malers Verschuur bekannt, das die nach einem Auftrage des Großen Kurfürsten gemalte kurbrandenburgische Flotte wiedergibt. Dieses Bild befindet sich im Besitze des Kaisers, mit dessen Erlaubnis die Abb. 133 aus dem Bilde photographisch entnommen wurde.

Hauptabmessungen.

Voigt gibt die Abmessungen des Schiffes nach dem Werke im Geheimarchiv zu 125 Fuß Länge und 32 Fuß Breite an. Es wird sich hierbei um preußisches Maß handeln, so daß die Länge mit 39,23 m, die Breite mit 10,4 m anzunehmen wäre. Nun war es bei Holzschiffen allgemein Gebrauch, die Länge zwischen den Perpendikeln zu messen, die am Vor- und Hintersteven auf Innenkante Sponung in der Wasserlinie gezogen wurden, die Länge über alles stellt sich dann nach Hinzuziehung des weit ausladenden Gallions und des nach hinten hinausgebauten Hecks auf 50,50 m.

¹⁾ Chr. Voigt. Über die Abmessungen kurbrandenburgischer Kriegsschiffe. Zeitschrift „Überall“ 1914/15, S. 188.

Liniendr.

1 : 300.

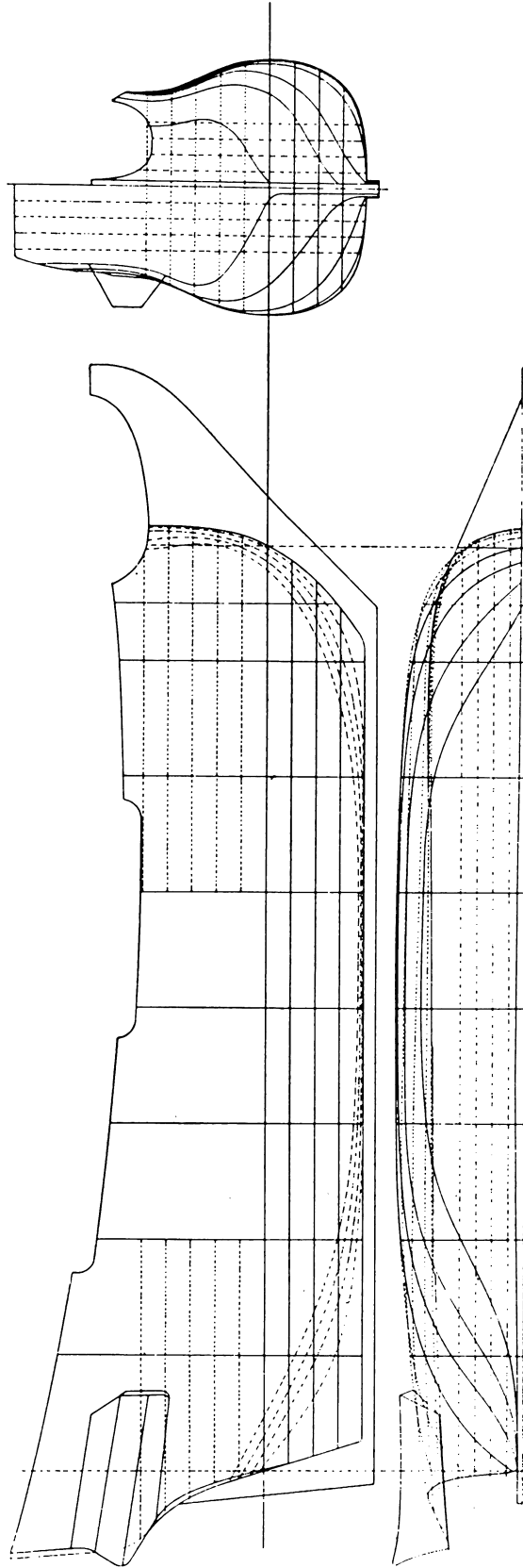


Abb. 134.

„Friedrich Wilhelm zu Pferde“ nach dem Gemälde von Verschuier.

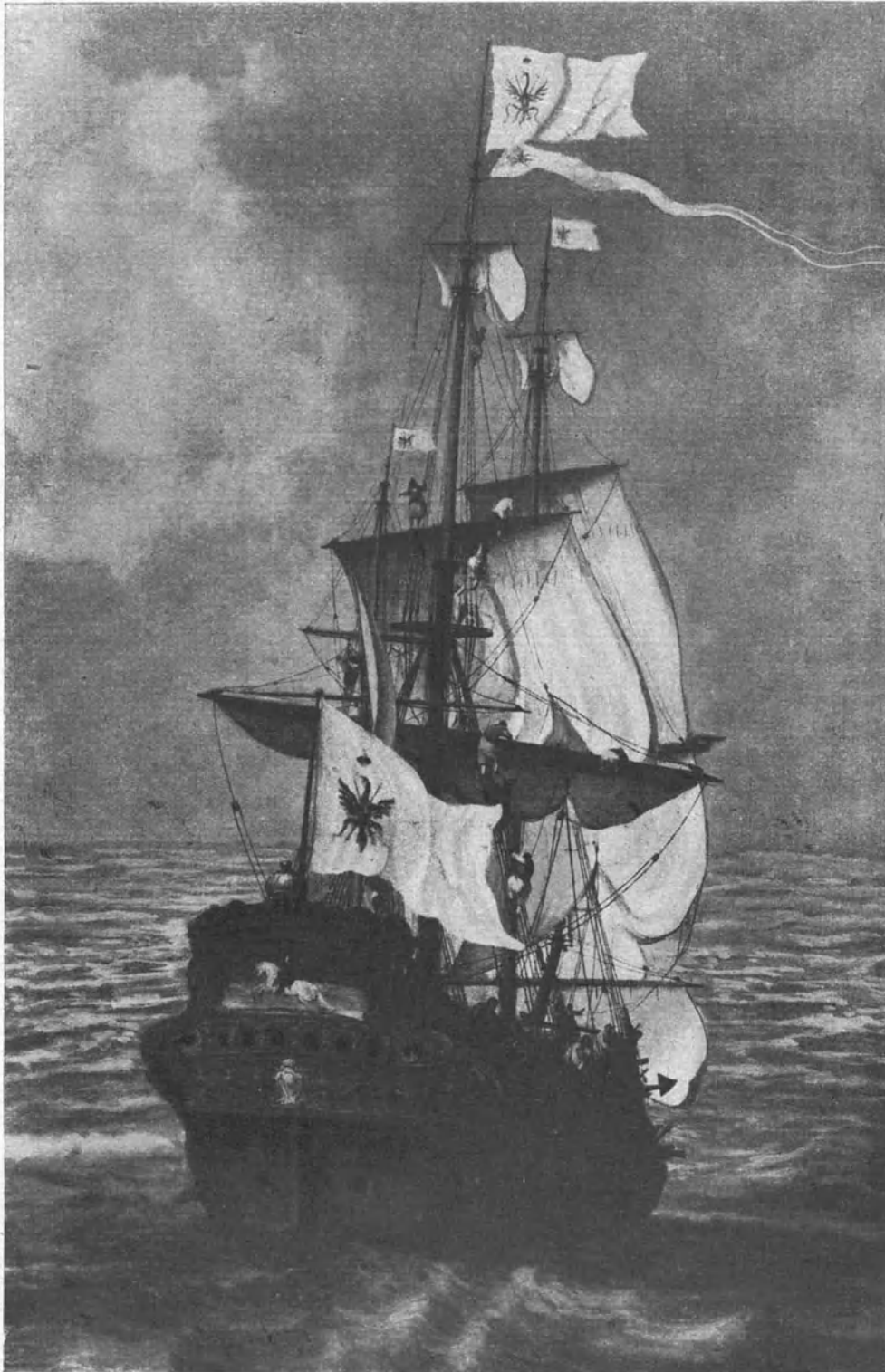


Abb. 133.

Die Breite der Holzschiffe wurde stets auf Außenkante Spanten im Hauptspant angegeben, wozu für die größte Breite noch die Stärke der Außenplanken und der Berghölzer tritt, so daß sie sich auf 11,40 m stellt.

Über den Tiefgang sind keine Angaben vorhanden, ich habe ihn nach ähnlich großen Schiffen der damaligen englischen und holländischen Marine auf 4,60 m feststellen müssen.

Die Verdrängung berechnet sich auf 1150 t.

Hiernach ist der Linienriß (Abb. 134) entworfen, der sich denjenigen gleich großer holländischer und englischer Schiffe jener Zeit anschließt. Das Modell (Abb. 135—138) ist nach diesem Riß gearbeitet.

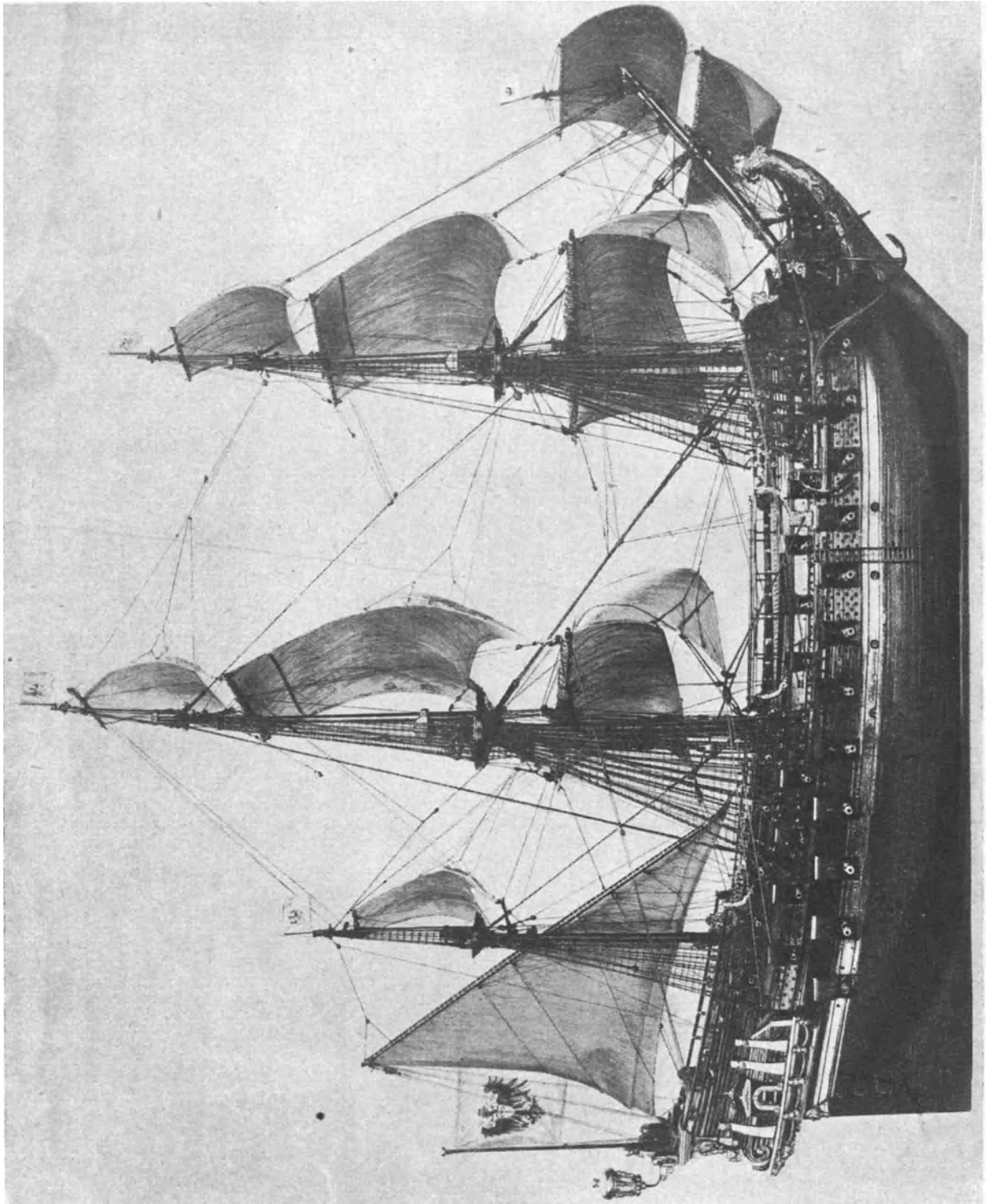
Bauart.

Die großen Kriegsschiffe der nordeuropäischen Seemächte wurden gegen Ende des siebzehnten Jahrhunderts schon ziemlich übereinstimmend gebaut, so daß die Abb. 139 ein wenn auch nur ganz ungefähres Bild von dem Querschnitt des Schiffskörpers der Fregatte liefern kann. Diese Abb. 138 ist dem Werke von Charnock¹⁾ entnommen, sie soll das Hauptspant eines englischen Zweideckers aus dem Jahre 1684 darstellen, also etwa aus derselben Zeit, in der „Friedrich Wilhelm zu Pferde“ entstand. Dieses Hauptspant kann zwar der Bauausführung nicht in allen Teilen genau entsprochen haben, denn die ungewöhnlich starken Bodenwrangen und die fast 4 m hohe Batteriedeckstütze, die nicht stärker gezeichnet ist als die nicht ganz 2 m hohen Stützen des Oberdecks, lassen Zweifel über seine Genauigkeit aufkommen, aber im großen und ganzen veranschaulicht es doch die damalige Bauweise. Wir finden dieselben mächtigen Kniee, gegen welche die Deckbalken des Batteriedecks verbolzt sind, auch in dem später folgenden Querschnitt der „Victory“ wieder und ebenso sind die Außenplanken, die innere Wegerung und die Deckplanken in ihren Stärken richtig angegeben, desgleichen die Anordnung der Berghölzer und ihre Verteilung.

Batteriedeck und Oberdeck waren in der kurbrandenburgischen Fregatte durchlaufend, über dem Oberdeck erhob sich vorn eine Back und hinten eine schon vor dem Großmast beginnende Kampange. Unter der Back und ebenso unter der Kampange stand je eine Batterie von Geschützen leichteren Kalibers als die sonstigen Breitseitgeschütze besaßen. Die Kampange enthielt die Wohnräume der Offiziere und des Kapitäns.

¹⁾ John Charnock. A History of Marine Architecture. Vol. II. S. 484. London 1809.

Längsansicht. 1 : 300. Abb. 135.



Deckansicht.
1 : 300.

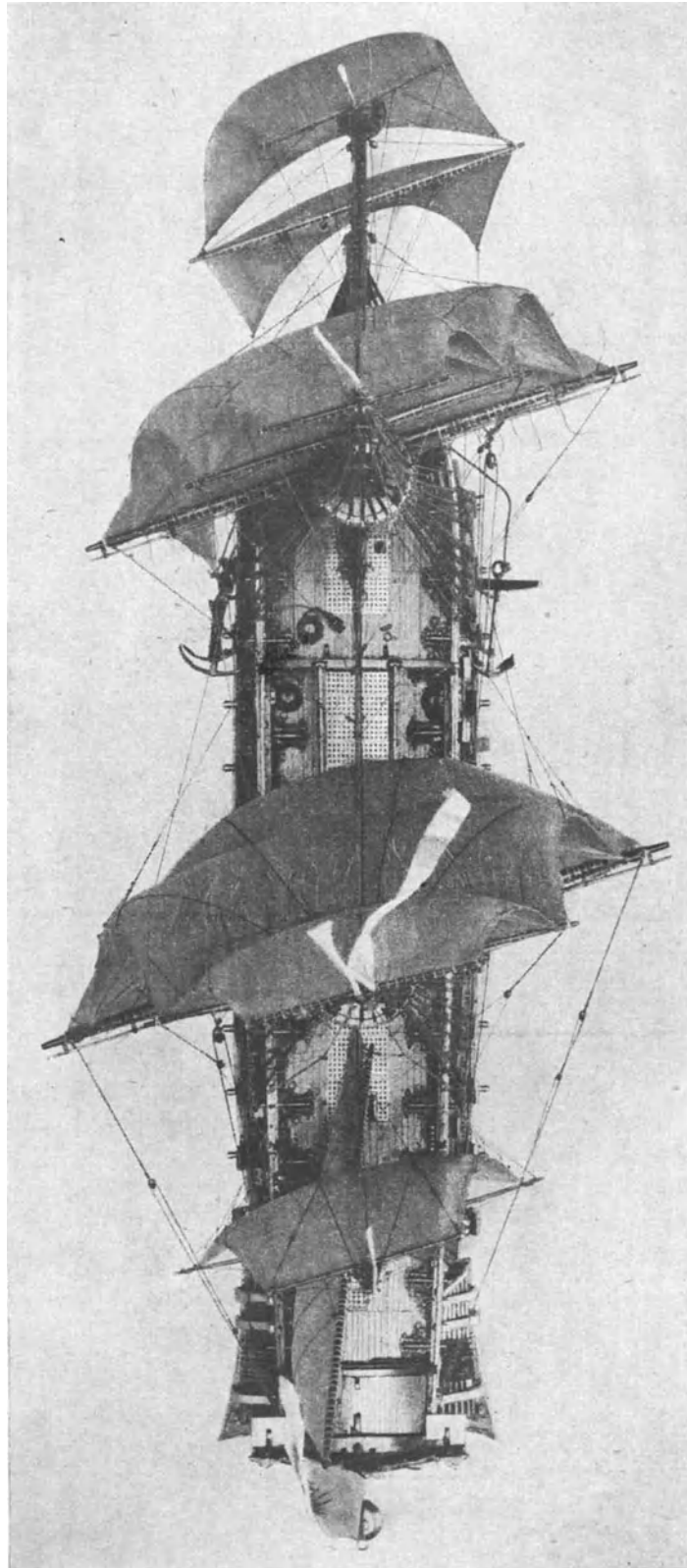


Abb. 136.

Vorderansicht.

1 : 300.

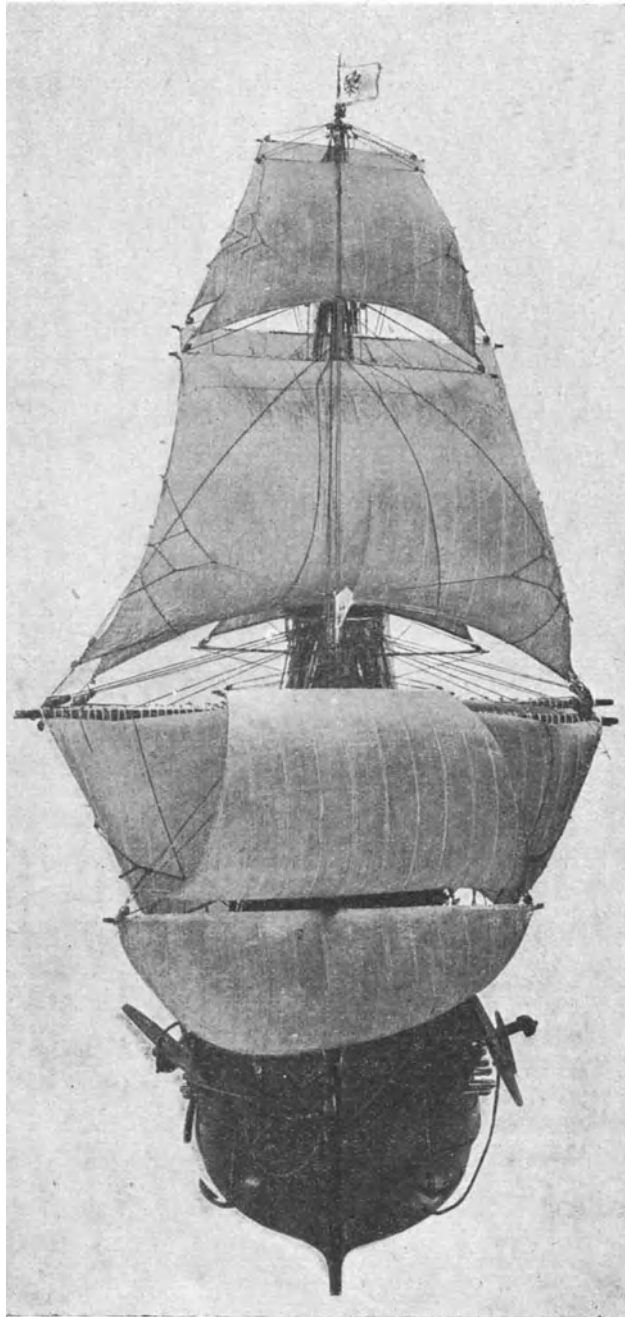
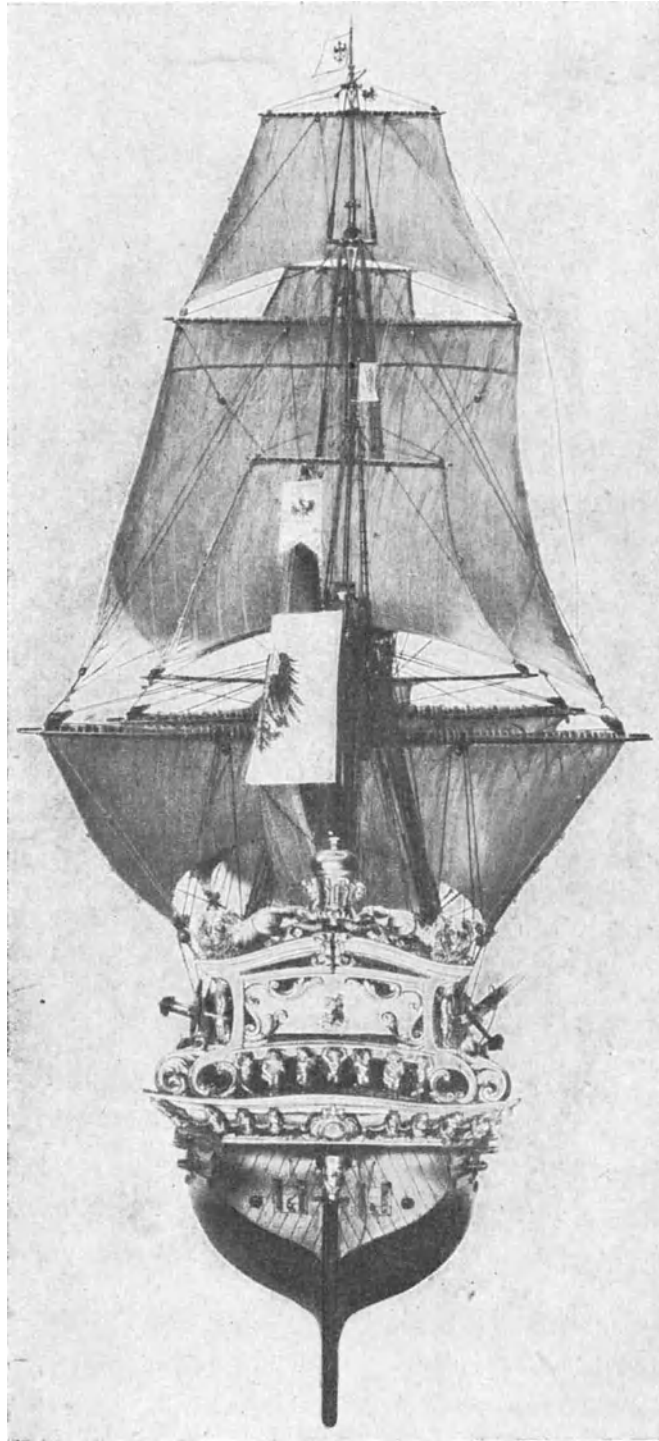


Abb. 137.

Hinteransicht.

1 : 300.



An die Back schloß sich vorn ein mit einem Löwen verziertes Gallion. Der Löwe war zu jener Zeit eine sehr beliebte und verbreitete Gallionsfigur, er wird auch auf englischen und holländischen Schiffen gleichmäßig verwendet.

Künstlerisch sehr hübsch ist das im Barockstil gehaltene reichverzierte Heck, welches Abb. 140 wiedergibt, das in seiner Mitte ein großes Ölgemälde einschließt, auf dem der Große Kurfürst reitend dargestellt ist, wonach das Schiff seinen heute etwas ungewöhnlich klingenden Namen „Friedrich Wilhelm zu Pferde“ erhalten hat.

Querschnitt eines Zweideckers aus dem Ende des siebzehnten Jahrhunderts.

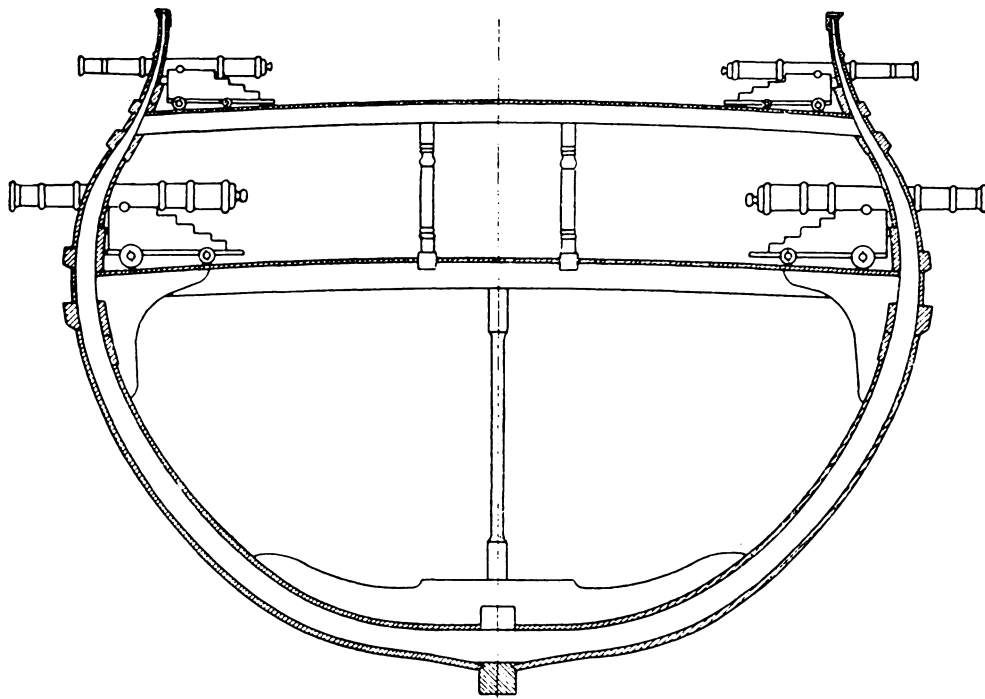


Abb. 139.

Über dem Heck ist eine große mit der Heckarchitektur in Übereinstimmung stehende Laterne angebracht, wie sie damals auf allen größeren Schiffen angetroffen wurde.

Vor der Laterne steht der Flaggenstock mit einer weißen Flagge, die den roten kurbrandenburgischen Adler zeigt, auch die Goesch und die Toppflaggen gleichen der Heckflagge.

B e m a s t u n g.

Das Schiff hat drei Masten (Abb. 141) und vorn auf dem Bugspriet, wie es dama's allgemein gebräuchlich war, eine kurze senkrechte Stenge. Fock- und Großmast bestanden aus dem Untermast und je einer Mars- und Bramstenge. Die Stengen waren, wie heute noch üblich, durch Eselshäupter mit dem Mast bzw. unter sich verbunden. Die Eselshäupter aber hatten eine von der heutigen Bauart abweichende Form. Der Besanmast besaß

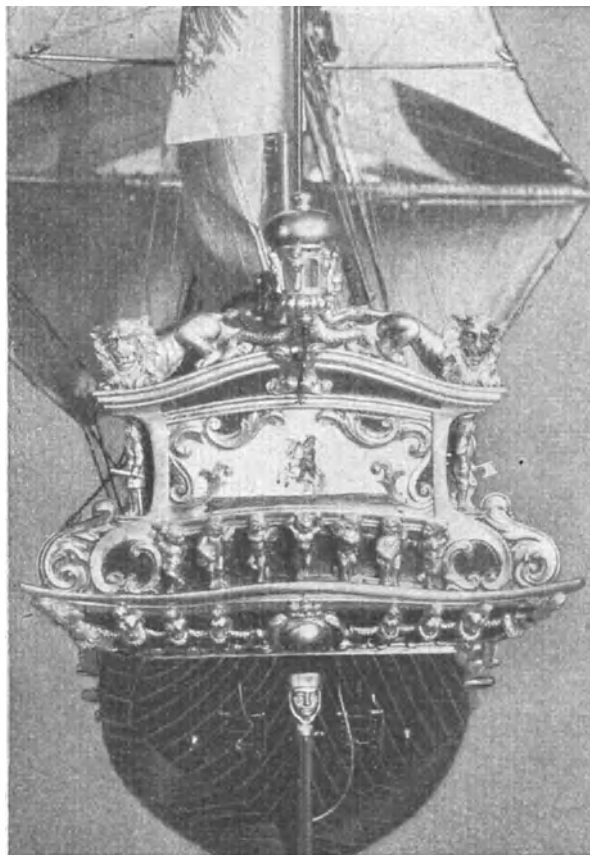
Heck.

Abb. 140.

nur eine Marsstenge, die Bramstenge fehlte. Auffällig ist, daß die Absteifungen der Marsen, die bei den jetzigen Segelschiffen an den Untermast greifen, nur bis zu den Untervanten geführt sind, wodurch eine große Weichheit in die ganze Takelung gebracht wurde. Die Masten waren nach

Segelriß.

1 : 300.

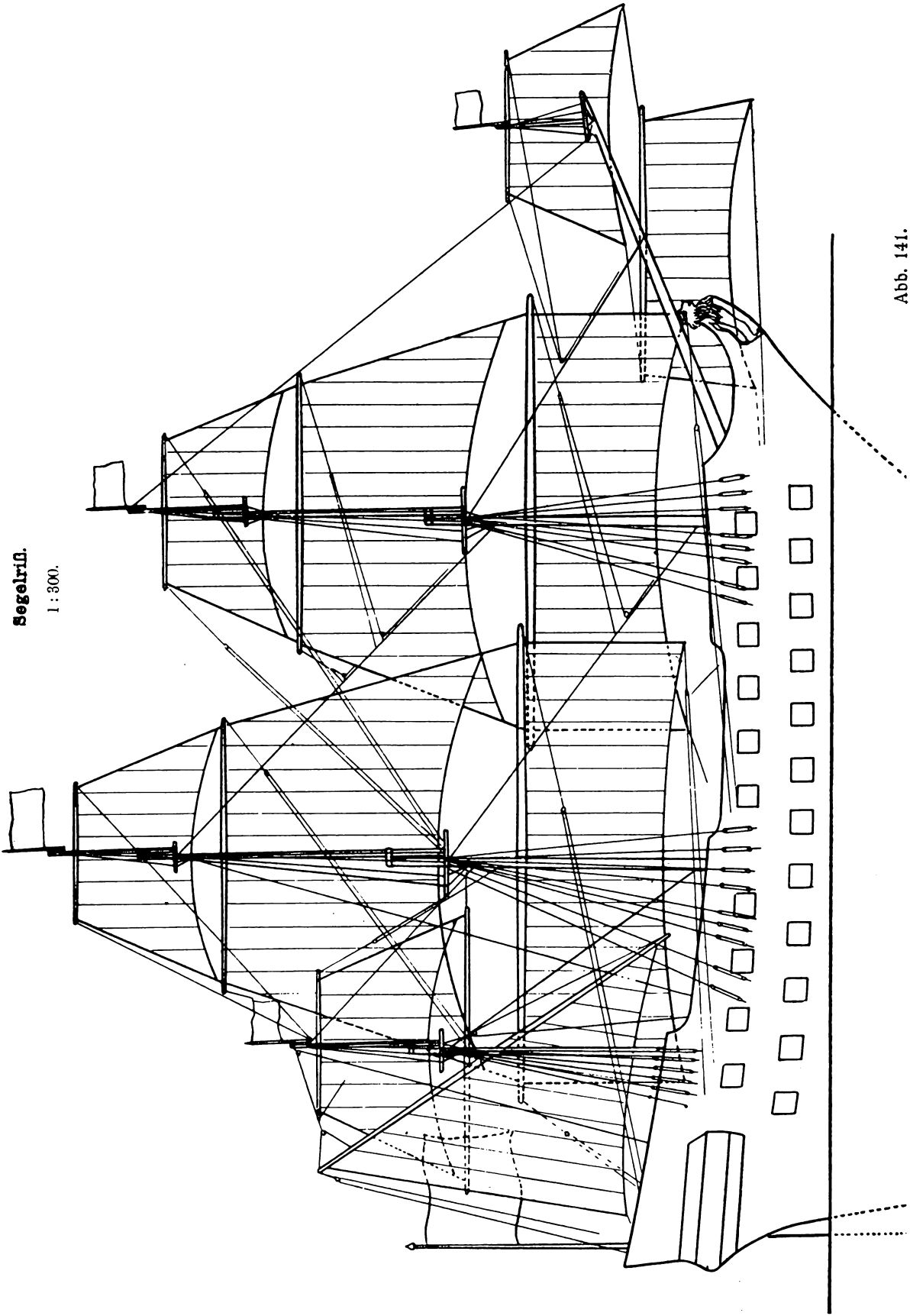


Abb. 141.

vorn und hinten sowie unter sich durch Stage und Pardunen abgesteift. Die Wanten sind mittels Jungfern steif gesetzt und bestehen wie das ganze stehende und laufende Gut aus Hanftauen.

Die Raen wurden mittels Fallen vorgeheißt und werden an den Masten bzw. Stengen durch Racks mit Holzkugeln gehalten.

B e s e g e l u n g.

Fock- und Großmast besaßen je ein Unter-, Mars- und Bramsegel. Der Besanmast trug unten ein Rutensegel und darüber ein Rasegel als Marssegel. Dieses Rutensegel ist noch das einzige Überbleibsel von der aus der Hanszeit stammenden Lateinertakelung des hinteren Mastes. Später ging aus diesem letzten Rutensegel das Besansegel hervor, und an seine Stelle trat dann das Bagiensegel. Die aus groben Hanf- oder Leinenstoffen hergestellten Segel wurden sehr bauchig gefahren, sie besaßen Bulins und Gordinge, das Rutensegel hatte ein Geitau. Die Brassens der oberen Segel fuhren nicht zu einem Block an dem dahinterstehenden Mast, wie es heute geschieht, sondern zu einem an dem betreffenden Stag befestigten Block und von diesem an Deck.

Die Bramsegel besaßen eine Reffvorrichtung mit den heute gebräuchlichen Reffbändseln, um ein Reff einstecken zu können. Das früher übliche Antuchen der Segel war also nicht mehr gebräuchlich.

Am Bugspriet wurden zwei Rasegel gefahren, ein oberes aufrechtstehendes an einer Stenge mit Ra und ein unteres mehr schräg liegendes mit einer Ra am Bugspriet.

A u s r ü s t u n g.

Das Schiff führte je zwei eiserne Anker mit hölzernem Stock und Ankertau als Bug- und Rüstanker, die durch ein unter der Back stehendes Spill eingehievt werden konnten.

Auf Deck standen ineinandergesetzt mehrere Boote, deren genaue Zahl nicht bekannt ist.

Von der beim Großmast beginnenden Kampange ging ein Laufsteg zur Back. Der ganz hinten erhöht liegende Teil des Kampangedecks war durch zwei Treppen zugänglich und durch eine Reling seitlich abgeschlossen.

Das Steuerruder wurde unter Deck durch Taljen bewegt, das heute gebräuchliche Steuerrad kannte man noch nicht. Der Schiffsboden war mit Holzkohlenteer oder Ölfarbe gestrichen, im übrigen war das Schiff braun und rot gemalt.

B e w a f f n u n g .

Die Zahl der Geschütze wird sehr schwankend angegeben. Voigt¹⁾ macht darauf aufmerksam, daß die kleinste Zahl 50, dann 54 und endlich 60 beträgt. Tatsächlich waren an Bord an Geschützständen bzw. Luken vorgesehen 6 in der Backbatterie, 4 auf dem Kampangedeck, 12 in der Kampangebatterie, 24 auf dem Oberdeck und 28 (einschl. von 2 Heckgeschützen) im Batteriedeck, zusammen also 74 Geschützstände. Davon waren die erstgenannten 22 für leichtere, die anderen für schwerere Kaliber eingerichtet. Beabsichtigt war es offensichtlich, nach dem Bau diese größte Anzahl aufzustellen. Wenn späterhin nicht die Gesamtzahl an Bord kam, so liegen hierfür Gründe vor, die nicht mehr zu ermitteln sind. Es ist auch bekannt, daß bei fast allen alten Linienschiffen und Fregatten die Geschützzahl keine durchweg feste war. Je nach dem Zweck, dem das Schiff gerade dienen mußte, hat man Geschütze von Bord genommen, um sie später sämtlich oder auch nur teilweise wieder einzufügen. Hatte das Schiff eine lange Reise vor, und mußte deshalb mehr Proviant und für das einzelne Geschütz mehr Munition nehmen, so ließ man einzelne Geschütze zurück, weil man das Schiff nicht zu schwer belasten konnte. Auch wenn es galt, Rekruten auszubilden, gab man Geschütze an Land, um für eine größere Besatzung Raum zu schaffen. Endlich ließ man in den oberen Batterien Geschütze fort, weil man bei den langsamen Segelmanövern der großen Schiffe Zeit genug hatte, einzelne Kanonen von der dem Feinde abgekehrten Bordseite in die Pforten der dem Gegner zugewandten Bordseite hinüber zu backsen. Man hatte sich deswegen mit der Zeit daran gewöhnt, stets die g r ö ß t e Anzahl der unterzubringenden Kanonen anzugeben, wie ich es hier auch getan habe.

M a n n s c h a f t .

Die Besatzung des Schiffes wird allgemein mit 250 Mann angegeben, deren größte Zahl wohl Seesoldaten und Artilleristen waren, während ein geringerer Teil auf die eigentlichen Seeleute entfiel. Angaben über die Kopfstärke des Offizierkorps und der sonstigen Personen, wie Arzt, Zahlmeister, Kaplan usw. fehlen gänzlich. Möglich ist es immerhin, daß bei genauerer Durchsicht der im preußischen Staatsarchiv vorhandenen alten Akten auch hierüber noch manches zutage gefördert werden kann.

¹⁾ Chr. Voigt. Über die Abmessungen kurbrandenburgischer Kriegsschiffe. Zeitschrift „Überall“ 1914/15, S. 188.

II. Preussischer Ostindienfahrer „König von Preussen“.

Erste Hälfte des achtzehnten Jahrhunderts n. Chr.

G e s c h i c h t l i c h e U n t e r l a g e n.

Im Jahre 1750 rief Friedrich der Große in der zu seinem Staate gehörigen Stadt Emden die preußisch-asiatische (ostindische) Kompagnie mit vier großen bewaffneten Ostindienfahrern ins Leben, unter denen das bewährteste der „König von Preußen“ war.

Von diesem Schiff ist in Privatbesitz in Emden eine Tuschzeichnung vorhanden, nach der eine Photographie hergestellt und in dem unten angegebenen Werk¹⁾ veröffentlicht wurde, dem Abb. 142 entnommen ist.

Über die Bauart und das Baujahr des Schiffes ist nichts bekannt, man weiß nur, daß es in England angekauft worden ist, wie auch die anderen drei Schiffe der Kompagnie.

H a u p t a b m e s s u n g e n.

„König von Preußen“ hatte eine Länge über alles von 47,00 m, eine Länge in der Wasserlinie von 39,00 m, eine größte Breite von 11,92 m und beladen einen größten Tiefgang von 5,2 m vorn und 5,6 m hinten. Die Verdrängung betrug bei diesem Tiefgang 1400 t.

Nach diesen Abmessungen und Abb. 142 ist der Liniensriß Abb. 143 unter Zuhilfenahme der Risse englischer Kauffahrer aus der ersten Hälfte des achtzehnten Jahrhunderts entworfen und hiernach das Modell ausgeführt.

¹⁾ C. Schweckendieck. Festschrift zur Eröffnung des Emdener Seehafens. Berlin 1901, S. 29.

Bauart.

Das als Zweidecker gebaute Schiff hatte vorn eine verhältnismäßig kurze Back und hinten eine vom Großmast bis zum Heck reichende Kampange, die sich kurz vor dem Heck noch etwas erhöhte, und oben durch eine ringsherum laufende Reling abgeschlossen wurde. Das Gallion zeigt auch wieder

„König von Preußen“, nach einer Tuschzeichnung.

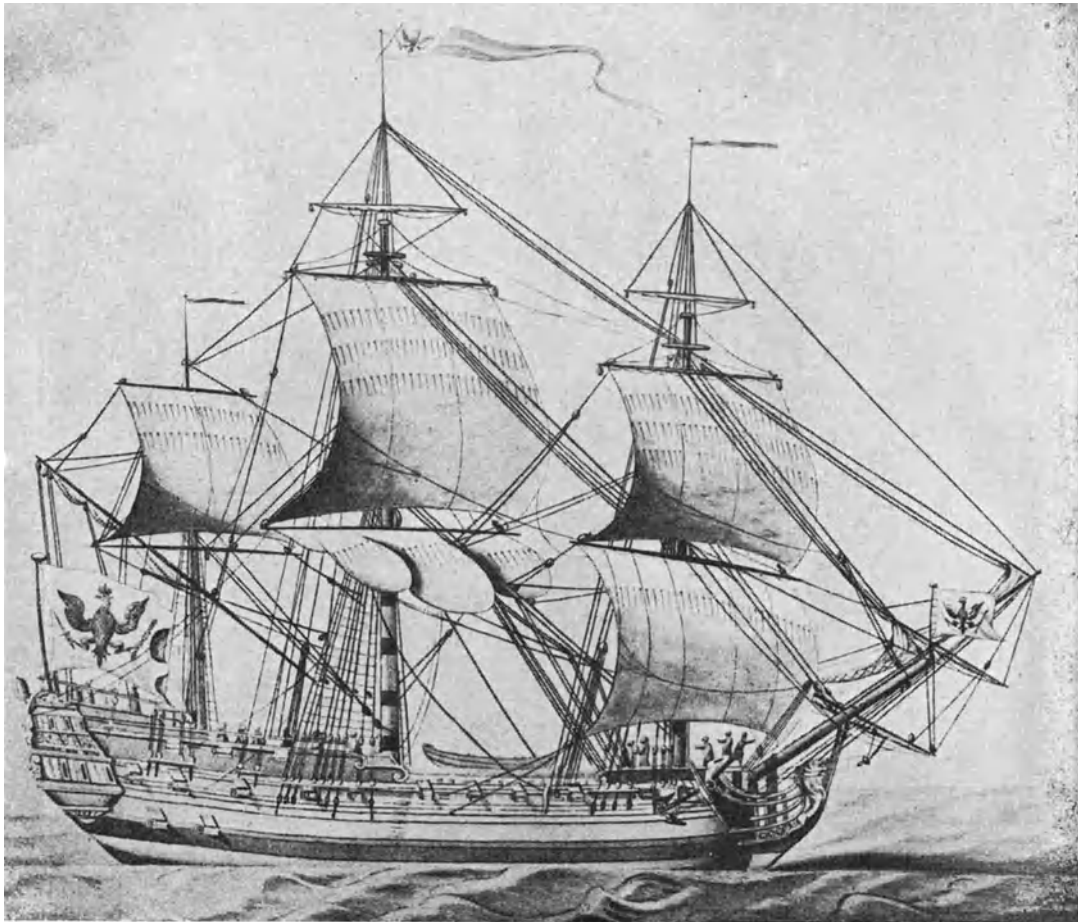


Abb. 142.

den bekannten Löwen. Das Heck ist zwar noch verziert, aber nicht so reich wie bei der kurbrandenburgischen Fregatte, ragt auch nicht mehr so weit über den Schiffskörper hinaus. Es trägt oben die allgemein gebräuchliche große Hecklaterne. Darüber weht an einem Flaggenstock die preußische Flagge, wie sie unter Friedrich dem Großen bestand. Auch Goesch und Wimpel zeigen denselben preußischen schwarzen Adler in weißem Felde.

Linienriß.
1 : 300.

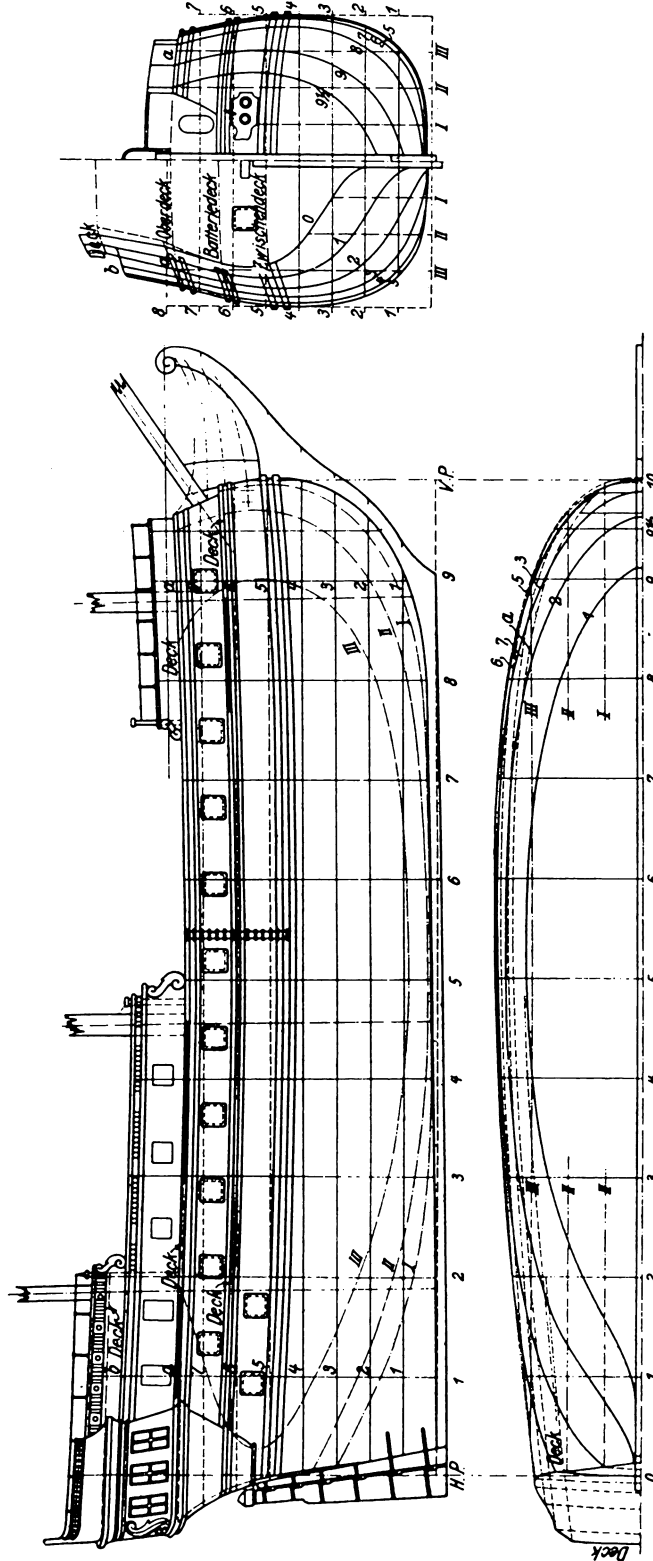


Abb. 143.

Die unter dem Batteriedeck liegenden Laderäume des Schiffes waren so groß, daß es 521 Last zu je 4000 Pfund, d. h. reichlich 1000 t tragen konnte.

B e m a s t u n g.

Die drei Mästen sind noch ebenso aus Untermasten mit je 2 Stengen, der Kreuzmast indessen mit nur einer Stenge zusammengebaut und besegelt wie es ausgangs des siebzehnten Jahrhunderts üblich war. Nur mit den Vorsegeln am Bugspriet ist eine Veränderung vorgegangen. Das Bugspriet hat zunächst einen Klüverbaum erhalten und an diesem werden zwei übereinanderliegende Rasegel gefahren. Die senkrechte Stenge auf dem vorderen Ende des Bugspriets ist deshalb fortgefallen. Die Abstagung der Masten ist die gleiche geblieben, wie sie die brandenburgische Fregatte zeigt.

B e s e g e l u n g.

Die Abb. 142 kann bezüglich der Besegelung auf Genauigkeit keinen Anspruch erheben. Zunächst fehlen auf den Raen die Leesegelespiere, denn ohne Leeseegel fuhr sicher damals kein Kauffahrteischiff nach Ostindien. So dann sind die großen viereckigen Schratsegel nicht einmal angedeutet, die zu jener Zeit alle größeren und gut getakelten Schiffe besaßen. Man muß annehmen, daß diese Unterlassungen der geringen Sachverständigkeit des Künstlers zuzuschreiben sind, der das Schiff wohl nur gesehen hat, als es, von einer Reise zurückkehrend, in den Hafen einlief, als also alle Beisegel bereits weggenommen waren und schon die Rasegel teilweise festgemacht wurden. Die beiden Stagegel am Bugspriet, einen Außenklüver und einen Klüver hat er schon niedergelassen gezeichnet. Die Heckflagge, die auf der Zeichnung so groß wie ein Bramsegel erscheint, weht auf dem Schiffe am Stock und nicht wie sonst in See an der Gaffel, endlich ist auch die nur im Hafen geführte Goech schon gesetzt.

Die Untersegel zeigen eine Reihe Reffbändsel, das Vor- und Groß-Marssegel weisen drei Reihen und das Kreuz-Marssegel zwei Reihen davon auf. Wie sich an dem aufgegeiten Groß-Untersegel erschen läßt, sind inzwischen außer den Geitauen, die schon die kurbrandenburgische Fregatte führte, noch Buggordinge zur Anwendung gekommen. Im übrigen ist das gesamte laufende Gut: Falle, Brassen, Schoten, Geitae, Bulins usw. noch ebenso geschoren, wie es früher der Fall war.

Segelriß. 1:300.

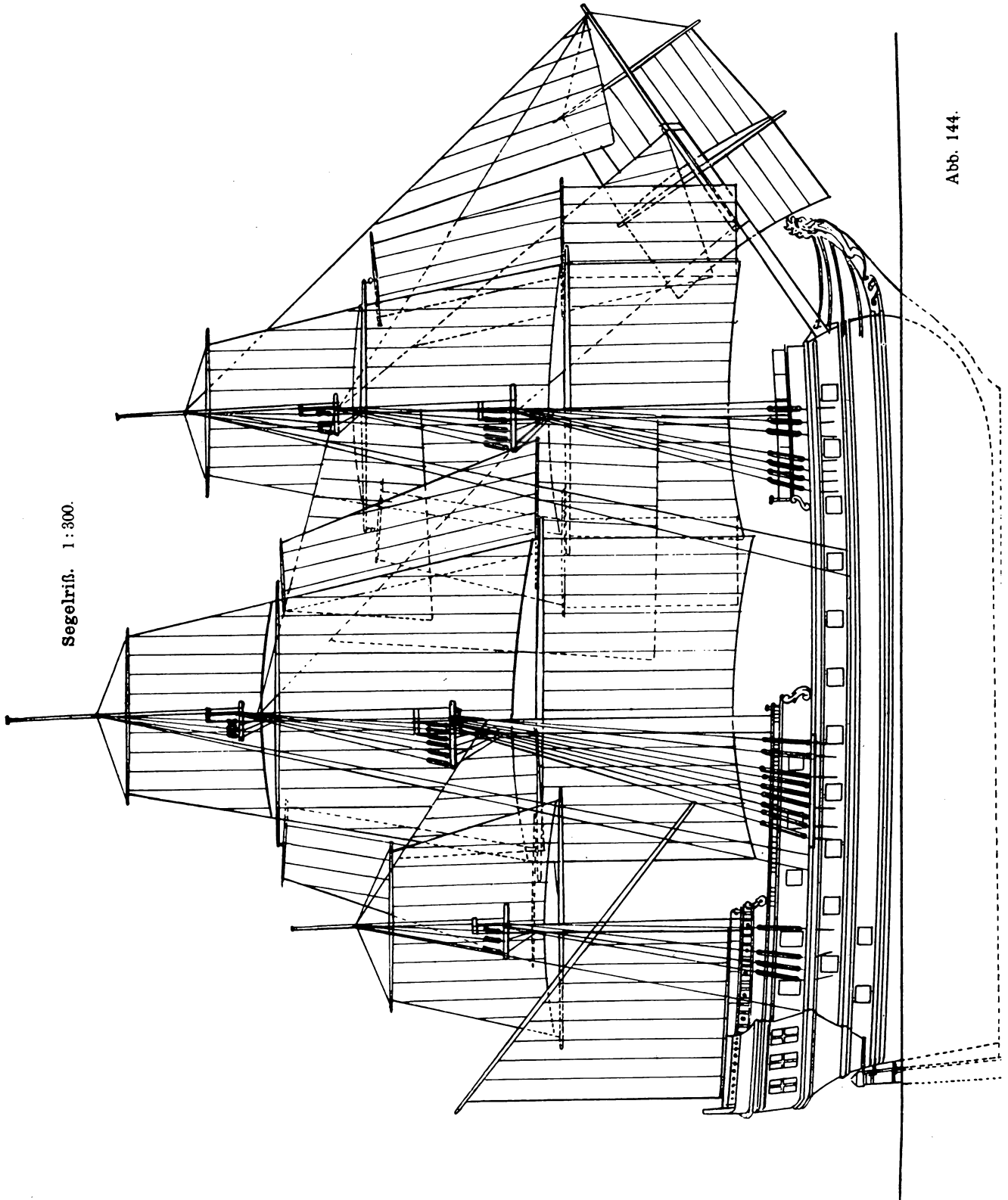


Abb. 144.

Bei der Ausführung des Modelles habe ich selbstverständlich die Lee- und Schratsegel berücksichtigt, Abb. 144, die damals von holländischen, englischen und französischen großen Kriegs- und Handelsschiffen auf gleichen Reisen benutzt wurden. Es war dies um so mehr nötig, als von zwei Reisen des Schiffes nach Ostasien bekannt ist, daß sie verhältnismäßig schnell zurückgelegt worden sind, was nur mit einer entsprechenden Segelführung möglich wurde.

Die großen viereckigen Schratsegel sind dem achtzehnten Jahrhundert besonders eigentümlich. Sie tauchen im Anfange desselben zuerst bei holländischen Handelsschiffen auf und wurden an seinem Ausgange auch von vielen Kriegsschiffen gefahren, wovon z. B. das im Marinemuseum des Louvre aufgestellte Modell des französischen Linienschiffes „Pothuan“ Zeugnis ablegt.

A u s r ü s t u n g.

Wie Abb. 142 erkennen läßt, haben an Deck Rettungsboote gestanden, auch besaß das Schiff auf jeder Seite einen eisernen Buganker mit Holzstock. Ein Steuerrad ist noch nicht vorhanden, das Ruder muß daher unter Deck durch Taljen bewegt worden sein.

B e w a f f n u n g.

Wie alle großen Kauffahrteischiffe jener Zeit war „König von Preußen“, um gegen Seeraub geschützt zu sein, stark bewaffnet. Es trug nicht weniger als 36 Geschütze, von denen die 22 schwersten im Batteriedeck aufgestellt waren. Auch hinten im Zwischendeck waren noch 4 schwere Geschütze untergebracht. Auf der Back standen 4 und in der Kampagne 6 leichte Kanonen.

Eingeschiffte waren 120 Seeleute und 12 Grenadiere, wozu noch die Offiziere usw. kamen, so daß die ganze Besatzung wohl 140 Köpfe gezählt haben wird.

12. Englisches Linienschiff „Victory“ .

Zweite Hälfte des achtzehnten Jahrhunderts n. Chr.

Geschichtliche Unterlagen.

Die Konstruktionszeichnung der „Victory“ trägt das Datum vom 6. Juni 1759. Das Schiff wurde in Chatham gebaut und erhielt seinen Namen beim Ablauf im November 1765. Sein Bau hat also 6 Jahre in Anspruch genommen, was weiter nicht Wunder nimmt, weil die alten Holzschiffe sehr langsam hergestellt und sehr lange, wenn möglich bis zu 10 Jahren in gedeckten Hellingen auf Stapel gelassen wurden, damit die Hölzer gut austrocknen konnten. Wie die „Victory“ als Nelsons Flaggschiff am 21. Oktober 1805 in die Schlacht von Trafalgar segelte, war sie schon 40 Jahre alt. Sie liegt jetzt noch in Portsmouth als Flaggschiff des Kommandanten dieses Kriegshafens. Wenn auch manche ihrer ursprünglichen Hölzer verrotteten und durch neue ersetzt wurden, so soll doch heute nach fast 150 Jahren noch der größte Teil der ersten Hölzer im Schiffskörper stecken, was deutlich für die alte sorgfältige Bauweise spricht.

Hauptabmessungen.

Die Länge des Schiffes¹⁾ wird mit 56,69 m im Zwischendeck angegeben, daraus ergibt sich eine Länge zwischen den Perpendikeln von 56,23 m, die Länge über alles beträgt 68,27 m. Die größte Breite stellt sich auf 16,0 m und der gewöhnliche Tiefgang auf 6,80 m. Die Verdrängung berechnet sich nach dem veröffentlichten Liniенriß (Abb. 145) auf 3500 t, ist aber beim Antritt einer Ausreise mit vollgeladenem Schiff bis auf 4000 t gestiegen. Nach dem Riß in Abb. 145 ist das Modell (Abb. 146 bis 149) gearbeitet worden.

¹⁾ Transactions of the Institution of Naval Architects. London 1905, S. 285
Tafel LXIV und LXXIII.

Linienriß. 1 : 325.

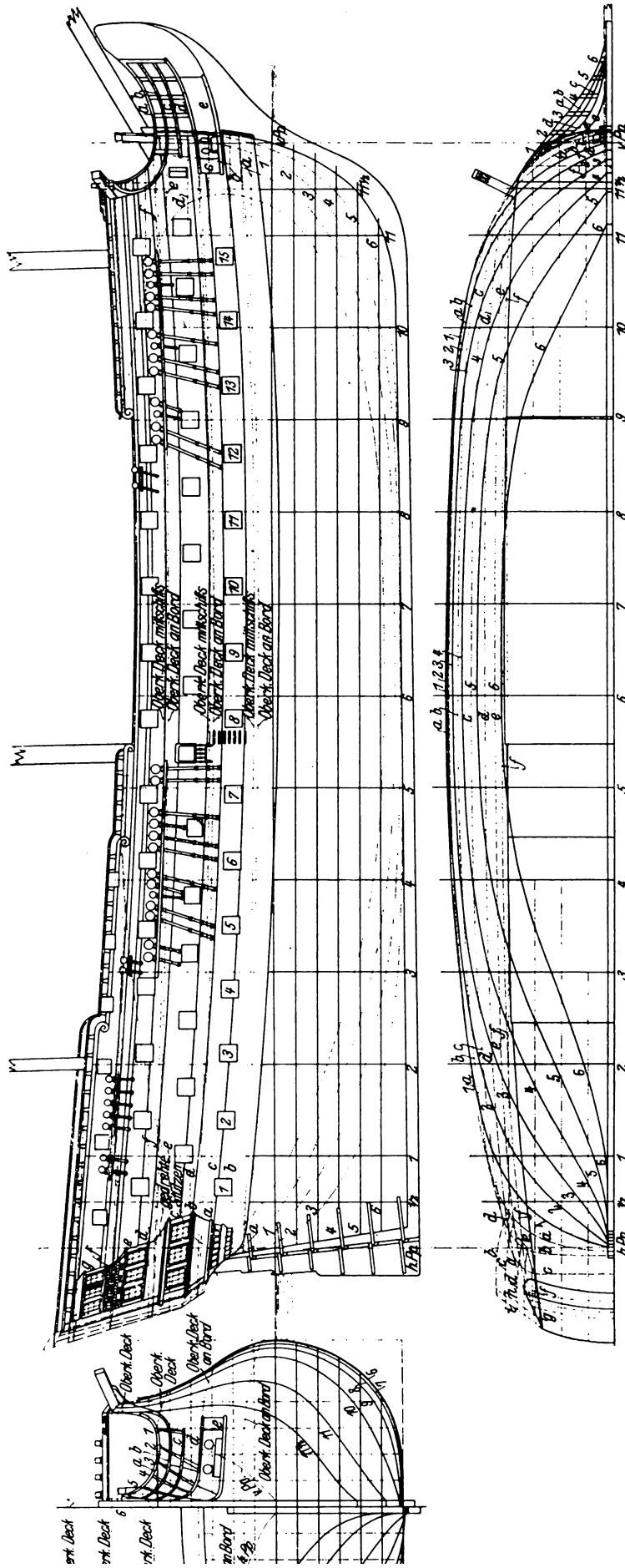


Abb. 145.

B a u a r t.

Während das Modell das ursprüngliche Schiff wiedergibt, hat das letztere im Laufe der Zeit manche hiervon abweichende Änderungen erfahren. So ist zuerst im Jahre 1798 ein oberes Deck nach den in Abb. 150 punktierten Linien hinzugefügt worden, das auch in dem perspektivischen Querschnitt (Abb. 151) enthalten ist. Im Jahre 1806 nach der Schlacht von Trafalgar erhielt „Victory“ eine neue Bemastung, und im Jahre 1820 wurde sie einer durchgreifenden Erneuerung unterzogen.

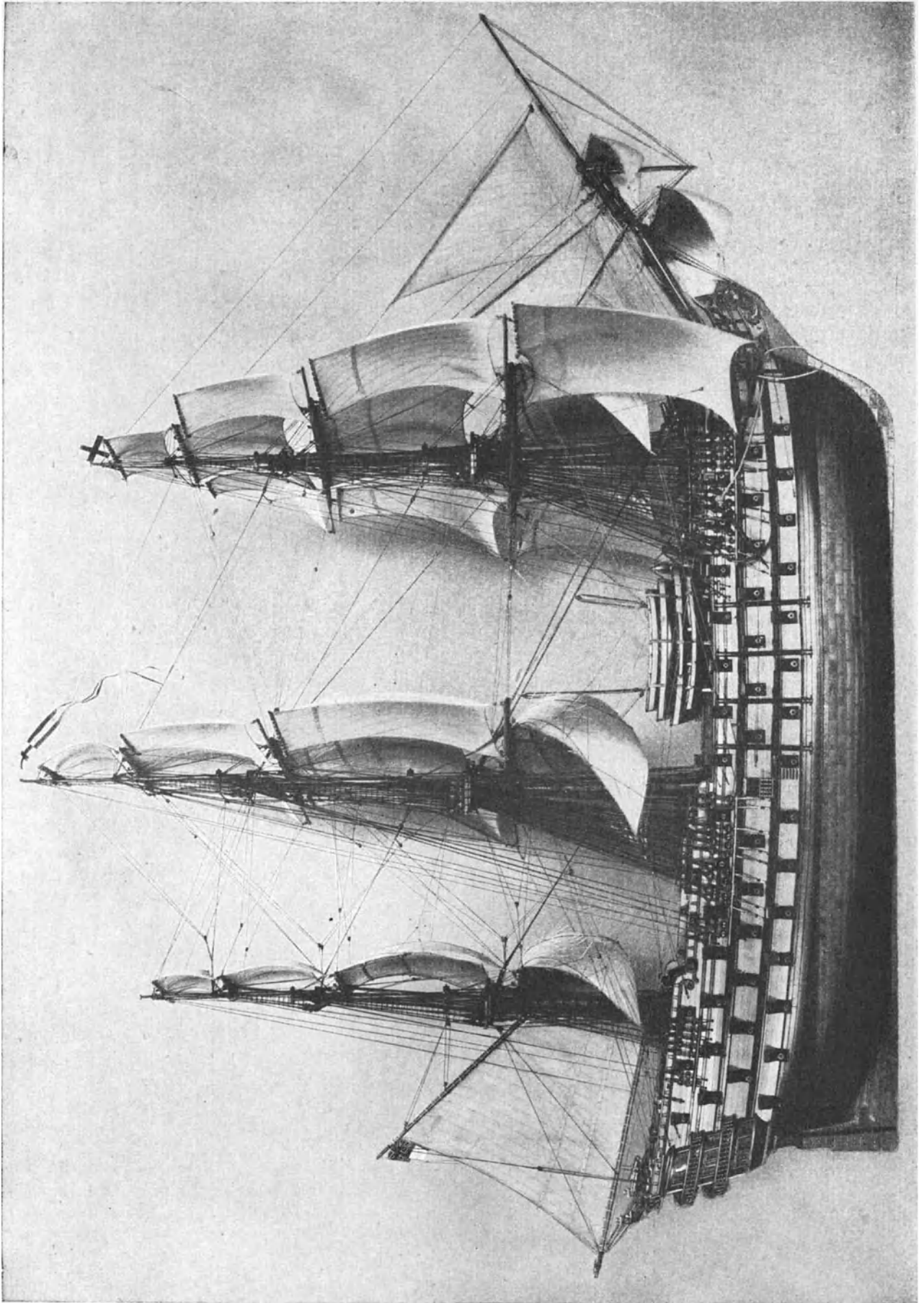
Die Bauart des mit 5 Decks versehenen Schiffes zeigt Abb. 151. Das nur in verhältnismäßig kurzen Stücken zur Verfügung stehende englische Eichenholz ließ keine Seitenbefestigungen zu, in denen seine volle Stärke ausgenutzt werden konnte. Die geringe Festigkeit des Holzes quer zur Faser brachte stets eine unvermeidliche Weichheit in die Konstruktion. Um die nötige Längs- und Querfestigkeit, besonders in den großen Schiffen, zu erhalten, wurden erst im Anfang des neunzehnten Jahrhunderts Diagonalversteifungen und eiserne Balkenkniee eingeführt. In die „Victory“ sind die letzteren, die der Querschnitt (Abb. 151) aufweist, nachträglich eingebaut worden.

Die oben sehr stark einfallenden Seitenwände des Schiffes sollten hauptsächlich einen größeren Widerstand gegen Reckbeanspruchungen herbeiführen und auch die Erlangbarkeit passender Hölzer für die oberen Deckbalkenkniee ermöglichen.

Die Außenhautplanken waren 30 cm breit und 11,5 cm dick, die Planken der inneren Wegerung 13 cm breit und 10 cm dick, so daß die eichene Schiffswand mit den eingeschlossenen Spanten, die sehr dicht standen (Abb. 151), über die ganze mittlere Länge der Schiffe im Batteriedeck ungefähr 60 cm stark war, also einen verhältnismäßig guten Schutz gegen die damaligen Geschosse bot.

Beim Bau des Schiffes wurde so vorgegangen, daß der Kiel mit den aufgerichteten Spanten mindestens ein Jahr frei dastand, die Beplankung blieb zugeschnitten ebenfalls ein Jahr lang in Stapeln mit großen Zwischenräumen liegen und wurde erst dann angebracht, nachdem sie wie die Innenhölzer gut lufttrocken geworden war.

Die „Victory“ war wie alle Schiffe ihrer Zeit eisenfest gebaut und gekupfert. Trotzdem man zwischen die Kupferbleche und die Holzwand Filz oder geteertes Papier legte, verrosteten die Eisenbolzen in der Schiffswand



Deckansicht. 1 : 400.

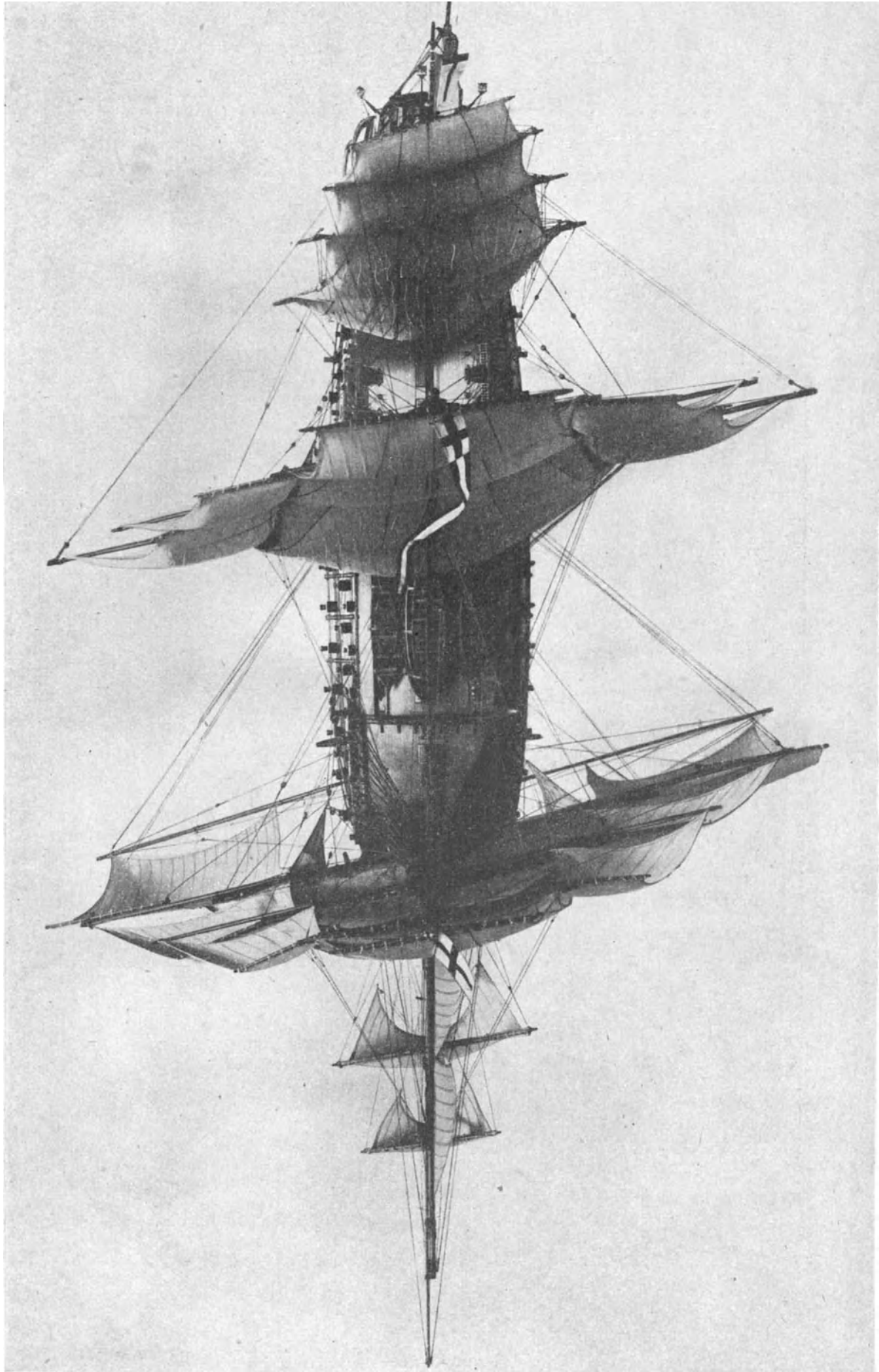


Abb. 147.

sehr schnell, so daß die englische Admiralität eine Zeitlang die Bekupferung von den außer Dienst gestellten Schiffen abnehmen und sie erst wieder bei ihrer Indienststellung anbringen ließ. Erst nachdem im Jahre 1783 statt der

Vorderansicht. 1:400.

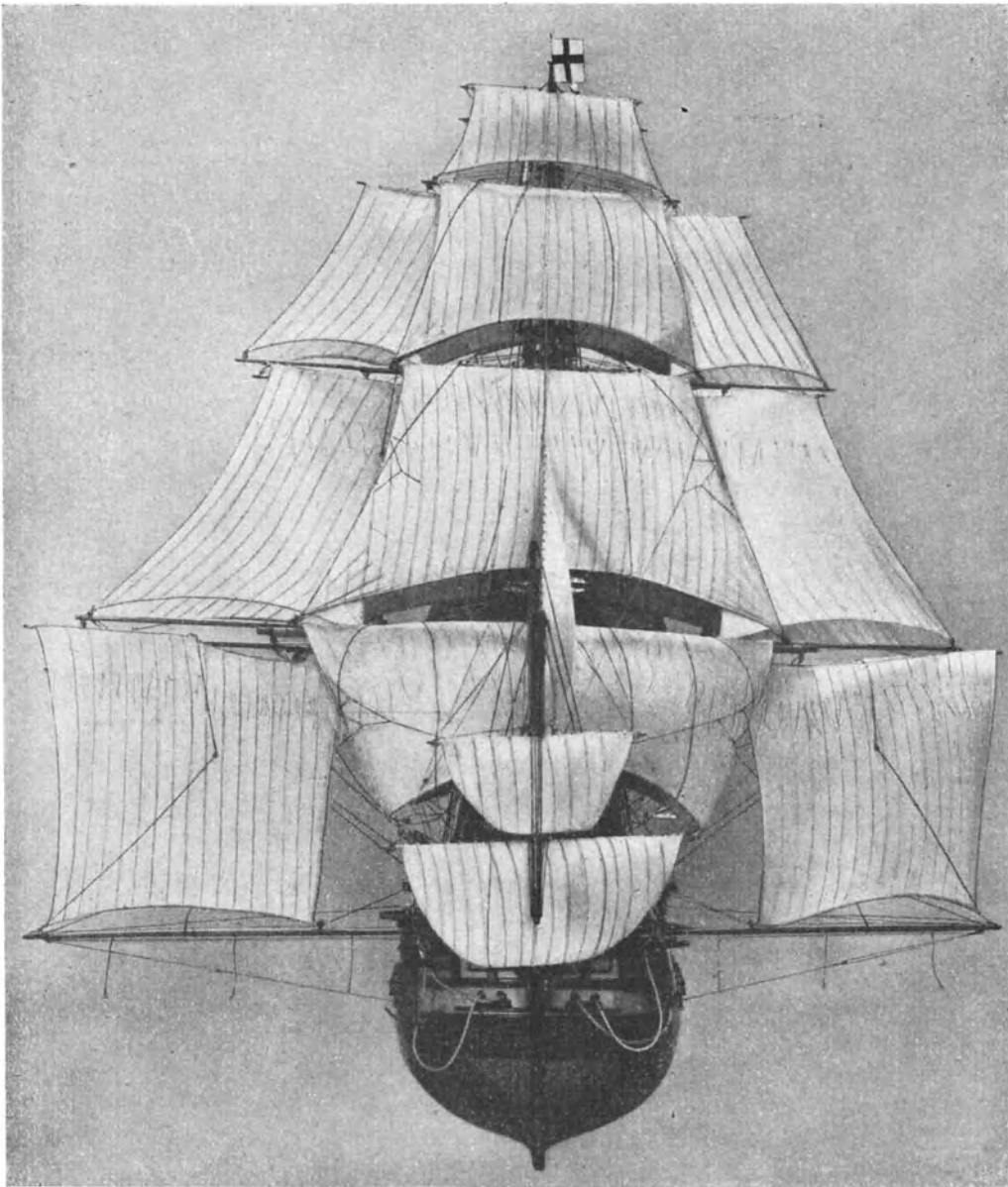


Abb. 148.

Eisenbolzen in den unteren Schiffsteilen allgemein Kupferbolzen verwendet wurden, hörte die Sorge um die Erhaltung der Schiffskörper auf.

Bemastung.

Die drei Masten mit Mars- und Bramstengen haben im Jahre 1806 bei der Neubemastung Wanten aus Eisendraht erhalten, während sie zuerst

Hinteransicht. 1:400.

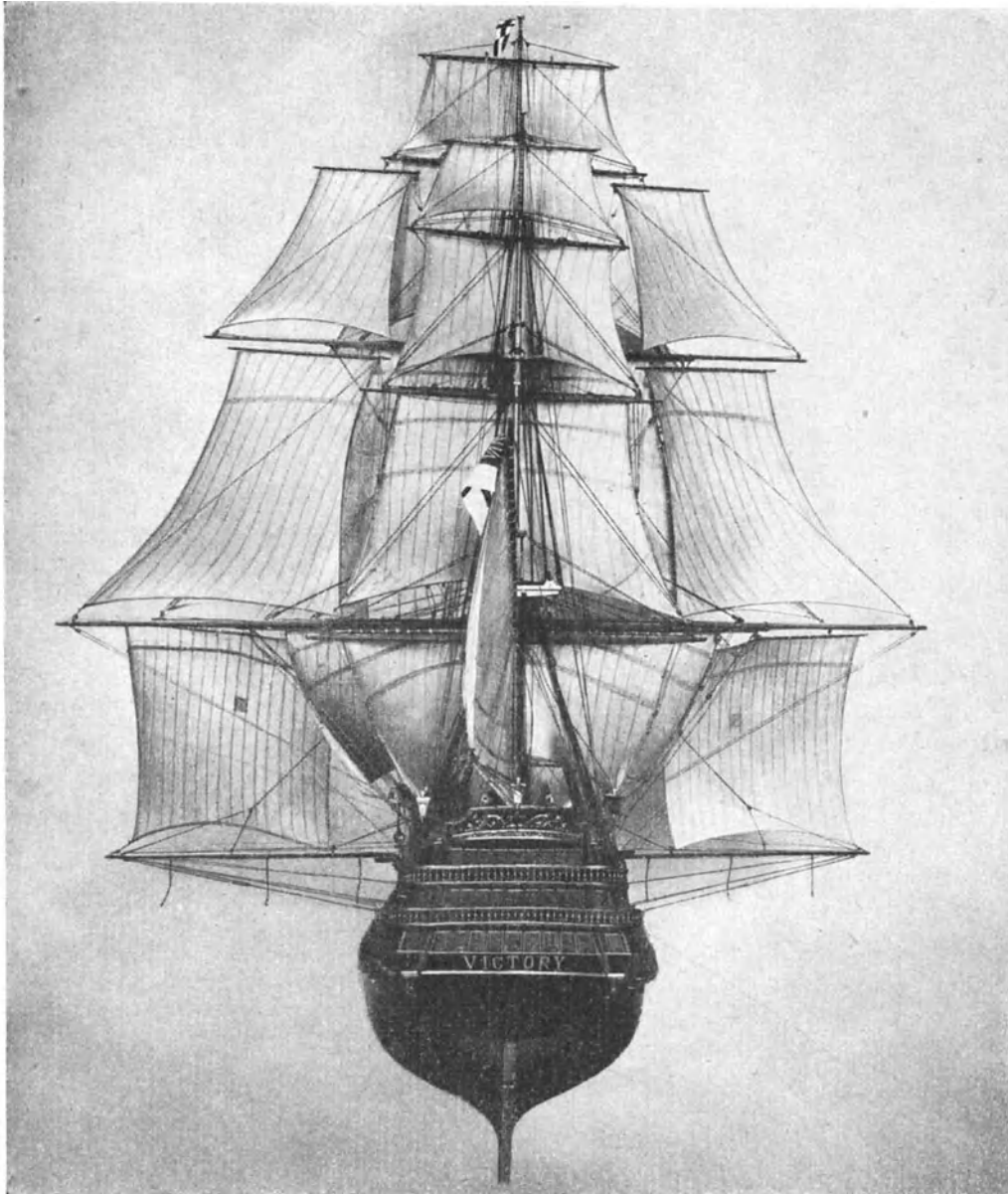


Abb. 149.

solche aus dem üblichen Hanftauwerk besaßen. Hierbei sind auch die Absteifungen der Marsen an die Untermasten und nicht mehr an die Wanten geführt worden. Die Wanten besitzen Jungfern.

„Victory“ mit dem punktiert eingetragenen Umbau 1798.

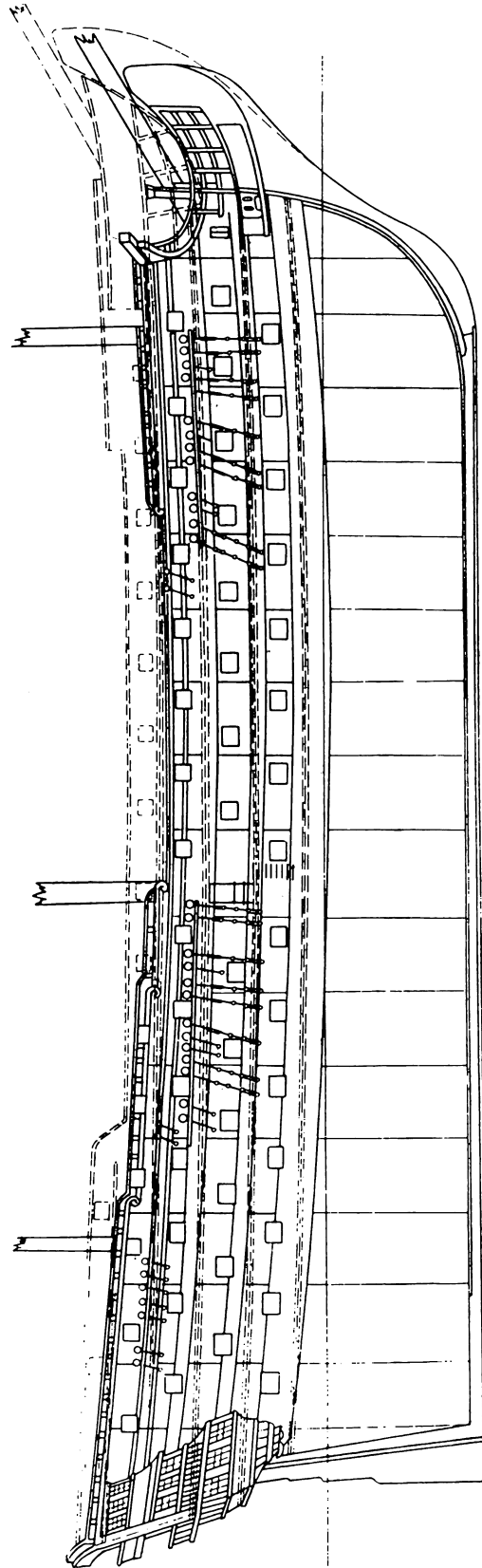


Abb. 150.

Querschnitt der „Victory“.

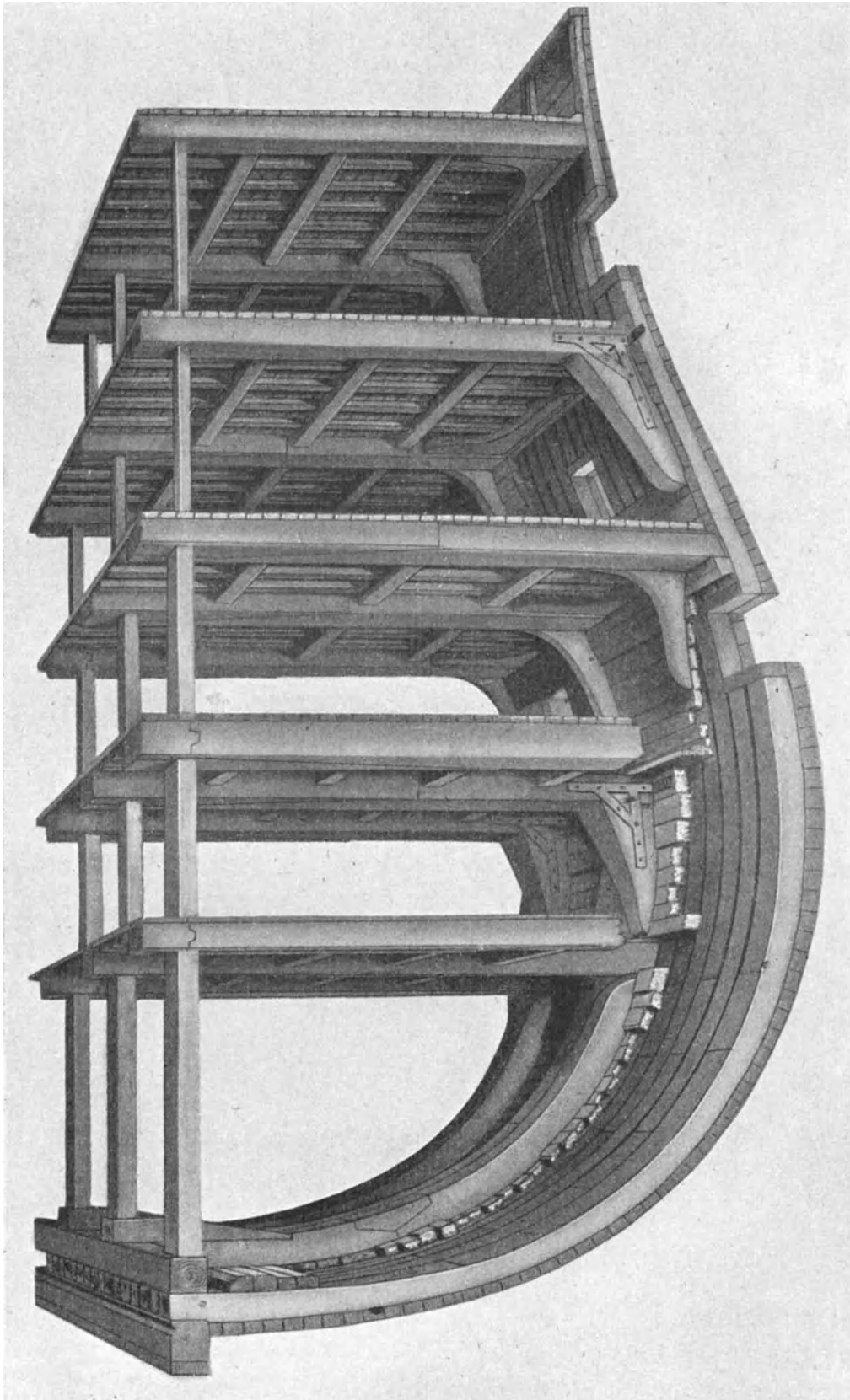


Abb. 151.

Segelriß. 1 : 400

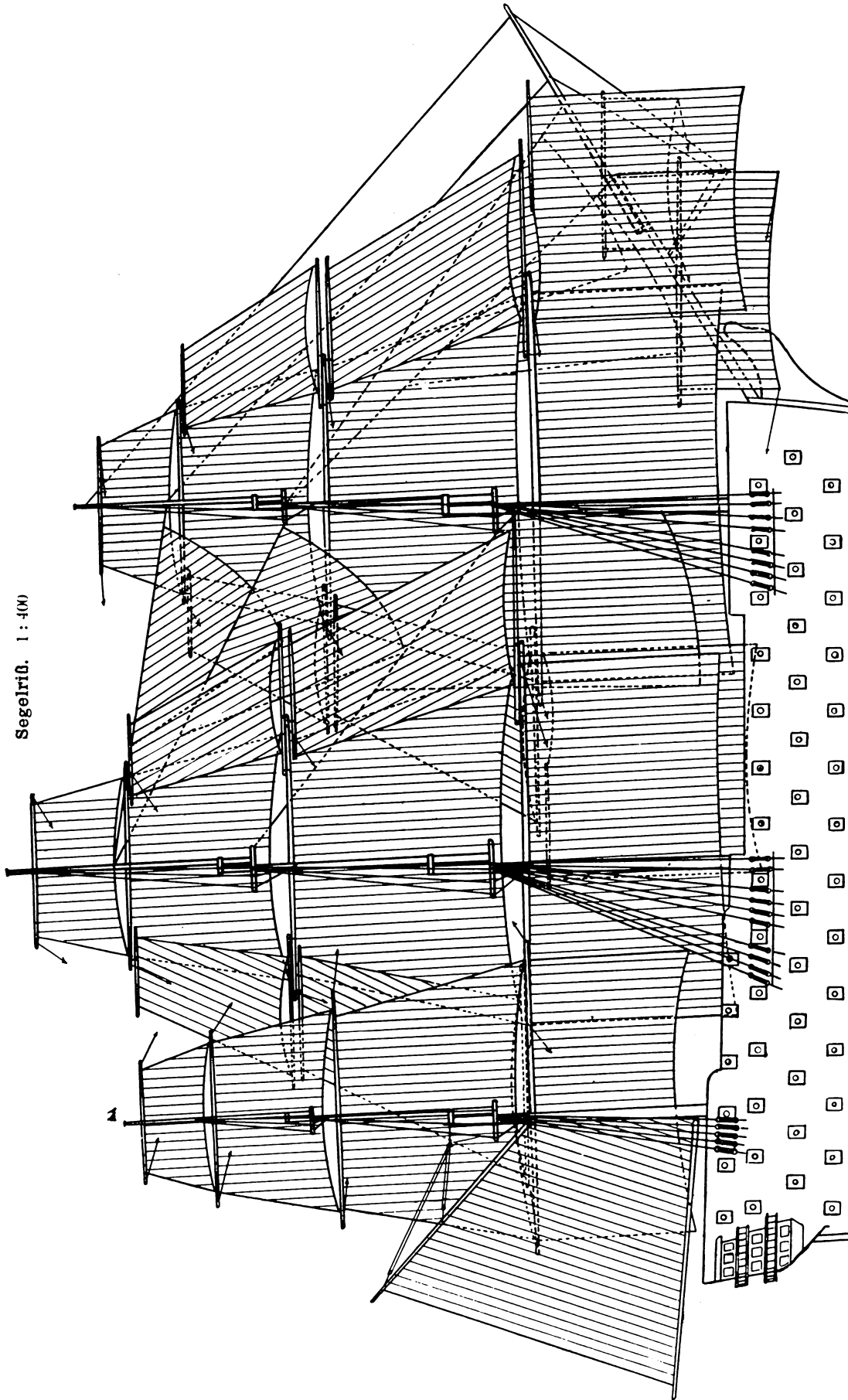


Abb. 152

Das Bugspriet mit dem Klüverbaum ist für die beiden Vorsegel, die nur geführt wurden, verhältnismäßig lang, ebenso der Besanbaum.

B e s e g e l u n g.

Fock- und Großmast waren mit Unter-, Mars-, Bram- und Oberbramsegel getakelt (Abb. 152), am Kreuzmast fehlte das Bagiensegel, dafür war das frühere Rutensegel in das jetzt übliche Besansegel umgewandelt. Für die Führung der Gaffel dieses Segels war an der Hinterseite des Kreuzmastes der von jetzt ab auf Kriegsschiffen gebräuchliche Schnaumast eingeführt.

Die beiden Vorsegel, die schon in der Mitte des achtzehnten Jahrhunderts gefahren wurden, sind beibehalten, indessen sind die beiden Rasegel am Bugspriet bei der Neubemastung im Jahre 1806 fortgelassen worden. Auch die großen viereckigen Schratsegel, welche im achtzehnten Jahrhundert allgemein benutzt wurden, sind mit Ausnahme des unteren zu dreieckigen zusammengeschrumpft, wie sie von nun ab bis zur Gegenwart in Gebrauch bleiben. Diese Schratsegel sind am Modell fortgelassen, um ein naturgetreues Bild von einem unter Leesegeeln fahrenden Schiffe zu geben, das keine Schratsegel setzt, weil sie keinen Wind erhalten würden.

Die Bram-, Mars- und Untersegel des Fock- und Großmastes sind mit Leesegeeln ausgerüstet, die das Modell sämtlich zeigt. Am Kreuzmast hatte man keine Leesegeel, weil sie den vorderen nur den Wind weggenommen hätten.

Sämtliche Rasegel, mit Ausnahme der Oberbramsegel, die man bei stärkerer Brise überhaupt nicht führt, besitzen Reffbündel, und zwar die Untersegel 3 Reihen, die Mars- und Bramsegel 2 Reihen.

A u s r ü s t u n g.

Abb. 146 zeigt die an Deck ineinanderstehenden Boote und zwei darüberhängende Takel, mit denen sie unter Zuhilfenahme der Großra zu Wasser geführt wurden. Am Modell ist dies besonders dargestellt. Bootsdavits mit darin hängenden Booten gab es damals noch nicht. In der Abb. 146 ist der Rüstanker und der Buganker der St. B. Seite angedeutet. Die Anker besitzen noch keine Ketten, sondern, wie früher, starke Hanftaue. Sie wurden durch Klüsen eingezogen und zu den sowohl vom Zwischen- wie vom Batteriedeck zu bewegenden Gangspill geführt. Auf „Victory“

war auch im Vorderteil der Kampange ein Handsteuer mit Handrädern aufgestellt, dem wir hier zum ersten Mal begegnen. Dieses Handsteuer bestand

Gallion.

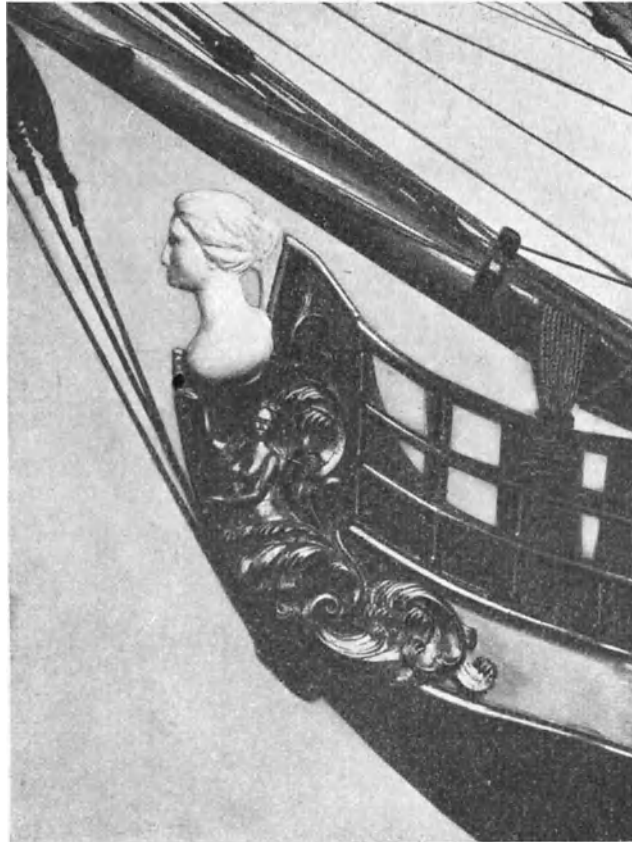


Abb. 153.

aus einer Trommel, deren Achse vorn und hinten je ein Speichenrad trug. Um die Trommel waren die beiden Steuerreeps gelegt, die zur Ruderpinne führten. Es waren indessen außerdem noch alle Vorkehrungen getroffen, um das Ruder jeden Augenblick mit Taljen zu bewegen, was früher allgemein der Fall war.

Die Gallionsfigur der „Victory“ (Abb. 153) ist ein der Antike nachgebildeter Frauenkopf, der wohl den der Siegesgöttin darstellen soll.

Am Heck, das noch immer sehr reich verziert wurde (Abb. 154), waren zwei große Laternen angebracht, wie dies in der Jugendzeit der „Victory“ noch gebräuchlich war.

Die Flagge wehte an einem hohen Flaggenstock, der zwischen den Laternen stand.

Heck.

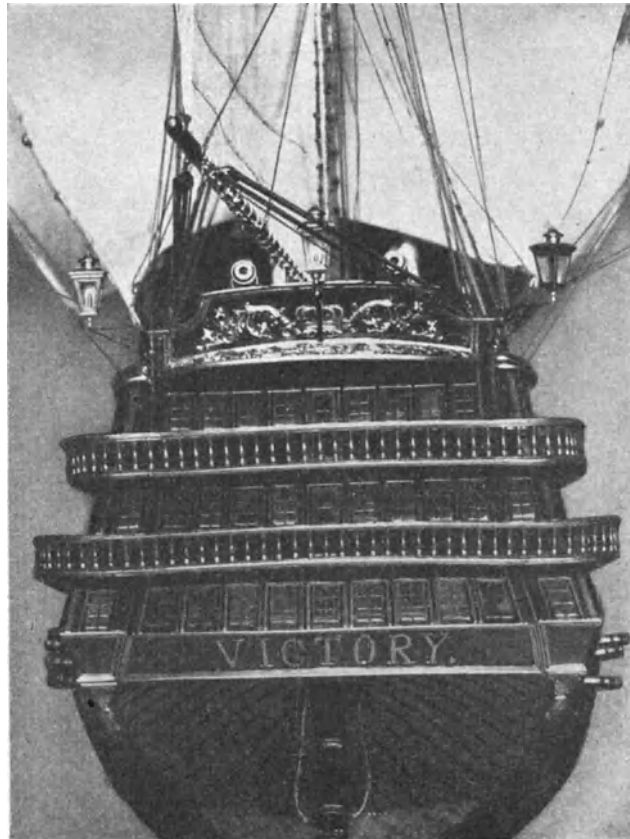


Abb. 154.

Bewaffnung.

An Bord der „Victory“ standen 100 Geschütze, und zwar:

30	Stück	42	pfünder	im	Zwischendeck,
28	„	42	„	im	Batteriedeck,
30	„	12	„	auf	dem Oberdeck,
10	„	6	„	auf	dem Kampangedeck,
2	„	6	„	auf	der Back.

Die Geschützrohre waren aus Gußeisen und lagerten in hölzernen Lafetten. Die Richtung der Geschütze vollzog sich in einer sehr rohen

Weise. Gezielt wurde nicht viel, man richtete das Rohr auf einen etwas höheren Punkt als der, den man treffen wollte. Gewöhnlich lagen diese Punkte in der Takelung, und man hatte Schußtafeln, die für verschiedene Entfernungen die Punkte in der Takelung angaben, auf die gehalten werden mußte, wenn die Schiffsseite getroffen werden sollte.

Die Pulverladung hielt sich auf $\frac{1}{3}$ bis $\frac{1}{4}$ des Geschossgewichtes, womit man aber mit einem 32- oder 24 pfünder bei 8° Elevation nur 2000 bis 2500 m weit reichen konnte und bei 4° Elevation etwa 1500 m. Im Nahkampf soll ein 24 pfünder eine etwa 1,5 m dicke Eichenwand durchschlagen haben und ein 18 pfünder die Hälfte dieser Dicke.

Allgemeine Sitte war es, im Nahkampf zwei Kugeln voreinander in die Rohre zu laden, trotzdem hierdurch die Treffsicherheit bedenklich abnahm. Man hatte aber den Vorteil, immer zwei Geschosse statt eines zu verfeuern, denn die beiden Kugeln trennten sich stets, sobald sie aus dem Rohr flogen. Bis zu 5 Kugeln lud man in die Rohre, aber das war dann auch höchst gefährlich für die Bedienung, weil das Rohr leicht zerspringen konnte.

G e s c h w i n d i g k e i t.

Als Raumschotsgeschwindigkeit erreichte man mit den großen schweren Linienschiffen bis zu 10 Knoten, mit dicht geholten Schoten kam man noch auf 8 bis $8\frac{1}{2}$ Knoten. Im Geschwaderverbände wurde aber diese Geschwindigkeit bei weitem nicht erreicht, denn Nelson erzielte im Jahre 1805 mit seinem Geschwader auf der Reise nach Westindien und zurück im Durchschnitt nur eine Geschwindigkeit von 4 Knoten. In die Schlacht von Trafalgar trat die „Victory“ mit nur 3 Knoten Fahrt; der erste Schuß wurde von der Lee-linie um 12 Uhr 10 Minuten mittags gefeuert, und das letzte Schiff dieser Linie kam erst um 4 Uhr 30 Minuten nachmittags ins Gefecht. Dieses Beispiel zeigt, wie langsam und schwerfällig die großen Segelschiffe manöwrierten. †

B e m a n n u n g.

An Bord der „Victory“ waren im ganzen 850 Personen eingeschifft, ich konnte leider nicht feststellen, wie sie sich auf Offiziere, Seeleute, Seesoldaten usw. verteilten.

Vergleiche.

Der Bau der „Victory“ hat ohne Armierung 105 000 £ gekostet oder 2,142 Millionen Mark, wogegen für den Bau eines heutigen großen Schlachtschiffes ohne Armierung aber mit Panzerung mindestens der fünfundzwanzigfache Betrag gezahlt werden muß.

Die Mündungsgeschwindigkeit des Geschosses erreichte bei den glatten Kanonen der „Victory“ etwa 400—450 m, sie hat sich bei den jetzigen großen Geschützen fast verdoppelt.

Die längsten Kanonenrohre der „Victory“ maßen 3,9 m, die heutigen Rohre der größten Kaliber sind ungefähr 6 mal so lang.

Die Kanonen der „Victory“ hatten eine Reichweite von höchstens 5 km, unsere neuesten Ferngeschütze schießen 30 mal so weit.

Das Gewicht der größten Kanonen der „Victory“ stellte sich auf 3,5 t. Die jetzigen größten Schiffsgeschütze wiegen mit Lafette ungefähr 40 mal soviel.

Besichtigungen.

XVI. Die Deutschen Prüfstellen für Ersatzglieder.

Von Prof. Dr. Ing. Konrad Hartmann.

Durch den großen Krieg haben viele Tausend kräftige Männer schweren Schaden an ihren Gliedmaßen erlitten. Weit mehr als Hunderttausend beträgt die Zahl der Kriegsverletzten, die durch Verlust, Verkrüppelung, Versteifung, Lähmung von Gliedern in den Verrichtungen des täglichen Lebens und in der Ausführung lohnender Arbeit stark beeinträchtigt sind. Mit dieser großen Zahl ist die Bedeutung der Aufgabe gestiegen, diese Schwerbeschädigten durch künstliche Glieder und Arbeitshilfen wieder in möglichst hohem Grade arbeits- und erwerbsfähig und auch im arbeitsfreien Leben ihnen die Beschädigung weniger fühlbar zu machen.

Im Krieg von 1870/71 betrug die Zahl der Amputationen von Armen, ganzen Händen und von Beinen rund 2500.

Auch die Zahl der jährlich im Deutschen Reiche durch Unfälle an den zur Arbeit notwendigen Körpergliedern schwerer beschädigten Verletzten ist verhältnismäßig gering. So beträgt die Zahl der Betriebsunfälle mit dem Verlust von Armen, Händen, Beinen, Füßen bei einer Gesamtzahl von über 20 Millionen der Arbeiterversicherung unterliegenden Personen noch nicht 1000 jährlich.

Die meisten dieser Gliedbeschädigten fanden bisher als Boten, Torwächter, Aufsichtsführende und dergleichen Unterkunft, so daß nur ein geringes Bedürfnis vorlag, durch künstliche Glieder oder Arbeitshilfen die Arbeitsfähigkeit zu steigern, abgesehen von der Versorgung mit künstlichen Beinen. Immerhin sind Hilfsmittel zum Ersatz amputierter oder zur Abstützung gelähmter und versteifter Gliedmaßen seit Jahrhunderten bekannt. Unter ihnen haben sich auch verschiedene Bauarten als brauchbar für die Verrichtungen des täglichen Lebens, manche auch als verwendbar bei der Ausübung von Arbeitstätigkeiten erwiesen. Aber der große Bedarf an

solchen Hilfsmitteln, wie ihn der Krieg in ungeahnt steigendem Maße erzeugte, die Notwendigkeit, die Hilfsmittel in weit höherem Grade, als bisher bei der verhältnismäßig geringen Zahl der gliedbeschädigten Personen erforderlich war, zur Verwendung bei praktischer Arbeit geeignet zu gestalten, haben Anforderungen ergeben, denen fast alle früheren bekannten Bauarten, namentlich der künstlichen Arme und Hände, gar nicht oder nur in geringem Maße entsprechen.

Diese Anforderungen verlangen nicht nur einfache Gestalt des Hilfsgertes, sondern auch lange Haltbarkeit, geringes Gewicht, bequeme Einstellbarkeit, schnelles Anlegen, gutes Sitzen und sichere Befestigung, billige Herstellung unter Verwendung der Verfahren der Massenanfertigung und neuerdings auch von Ersatzstoffen an Stelle der fehlenden Materialien (Leder, Gummi, Messing u. dgl.), ferner leichte Instandhaltung und Instandsetzung unter Benützung von Teilen, die nach Normalien angefertigt und ohne Schwierigkeit zu beziehen sind, schließlich möglichst uneingeschränkte, vorteilhafte und gefahrlose Verwendbarkeit bei den Verrichtungen des täglichen Lebens und bei der Ausübung bestimmter Arbeiten. Die Kunst der Orthopäden und der Bandagisten konnte allein diese Forderungen nicht erfüllen.

Es war daher schon kurz nach Ausbruch des Krieges von einsichtigen Fachärzten die Notwendigkeit betont worden, durch Mithilfe der Technik eine Verbesserung in der Ausgestaltung der künstlichen Glieder und besonders der künstlichen Arme herbeizuführen. So entstand daher bald eine angespannte Erfindungs- und Konstruktionstätigkeit, die wohl eine Menge neuer Formen hervorbrachte, aber den Übelstand ergab, daß auch zahlreiche wenig oder gar nicht brauchbare, von ihren Erfindern oder Herstellern meist in ihrem Wert weit überschätzte Bauarten entstanden und den Kriegsbeschädigten gegeben wurden.

Es erwies sich daher als unbedingt notwendig, eine Sichtung des ganzen Materials vorzunehmen, die zweckmäßigsten Formen durch strenges Ausprobieren zu finden und allgemein bekannt zu machen, die unzulässigen aber als solche zu kennzeichnen und ihre weitere Verwendung zu verhindern.

Zwei Veranstaltungen setzten sich das Ziel der Aussonderung. Die eine ging davon aus, an einer Stelle möglichst alle vorhandenen Formen von Ersatzgliedern und Gliedstützen vorzuführen, um damit einen Vergleich und die Kritik zu ermöglichen, weiter auch das allgemeine Bekannt-

werden guter Bauarten zu erzielen und zu Verbesserungen anzuregen. Zu diesem Zweck wurde von der Leitung der Reichsanstalt „Ständige Ausstellung für Arbeiterwohlfahrt“ in Charlottenburg, Frauenhoferstr. 11/12, angeregt, eine „Sonderausstellung von Ersatzgliedern und Arbeitshilfen für Kriegsbeschädigte, Unfallverletzte und Krüppel“ zu veranstalten. Mit Genehmigung des Herrn Staatssekretärs des Innern wurde diese Ausstellung unter starker Beteiligung eingerichtet und vom Februar bis August 1916 abgehalten.

Die andere Veranstaltung verfolgte das Ziel durch die praktische Erprobung und unmittelbare Verwertung der gewonnenen Ergebnisse für die praktische Verwendung. Hierzu wurde im Verein Deutscher Ingenieure die Prüfstelle für Ersatzglieder gegründet, die am 1. Februar 1916 ihre Arbeiten beginnen konnte. Mit Genehmigung des Herrn Staatssekretärs des Innern wurden die Geschäftsräume und Werkstätten der Prüfstelle in den Räumen der Ständigen Ausstellung für Arbeiterwohlfahrt in Charlottenburg eingerichtet, wobei die technischen Anlagen der Ausstellung, soweit es dem Zweck der Prüfstelle entsprach, Verwendung fanden. Der Hörsaal der Ständigen Ausstellung bot einen passenden Raum zur Abhaltung von Vorträgen, Lehrkursen, Vorführungen und Versammlungen. Vor einigen Monaten ist die Prüfstelle in das Schloß in Charlottenburg übersiedelt, um in unmittelbare Verbindung mit dem dort eingerichteten Zentrallazarett für Amputierte des Gardekorps zu kommen.

Für die Organisation der Prüfstelle wurde von der ersten Verhandlung ihrer Gründer an der Grundsatz als maßgebend festgehalten, daß Ärzte und Ingenieure mit gleichen Rechten an der Aufstellung und Durchführung des Arbeitsplanes zu beteiligen seien. Denn den Gründern der Prüfstelle war es von vornherein klar, daß eine erfolgreiche Tätigkeit nur auf einem von vollem gegenseitigen Verständnis getragenen Zusammenwirken ärztlicher und technischer Kunst und Wissenschaft aufgebaut werden könne. Zu dieser ehrenamtlichen Tätigkeit vereinigte sich zunächst ein kleiner Kreis gleichgesinnter Ärzte und Ingenieure, der aber bald durch die Zuwahl von Fachmännern, deren Mitarbeit für die Durchführung des sich im Laufe der Zeit wesentlich erweiternden Arbeitsgebietes besonders erwünscht war, die notwendige Ergänzung erfuhr.

Das Kgl. Preußische Kriegsministerium würdigte die Bedeutung der Prüfstelle in vollem Maße, indem es die Prüfstelle zu seiner Gutachterstelle ernannte und Vertreter in den Vorstand entsandte.

Das lebhafteste Interesse, das die Prüfstelle bei den für die Verwertung der Ergebnisse sonst noch hauptsächlich zuständigen und interessierten Stellen fand, wie z. B. im Reichs-Marine-Amt, im Reichswirtschaftsamt, Ministerium der öffentlichen Arbeiten, Landesgewerbeamt, Reichsausschuß der Kriegsfürsorge, kennzeichnete sich gleichfalls in der Entsendung von Vertretern in den Prüfstellenausschuß.

Die Tätigkeit der Prüfstelle in Berlin-Charlottenburg war zunächst auf die wissenschaftliche und praktische Erprobung der Ersatzarme gerichtet, die in zahlreichen Formen zur Prüfung vorgelegt worden sind. Diese Arbeiten sind noch nicht abgeschlossen, da immer wieder neue Bauarten entstehen, deren Wert für die Verwendung im Leben und bei der Arbeit festzustellen ist. Zur Erprobung werden geübte Facharbeiter verwendet, die in der Prüfstelle gegen angemessenen Lohn beschäftigt werden. Sie werden mit Bandagen ausgerüstet, an welchen nacheinander verschiedene Armgeräte befestigt werden, sofern nicht auch besondere zur Prüfung eingereichte Bandagen gleichfalls erprobt werden sollen. Die Prüfarbeiten erfolgen unter Verwendung von Werkzeugen, Arbeitsgeräten und Maschinen und geschehen für jeden Ersatzarm in der normalen täglichen Arbeitszeit von mehreren Stunden einige Wochen hindurch, um durch die Dauerbeanspruchung auch die Betriebssicherheit und Haltbarkeit des Kunstgliedes einwandfrei festzustellen. Die dauernde Beaufsichtigung der Arbeiter erfolgt durch die Werkmeister und Vorarbeiter, die Überwachung sowie die Feststellung der Ergebnisse durch die Ingenieure unter Leitung des Schriftführers und der Mitglieder der Prüfstelle.

In ähnlicher Weise wird bei der Untersuchung und Erprobung der Ersatzbeine vorgegangen, die in den letzten Jahren hauptsächlich in Bearbeitung genommen werden konnten, nachdem die meisten Formen der Ersatzarme durchgeprüft sind. Auch hierfür werden Verletzte verschiedener Berufe in den Werkstätten der Prüfstelle beschäftigt. Für die Feststellung der Brauchbarkeit der künstlichen Beine handelt es sich jedoch weniger um ihre besondere Zweckmäßigkeit bei der Ausübung von Arbeitstätigkeiten als um die Prüfung des Kunstbeines beim Gehen auf verschiedenartigem Boden, beim Sitzen und Aufstehen, Besteigen von Treppen und Leitern. Um hierüber Feststellungen zu machen, hat die Prüfstelle in der Halle der Ständigen Ausstellung für Arbeiterwohlfahrt eine Gehschule eingerichtet, in der das Gehen auf ebenem, welligem, ansteigendem und abfallendem Boden, auf hartem und weichem Gelände, über

Hindernisse verschiedener Art und Höhe geübt wird; auch sind Leitern und Treppen vorhanden und endlich wird auch das Tragen verschiedener Lasten geprüft.

Die wissenschaftliche Untersuchung und Durcharbeitung der künstlichen Glieder und Gliedstützen, sowie der sonst noch für die Wiederbeschäftigung von Gliedbeschädigten empfohlenen und ausgeführten Hilfsmittel erfolgt unter der technischen Leitung des Herrn Prof. Dr.-Ing. Schlesinger, unter lebhafter Mitarbeit des Vorstandes, der Mitglieder der Prüfstelle und des technischen Stabes, der aus Ingenieuren, Zeichnern, Meistern und Vorarbeitern besteht. Die Erprobung in den Werkstätten geschieht unter Zuhilfenahme von angestellten gliedbeschädigten Kriegsinvaliden und Unfallverletzten, die als Facharbeiter geschickt in ihrem Berufe, vollständig ausgeheilt und arbeitswillig sind.

Die Erprobung in den Werkstätten erfolgte zunächst für die normale Metall- und Holzbearbeitung unter Verwendung verschiedener Maschinen und Werkzeuge. Bald aber wurden auch Werkplätze für Schneider, Schumacher, Sattler, Stellmacher, Maler eingerichtet. Für die Erprobung in anderen Berufen wurden Arbeitsstellen benützt, die in handwerksmäßigen Betrieben zur Verfügung gestellt sind. Zur Erprobung der Ersatzglieder, Gliedstützen und Arbeitshilfen bei landwirtschaftlichen Arbeiten ist der landwirtschaftliche Betrieb des Reservelazarets Goerden bei Brandenburg a. d. H. benützt worden.

Das Ergebnis der wissenschaftlichen Untersuchung und praktischen Erprobung der Ersatzglieder wird in Gutachten niedergelegt, die nach eingehender Beratung in den Sitzungen der Prüfstelle abgefaßt werden. Diese Gutachten werden in jedem Fall dem Kgl. Preußischen Kriegsministerium mitgeteilt, auch wenn es nicht selbst den Antrag auf Prüfung gestellt hat. In diesen Fällen erhält auch der Antragsteller das Gutachten, das im übrigen vertraulich behandelt wird. Gewöhnlich wird aber den Antragstellern nach Abschluß der Prüfung zunächst in einem vorläufigen Bescheide mitgeteilt, welche Mängel sich bei der Prüfung des betreffenden Ersatzgliedes herausgestellt haben. Der Antragsteller hat dann die Möglichkeit, diese Mängel durch Einreichung verbesserter Modelle zu beseitigen, und erst über diese endgültigen Formen wird dann das Gutachten dem Antragsteller und dem Kgl. Preußischen Kriegsministerium erstattet.

Für die über Ersatzarme zu erstattenden umfassenden Gutachten ist nach eingehendster Beratung ein Arbeitsplan aufgestellt worden, in welchem

die an das Ersatzglied bei verschiedener Verwendung zu stellenden Anforderungen aufgeführt sind.

In gleicher Weise wie die zur Prüfung eingereichten Ersatzarme und Ersatzbeine werden die bei H a n d l ä h m u n g e n zu verwendenden H a n d - s t ü t z e n erprobt. Diese Untersuchungen wurden hauptsächlich unter Leitung des Direktors der Städtischen Beuth-Schule in Berlin, Herrn Ingenieur Volk, und des Herrn Oberingenieurs Dr. Beckmann von der Akkumulatorenfabrik A.-G. in Oberschöneweide bei Berlin ausgeführt.

Mit den zur Prüfung vorgelegten Ersatzarmen werden gewöhnlich auch A r b e i t s a n s ä t z e eingerichtet, die dann mit den Armen zusammen untersucht werden. Es werden jedoch auch häufig solche Hilfsmittel für sich zur Prüfung eingesandt. Auch andere Hilfsmittel, A r b e i t s b e h e l f e verschiedener Art werden geprüft, wenn sie zu den Gegenständen zu rechnen sind, mit deren Hilfe Gliedbeschädigte wieder arbeits- und erwerbsfähig gemacht werden können. Es wird auch in eine Prüfung eingetreten, wenn lediglich eine Beschreibung mit oder ohne Zeichnung zur Begutachtung vorgelegt wird. Denn es ist mit der Möglichkeit zu rechnen, daß unter solchen Vorschlägen, für deren praktische Ausführung dem Erfinder häufig die Mittel fehlen, sich doch auch gute Gedanken befinden, die der Unterstützung durch die Prüfstelle würdig sind.

Das ursprüngliche Arbeitsgebiet der Prüfstelle, die Durcharbeitung der Ersatzglieder, Gliedstützen und Arbeitshilfen mußte bald die Erweiterung erfahren, die sich folgerichtig ergab, um das ganze Arbeitsfeld der Versorgung der Gliedbeschädigten mit zweckmäßigen Hilfsmitteln zu erfassen. Die wissenschaftlich und praktisch durchgeführte Feststellung, ob und in welchem Maße die bekannt gewordenen Hilfsmittel brauchbar sind, mußte den Anfang der Arbeiten bilden, um zunächst einmal eine Sichtung des Vorhandenen vorzunehmen und die bereits vielfach in Verkennung der an solche Mittel zu stellenden Anforderungen erfolgte Abgabe bestimmter unzureichender Ersatzglieder usw. künftig möglichst zu verhindern.

Die Einzelbeurteilung der zahlreichen zu prüfenden Objekte führte in der Zusammenfassung der dabei gewonnenen Erfahrungen zur Aufstellung von Richtlinien und im weiteren zu einer systematischen Durcharbeitung des gesammelten Materials nach den Regeln fachärztlicher und technischer Wissenschaft und Kunst. Ein weiterer Schritt zur Verfolgung des Zieles ergab die Notwendigkeit, unmittelbar auf eine V e r b e s s e r u n g d e r E r s a t z g l i e d e r hinzuwirken. In Österreich und Ungarn waren be-

reits Vorschläge zur Verbesserung durch Normalisierung der Teile gemacht worden, die bei den Ersatzgliedern häufig vorkommen und daher sich zur Massenherstellung nach einheitlichen Formen eignen, oder die zur leichten Auswechselbarkeit zweckmäßig gleiche Form erhalten sollten. Die Prüfstelle hat in Verbindung mit der Verwaltung der Reichsanstalt „Ständige Ausstellung für Arbeiterwohlfahrt“ in Charlottenburg die Normalisierung der Ansatzzapfen für Kunstarme durchgeführt und die Vorarbeiten für eine normale Befestigung der Ersatzglieder an der Bandage fertiggestellt.

Aus den Erfahrungen, die in der Prüfstelle gemacht worden sind, ergeben sich nicht nur zahlreiche Verbesserungen, die den Einsendern der zur Prüfung vorgelegten Ersatzglieder empfohlen und von ihnen meist angenommen werden, sondern auch Neuerungen, welche die Prüfstelle dazu drängten, eigene Bauarten von Ersatzgliedern und Bandagen aufzustellen.

Mit der langen Dauer des Krieges ist die Schwierigkeit ganz bedeutend gewachsen, die Kriegsbeschädigten mit endgültigen Ersatzgliedern zu versorgen. Der steigende Mangel an Facharbeitern und an manchen zur Herstellung der Bandagen bisher gebräuchlichen Stoffen (Leder, Gummi usw.), führte dazu, daß Amputierte oft viele Monate auf das ihnen bei der Entlassung aus dem Lazarett zu gebende Ersatzglied warten müssen, und daher diese Zeit für die Wiederaufnahme der Arbeit verloren geht. Zur Beseitigung dieses Mißstandes hat die Prüfstelle helfend eingegriffen. Sie hat durch eingehende Versuche behelfsmäßige Stumpfhülsen geschaffen, die nach Gipsabgüssen ohne Verwendung von Leder in kurzer Zeit herstellbar sind und mehrere Monate halten.

Der Technik des Ersatzgliederbaues ist eine neue wichtige Aufgabe entstanden durch die von V an g h e t t i u. A. zuerst angegebene und von S a u e r b r u c h erfolgreich ausgestaltete Schaffung von Energiequellen zur Bewegung von Ersatzgliedern aus den im Amputationsstumpf vorhandenen Muskeln. Es galt, diese Energiequellen so in Verbindung mit einer künstlichen Hand zu bringen, daß diese weitgehende Bewegungsfähigkeit erhält. In Anerkennung der Bedeutung dieser Aufgabe hat der Verein Deutscher Ingenieure einen Betrag von 10 000 *M* der Prüfstelle für die Mitarbeit bei der Durcharbeitung des Problems gestiftet.

Die weiteren Aufgaben der Prüfstelle ergaben sich aus den Schwierigkeiten, die für eine zweckmäßige Verwendung der Ersatzglieder zu überwinden sind. Die Erfahrung lehrt, daß viele Amputierte mit den ihnen verordneten Ersatzgliedern nicht zufrieden sind und sie, wenn es sich

um Ersatzarme handelt, vielfach nicht benutzen. Die Prüfung dieser Hilfsgeräte in der Prüfstelle ergab vielfach, daß das Ersatzglied für den betreffenden Fall unbrauchbar war, daß z. B. ein Schlosser, der wieder in der Werkstatt arbeiten wollte, einen lediglich für Kopfarbeiter brauchbaren Kunstarm erhalten hatte. Aber auch bei Verordnung von Arbeitsarmen ist es unbedingt notwendig, aus der großen Zahl verschiedener Formen für den Beruf, den der Amputierte ausüben will und ausüben kann, die beste Bauart zu wählen. Glied- und Berufsberatung muß daher Hand in Hand gehen. In Würdigung dieser Notwendigkeit hatte das Sanitätsamt des Gardekorps verfügt, daß alle Amputierte aus den diesem Sanitätsamt unterstellten Lazaretten vor der Beschaffung eines Ersatzgliedes der Prüfstelle zur Beratung vorgestellt wurden, damit der zuständigen Stelle ein für den Beruf und den Grad des Gliedverlustes geeignetes Ersatzglied empfohlen werden konnte.

Ein weiterer Grund dafür, daß Ersatzarme häufig nicht benutzt werden, ergibt sich daraus, daß die Kriegsbeschädigten damit nicht zu arbeiten verstehen, weil sie auf deren Gebrauch nicht angelernt sind. Die Folge ist, daß die Invaliden entweder von dem Betriebe, der sie einstellen wollte, wieder in das Lazarett zurückgeschickt werden, oder daß sie einen Aufseher oder Botenposten erhalten, auf dem ihre Arbeitsfähigkeit nicht ausgenützt wird. Es ergibt sich auch, daß Kriegsbeschädigte, die zuerst einen bestimmten Beruf gewählt und einen für ihn geeigneten Arbeitsarm erhalten hatten, sich bei der Einschulung in diesen Beruf als dafür ungeeignet erweisen und zu einem anderen Beruf übergehen müssen, für den der ihnen gegebene Ersatzarm nicht geeignet ist. Um den hieraus sich ergebenden Schwierigkeiten zu begegnen und die daraus leicht entspringenden Enttäuschungen zu vermeiden, hat die Prüfstelle eine Armschule unter Leitung eines Einarmigen und eines Doppelarmamputierten geschaffen und weiter nach eingehenden Verhandlungen sich entschlossen, Anlernwerkstätten ins Leben zu rufen, in denen die Amputierten im Gebrauch ihres künstlichen Armes sowohl bei den Verrichtungen des täglichen Lebens als auch bei der Bedienung von Maschinen und Handhabung von Werkzeugen und Geräten unterwiesen werden.

Dort erhielten die Amputierten eine eingehende Anweisung über die Verwendungsmöglichkeit des Ersatzgliedes und über die von ihnen selbst auszuführenden kleinen Reparaturen. Bei dem Anlernen zur Arbeit wurde die Arbeitsteilung so getroffen, daß die Anzulernenden von einfachen zu

schwierigeren Arbeiten übergehen; dafür erhalten sie eine entsprechende Entlohnung. Auf diese Weise wird ein allmählicher Übergang von der vielleicht schon im Lazarett ausgeübten Tätigkeit zur produktiven Arbeit in gewerblichen Betrieben geschaffen. Dabei wurde auch darauf gehalten, daß der Amputierte nur so lange in den Anlernwerkstätten beschäftigt wird, als es die Unterweisung nötig macht, und daß er dann sobald als möglich in die Industrie übergeht.

Um die Wiedereinführung der Schwerbeschädigten in die gewerbliche und landwirtschaftliche Arbeit zu erleichtern, hat die Prüfstelle angeregt, Vermittlungsstellen zu schaffen. Im Einverständnis mit dem Sanitätsamt des Gardekörps war eine solche Stelle im Sitz der Prüfstelle eingerichtet worden.

Die Arbeitsgebiete dieser Vermittlungsstelle waren:

1. Die Berufsberatung der Schwerbeschädigten,
2. die Wiederertüchtigung und Einführung der Schwerbeschädigten in ihre Berufe sowie ihre Unterbringung in der Industrie,
3. die Beschaffung von Behelfsgeräten und Arbeitsarmen.

Für die in 1 und 2 angegebene Arbeit erhielt die Vermittlungsstelle vom Sanitätsamt des Gardekörps gemäß Verfügung Zählkarten, die dann nach folgenden Gesichtspunkten registriert wurden:

- a) Es wurden alle Leute ausgeschaltet, die nicht in Groß-Berlin ansässig sind, weil diese Leute nach ihrer Entlassung aus dem Lazarett Berlin verlassen und in ihre Heimatsorte zurückkehren.
- b) Die übrigen wurden nach Berufen geordnet, von denen aber Post- und Bahnbeamte, Kopfarbeiter und dergleichen ausscheiden, soweit sie nicht gezwungen sind, ihren bisherigen Beruf aufzugeben und einen neuen Beruf, etwa als Fabrikarbeiter, zu ergreifen.
- c) Nach der Zeit, wenn die einzelnen Leute nach dem Urteil des behandelnden Arztes voraussichtlich wieder arbeitsfähig sind.

Sobald die von dem behandelnden Arzt in der Zählkarte angegebene Zeit der Arbeitsfähigkeit des Mannes herangekommen war, wurde er zur Berufsberatung nach der Vermittlungsstelle bestellt, um festzustellen, welche Arbeit der Mann bisher verrichtet hat, wo er bisher tätig gewesen ist und ob er nach Art seiner Verletzung noch imstande ist, dieselbe oder eine ähnlichen Beschäftigung wieder aufzunehmen. Bei dieser Beratung wirkte die bürgerliche Fürsorge durch Vertreter mit. Es wurde dabei ferner fest-

gestellt, ob und wann der Mann mit Rücksicht auf das zu beschaffende Ersatzgerät die Arbeit aufnehmen kann.

Die auf den verschiedenen Arbeitsgebieten der Prüfstelle gewonnenen Ergebnisse und gemachten Erfahrungen werden zur allgemeinen Kenntnis durch die Veröffentlichung von Merkblättern gebracht, die als Einzelschriften ausgegeben, aber zum Teil auch in Fachschriften, wie z. B. in der Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, zum Abdruck gebracht wurden. Diese Merkblätter sind als wissenschaftliche Abhandlung anzusehen, die von einzelnen Bearbeitern unter Zugrundelegung der in der Prüfstelle vorgenommenen Untersuchungen verfaßt, aber stets von mehreren Mitgliedern der Prüfstelle durchgesehen werden und demnach als offizielle Veröffentlichungen der Prüfstelle gelten können.

Von den Merkblättern sind bis jetzt 17 erschienen.

Eine Veröffentlichung großen Stils bildet ein Buch über Ersatzglieder und Arbeitshilfen, das von der Prüfstelle zusammen mit der Verwaltung der Reichsanstalt „Ständige Ausstellung für Arbeiterwohlfahrt“ herausgegeben wurde und im Jahre 1918 erschienen ist.

Eine umfassende Arbeit entstand im Jahre 1917 der Prüfstelle durch ihre Mitwirkung bei der Durchführung des von der Gesellschaft für Chirurgie-Mechanik in Berlin erlassenen Preisausschreibens für Ersatzbeine. Die Prüfstelle wurde von dieser Gesellschaft bei den Vorarbeiten zu Rate gezogen und hat dann das Preisgericht in der Prüfung der eingesandten Bewerbungen unter Benutzung der schon erwähnten Gehschule unterstützt.

In zahlreichen Sitzungen haben Vorstand und Mitglieder die verschiedenen Aufgaben der Prüfstelle behandelt. Die erste Hauptversammlung wurde vom 4. bis 6. November 1916, die zweite vom 21. bis 23. Januar 1918 unter zahlreicher Beteiligung auswärtiger Mitglieder und Gäste abgehalten. Die zweite Versammlung fand in Gegenwart Ihrer Majestät der Kaiserin statt.

Im Jahre 1916 ist eine wesentliche Ergänzung der Organisation der Prüfstelle eingetreten. Um die in der Berlin-Charlottenburger Zentralstelle ausführbaren Untersuchungen für Berufe zu ergänzen, die in der Zentrale nicht bearbeitet werden können oder überhaupt in Groß-Berlin nicht vertreten sind, um ferner auch die Mitarbeit weiterer außerhalb Groß-Berlins wohnenden Fachmänner zu gewinnen und um die Ergebnisse der Unter-

suchungen eindringlicher und wirksamer weiteren Kreisen zu übermitteln, hatte sich die Dezentralisierung durch Schaffung von Abteilungen empfohlen.

Mit Genehmigung des Kgl. Preußischen Kriegsministeriums wurden im Jahre 1916 Abteilungen in Danzig, Düsseldorf, Gleiwitz und Hamburg gegründet.

Die Danziger Abteilung bearbeitet im Sinne der Prüfstelle in Charlottenburg besonders die Verhältnisse des Ostens des Deutschen Reiches, also von industriellen Gebieten vornehmlich Schiffbau und Schifffahrt und dann hauptsächlich die Landwirtschaft.

Die Geschäftsstelle befindet sich in der Technischen Hochschule in Danzig-Langfuhr. Die Werkstattuntersuchungen werden in den Werkstätten des Hilfslazarets Hakelwerk in Danzig und in der Betriebswerkstätte des Maschinenlaboratoriums der Kgl. Technischen Hochschule ausgeführt.

In Düsseldorf wurde schon seit Ausbruch des Krieges durch die Rheinische Provinzialverwaltung eine lebhafte Tätigkeit in der Kriegsbeschädigtenfürsorge entwickelt, die sich auch auf Verbesserung von Bau, Herstellung und Anwendung der Ersatzglieder erstreckte. Diese besondere Wirksamkeit kam ganz besonders zur praktischen Durchführung in den Lazarettwerkstätten des Flora-Lazarets und des Reservelazarets im Stahlwerk Phoenix. Auf dieser Grundlage entstand eine Vereinigung, die sich als Abteilung Düsseldorf der Prüfstelle in Charlottenburg anschloß.

Die Abteilung Gleiwitz will insbesondere die Erprobung der künstlichen Glieder in der Schwerindustrie und in Hütten- und Grubenbetrieben unter den Verhältnissen Oberschlesiens durchführen. Die Geschäftsstelle befindet sich in der Kgl. Maschinenbau- und Hüttenschule in Gleiwitz, Bielitzer Str. 13.

Die Abteilung Hamburg hat sich als eine Abteilung in dem für die Kriegsbeschädigtenfürsorge des Hamburger Staates bestehenden Hamburger Landesausschuß gebildet und bearbeitete auch die schwerbeschädigten Kriegsinvaliden der Marine.

Diese 4 Abteilungen unterhalten Werkstätten und Beratungsstellen und verfolgen in gleicher Weise das Ziel, zur Verbesserung des Baues, der Herstellung und Anwendung von Ersatzgliedern und Arbeitsbehelfen beizutragen.

Es hat sich dann auch in Baden eine Prüfstelle gebildet als

Sonderausschuß für Gliederersatz bei dem Landesausschuß für Kriegsbeschädigtenfürsorge (Badischer Heimatdank) in Karlsruhe.

In den Bundesstaaten Bayern, Sachsen und Württemberg mit früher eigenen Kriegsministerien hat sich die Notwendigkeit, besondere Prüfstellen einzurichten, auch Bahn gebrochen.

Für Bayern ist mit Anfang des Jahres 1917 eine Bayerische Prüfstelle im Anschluß an die Bayerische Landesgewerbeanstalt in Nürnberg geschaffen worden. Für Sachsen hat sich Ende des Jahres 1917 eine Prüfstelle gebildet, deren Trägerin die Sächsische Kriegsbeschädigtenfürsorge beim Ministerium des Innern, Stiftung Heimatdank, ist. Für Württemberg ist eine Prüfstelle in Stuttgart gegründet worden.

In enge Beziehung ist die Prüfstelle zu dem von dem Präsidenten der Technischen Versuchsanstalten in Wien, Herrn Geheimen Rat Dr. Exner schon im Herbst 1914 für Österreich gegründeten Verein „Die Technik für die Kriegsinvaliden“ getreten. Der österreichische Verein und die Prüfstelle in Berlin-Charlottenburg pflegen einen steten Austausch ihrer Arbeiten und Erfahrungen, sowohl durch wechselseitige Übersendung der Veröffentlichungen und Gutachten wie durch gemeinsame Beratung.

So ist im Deutschen Reiche eine ehrenamtliche Organisation geschaffen worden, die sich besonders dadurch kennzeichnet, daß in ihr Fachärzte, Ingenieure und Orthopädiemechaniker in vollem gegenseitigen Verständnis an der Lösung der Aufgabe arbeiten, die Kriegsverstümmelten durch technische Mittel wieder zu befähigen, im alten oder in einem neuen Beruf in vollem oder doch möglichst weitgehendem Maße mit lohnendem und befriedigendem Erfolg tätig zu sein, im eigenen Interesse wie in dem der Volksgesamtheit.

XVII. Die Fortschritte in der Herstellung von Ersatzgliedern und ihre Benutzung durch die Kriegsgeschädigten.

Von G. Schlesinger, Charlottenburg.

Schon zu einer Zeit, als wir noch auf einen günstigen Frieden hoffen konnten, war die Frage der Rentenzahlung der springende Punkt in der Fürsorge der Kriegs-Schwerbeschädigten, insbesondere derer, die durch Amputation Arm oder Bein verloren hatten. Schon damals stand auch fest, daß der Stand unserer Finanzen ein so ungünstiger am Ende des Krieges sein würde, daß an ein arbeitsloses Dahinleben selbst der Amputierten, sofern sie noch arbeitsfähig wären, nicht gedacht werden konnte. Die Frage hatte sich bereits vor 2 Jahren darauf zugespitzt, die Kriegsrenten für die Verstümmelten nach den drei Gesichtspunkten des Schmerzensgeldes, Schadenersatzes und der Vollrente zu regeln. Wer nur einige Finger oder Zehen verloren hatte, konnte auf eine kleine Rente als Schmerzensgeld, wer durch den Verlust eines Gliedes in seinem Berufe wenig behindert war, wie beispielsweise ein Buchhalter durch den Verlust seines Fußes, konnte auf eine mittlere Rente als Schadenersatz, und nur der, der durch den Verlust beispielsweise eines rechten Armes als Dreher ganz arbeitsunfähig geworden war, auf Vollrente als Lebensmöglichkeit rechnen. Heute aber machen die Kriegsschwerbeschädigten wohl alle darauf Anspruch, für die Dauer ihres Lebens jeder Sorge um das tägliche Brot enthoben zu sein. Wer aber unsere finanzielle Entwicklung in den letzten Monaten aufmerksam verfolgt hat, der kann keinen Zweifel mehr hegen, daß, wenn Deutschland sich unter der furchtbaren Last des Versailler Friedens wieder hocharbeiten will, jeder seinen Anteil an der Wiederaufrichtungsarbeit zu leisten habe. Das gilt für die Vollarbeiter so gut wie für die Viertelarbeiter.

Wenn es also eine Zeit lang auch so aussah, und zurzeit durch die Kriegsschwerbeschädigten stark betont wird, daß ihnen, die ihre gesunden Glieder dahingegeben haben, nicht mehr zugemutet werden dürfte, im Erwerbsleben tätig zu sein, so kann man heute mit Sicherheit voraussehen, daß auch die Amputierten über kurz oder lang wieder gezwungen werden, an Stelle des Schönheitsarmes zum Arbeitsarm zu greifen. Ich bin fest überzeugt, daß die Pause vom 9. November 1918 bis heute, also über 1 Jahr, nur eine Unterbrechung der Arbeiten war, die auf dem Gebiete der werktätigen Kriegsbeschädigtenfürsorge wieder einsetzen müssen. Es mag daher gestattet sein, heute die Ergebnisse der letzten 4 Jahre zusammenzufassen, in denen das Gebiet der Ersatzglieder mit ungewöhnlicher Stärke durch alle Interessierten, Ärzte, Bandagisten, Orthopädiemechaniker und vor allem durch die Ingenieure ausgebaut worden ist, so daß man heute, ohne eine weitere ähnlich-stürmische Entwicklung je wieder erwarten zu dürfen, einen abschließenden Überblick über das Geleistete geben kann.

Die beiden großen Gebiete, um die es sich handelt, sind die des Bein- und des Armersatzes. Der Beinersatz steht an erster Stelle; denn laufen, stehen und sitzen muß jeder, der nicht durch die häusliche Arbeit genötigt ist, sich seiner Gesundheit wegen im Freien zu bewegen, und zwar möglichst auf eigenen Füßen, ohne den Rollstuhl, um seine noch gesund gebliebenen Glieder nicht einschlafen zu lassen. Dazu kommt, daß die Tätigkeit in Industrie, Handwerk und Landwirtschaft in allen Fällen Sicherheit in der Betätigung der Beine verlangt, und es ist daher kein Wunder, daß das Studium des Beinersatzes schon seit vielen Jahren zu besseren Ergebnissen geführt hat, als das des Handersatzes, so daß wir überhaupt mit einem gewissen Abschluß der Beinkonstruktionen heute rechnen können.

An ein gutes Kunstbein stellt man die Anforderungen, daß der Amputierte mit ihm gehen, stehen und sitzen muß, ohne daß ihm persönlich Beschwerden durch Dauerbenutzung des Kunstgliedes erwachsen, und ohne daß er beim Sitzen insbesondere die in seiner Nähe Befindlichen belästigt, wie das beispielsweise durch einen Stelzfuß, der beim Sitzen wagrecht nach vorn steht, geschieht. Die Entscheidung, welches Kunstbein zu wählen ist, hängt vom Beruf ab. Wer viel steht, wer sich außerdem auf unebenem Boden (Acker) oder durch Hindernisse gefährdetem (Maschinenwerkstatt) bewegen muß, wird ein möglichst wenig bewegliches Bein für die Arbeitsausführung benötigen, und es scheint, als ob hier der alte Stelzfuß

allen übrigen Geräten überlegen ist. Wer sich dagegen in der Stadt auf ebenem Boden in nicht zu großen Entfernungen und bei nicht zu langen Märschen betätigen muß, bei dem ferner die Schönheit des Ganges und seine möglichst geringe Auffälligkeit an erster Stelle steht, wird ein Kunstbein haben wollen, das durch ein bewegliches Knie und einen

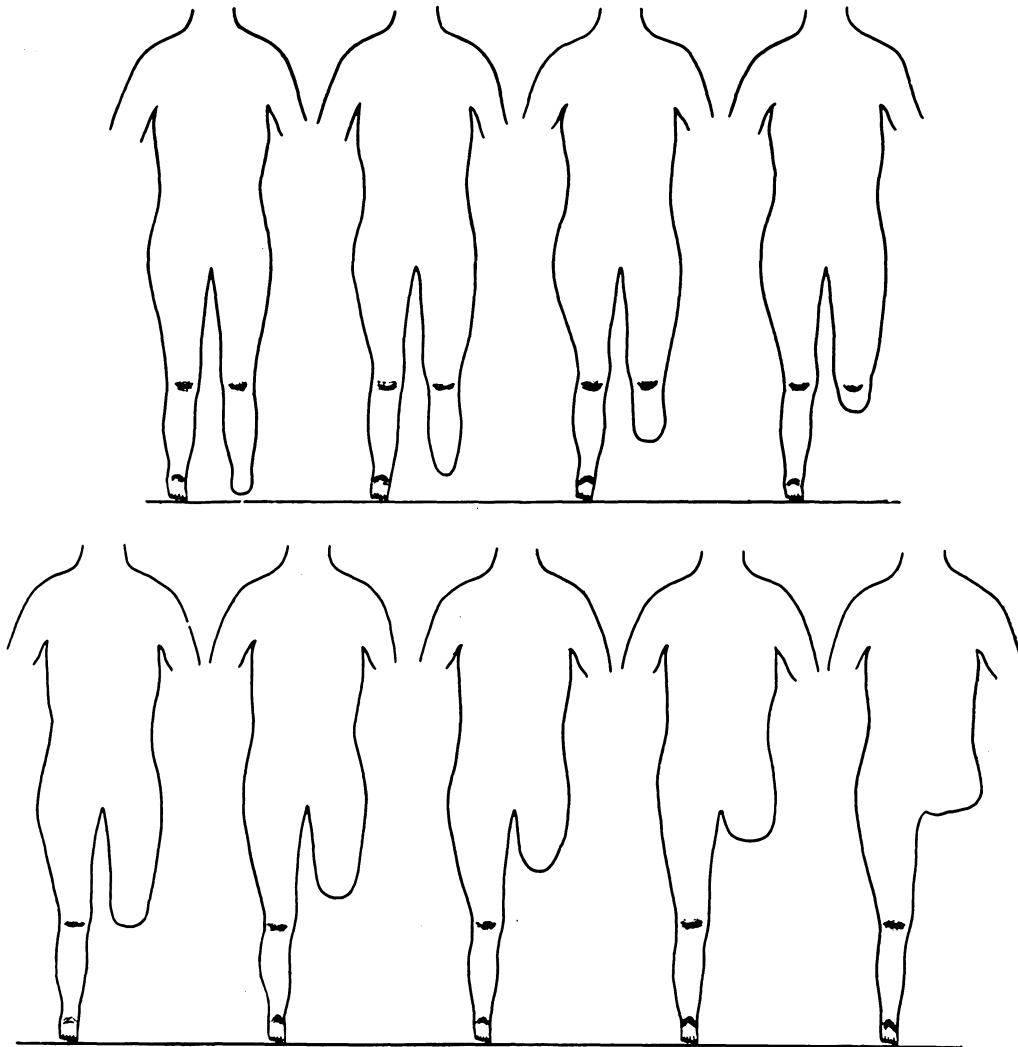


Abb. 1.

menschenähnlich geformten Fuß gekennzeichnet ist, und bei dem die Gangausführung möglichst geräuschlos erfolgt. Die Grade der Amputationen, ansteigend vom Verlust eines Fußes bis zur vollen Exartikulation in der Hüfte (Abb. 1), entscheiden über die Möglichkeit, den Kunstbeinträger in seiner Bewegung dem natürlichen Gange anzupassen.

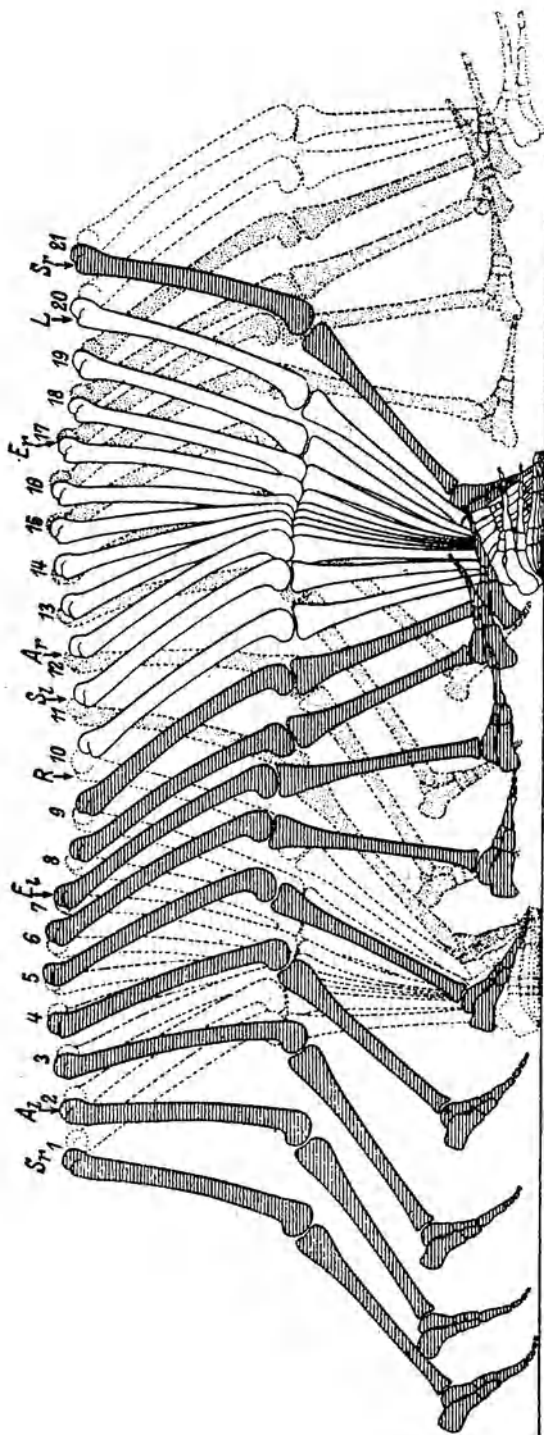


Abb. 2.

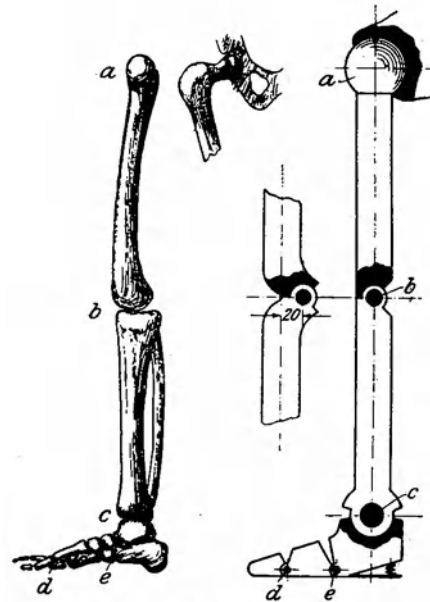


Abb. 3.

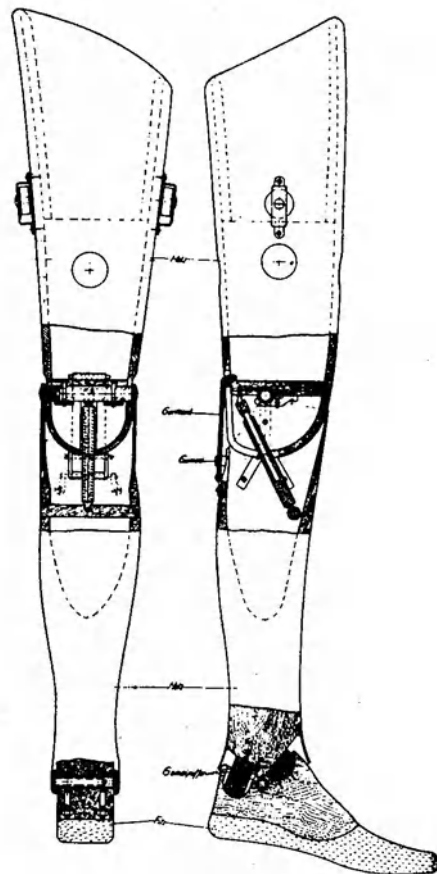


Abb. 4.

Sobald der Amputationsgrad über das Kniegelenk hinausgeht, sobald also eine natürliche Beugung im Knie nicht mehr möglich ist, beginnen die Schwierigkeiten, die in der eigenartig komplizierten Bewegung beim natürlichen Gange (Abb. 2) ihre Erklärung finden. Die drei gleichzeitig arbeitenden Gelenke, Hüfte, Knie und Knöchel (Abb. 3), geben dem Menschen die eigentümliche elastische Bewegung, bei der der Schwerpunkt des Körpers fast keine Höhen- und Seitenbewegung (hinken, hüpfen, taumeln) ausführt und es kann eigentlich keine von diesen Bewegungen entbehrt werden, wenn man die Schönheit des menschlichen Ganges nachzuahmen sich unterfängt. Die Federung des Knöchelgelenkes und die elastische Abrollung des Fußes lassen sich durch einfache Mittel gut erreichen. Das natürliche Heben und Senken des Knöchelgelenks aber macht sehr große Schwierigkeiten, und die durch die eigenartige Form des Kniegelenkkopfes hervorgerufene Verkürzung und Verlängerung des Oberschenkels ist zwar ausführbar, beide Gelenke werden aber zweckmäßig durch gewöhnliche Zapfengelenke (Abb. 4) ersetzt, weil die Instandhaltung und die dauernde Benutzbarkeit jedes kinematischen Mechanismus erfahrungsgemäß so große Schwierigkeiten machen, daß man ihn am besten durch ein einfaches Zapfengelenk ersetzt. Für ein Kunstbein gilt die alte Regel, daß beim Hinfallen des Trägers alles entzwei gehen darf, nur nicht das Kunstbein. Die elastische Hebung des Knöchelgelenks ist möglich, bedingt jedoch eine Kurvensteuerung, die in der Weise wirken muß, daß trotz des auf den Zehen lastenden Körpergewichts bei Abrollung der Kurve eine Hebung des ganzen Menschen die Folge ist. Die mehrjährige Erprobung eines solchen an sich gut ausgeführten Fußes hat gezeigt, daß auf eine ausreichende Lebensdauer derartiger Mechanismen nicht gerechnet werden kann.

Beim Kniegelenk hat seit jeher der physiologische Gang eine Rolle gespielt, der darin beruht, daß nur durch die Willensäußerung des Menschen das in normaler Lage für das Durchziehen zu lange Bein in gebeugtem Zustand durch die Standlage bewegt wird, so daß die infolge der Spitzenstreckung und der Knieabrollung auftretende Verlängerung wieder ausgeglichen wird, ohne daß der Mensch mit der Fußspitze beim Durchziehen anstößt. Ferner ist die willkürliche Bremsung im Kniegelenk notwendig, um mit gebeugtem, federndem Knie eine Treppe aufwärts und abwärts zu gehen, weil beim Abwärtsgang das Knie zunächst gestreckt aufsetzt, dann sich unter Last beugt und elastisch gebremst so weit durchknickt, bis das durchgezogene Bein wieder aufsetzt. Das gleiche gilt beim Treppen auf-

steigen. Eine mechanische Nachahmung dieser Bewegung ist nur möglich, wenn man das künstliche Knie willkürlich zu steuern versucht. Es sind dabei alle möglichen Bremsungen, durch Fersendruck, Körpergewicht und

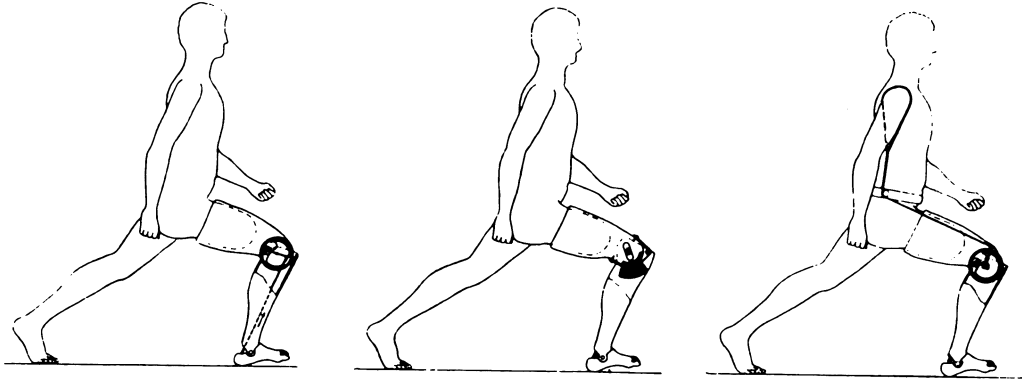


Abb. 5.

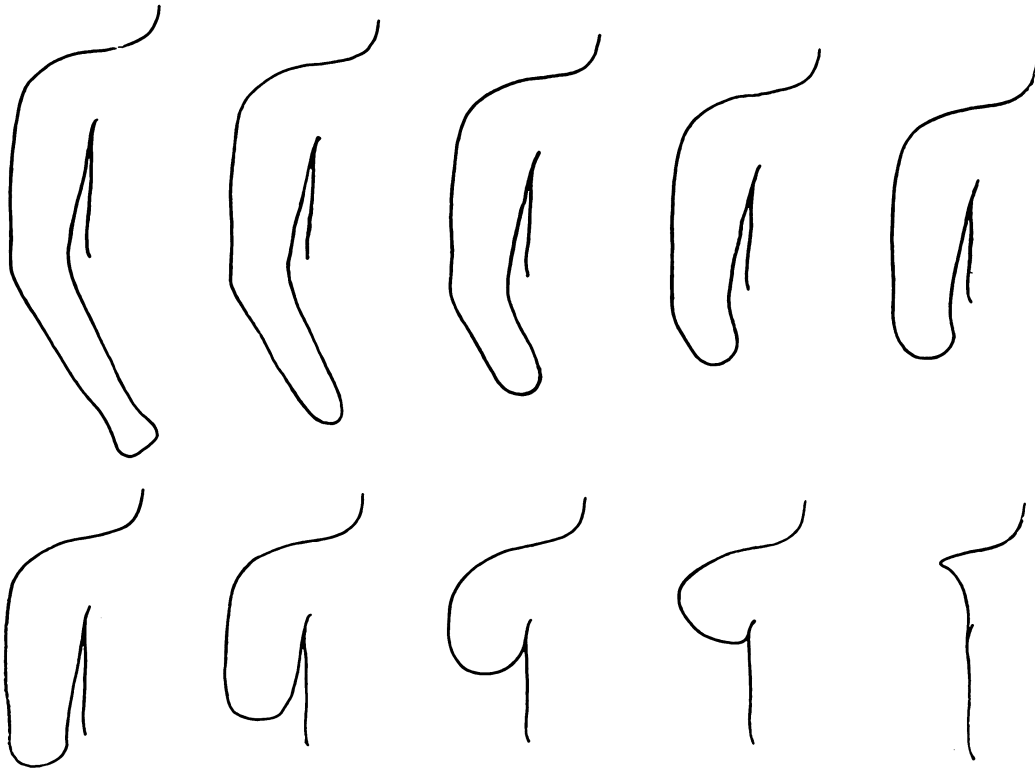


Abb. 6.

Schulterzug versucht worden (Abb. 5); von diesen hat sich nur die durch Schulterzug erhalten und zu einer ausgezeichneten Konstruktion geführt, die in Deutschland durch die Deutsche Kunstglieder-Gesellschaft, Berlin, hergestellt wird. Das Wesen der Konstruktion besteht

darin, daß das Knie infolge einer dauernd wirkenden sehr einfachen Bremse gebeugt durch die Standlage gezogen und durch eine zusätzliche, fast unmerkliche Schulterbewegung willkürlich gestreckt werden kann. Alle anderen Bremskonstruktionen, die durch Band- und Reibungsbremsen nachgeahmt werden können, haben sich entweder nicht bewährt oder doch nur wenig eingeführt; sie sind zu kompliziert und normalen freischwingenden Beinen auf die Dauer nicht gewachsen. Es ist dann endlich der Versuch

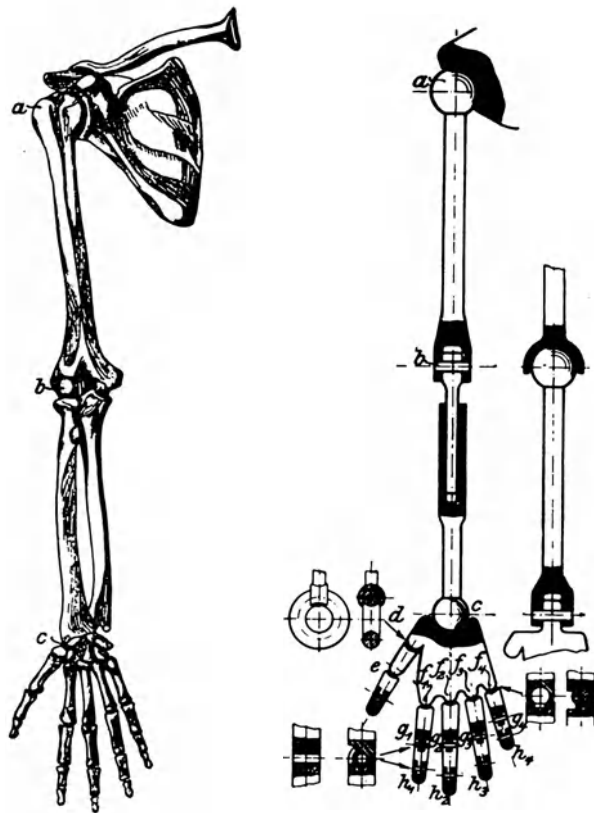


Abb. 6a.

gemacht worden, durch eine Durchbohrung der Bicepsmuskeln des Stumpfrestes entweder eine Beugung oder eine Streckung, bei Zweimuskelseuerung sogar eine antagonistische Gehbewegung zu erzielen. Brauchbare Dauerergebnisse sind bisher nicht bekannt geworden. Die heutigen Kunstbeinkonstruktionen sind bei schmerzsfreien, gut beweglichen Stümpfen so gute, daß der Träger, wenn er die ersten Monate der Unbehilflichkeit und der Einübung überwunden hat, auf der Straße kaum auffällt. Es gibt Leute, die trotz Oberschenkelverlustes mit künstlichen Beinen Bergtouren machen

und tanzen, kurzum als im wesentlichen wieder voll arbeitsfähig angesprochen werden können.

Wesentlich schwieriger ist für die vielen Amputationsgrade (Abb. 6) die Frage des **Armersatzes** gewesen (Abb. 6 a), insbesondere hat die **Kunsthand** deshalb Schwierigkeiten gemacht, weil von vornherein die physiologischen Eigenschaften der Hand in ihrer Anpassungsfähigkeit und ihrem Gefühl für Fläche, Körper und Raum überhaupt nicht durch einen

Tabelle für die Auswahl der Ansatzstücke



































































	1 Maschinearbeiter			2	3	4.	5	6
	Drehen	Fräsen	Pressen & Stanzen	Maschinenschlosser	Groß- & Bauschlosser Schmiede	Tischler	Stellmacher	Sattler
1	Ring 	Ring 	Ring 	Ring 	Ring 	Ring 	Ring 	Ring 
2	Haken 	Haken 	Haken 	Haken 	Haken 	Haken 	Haken 	Haken 
3	Kurbeldreher 	Kurbeldreher 	Kurbeldreher 	Kurbeldreher 	Kurbeldreher 	Holzhammer 	Holzhammer 	Kurbeldreher 
4	Hammer 	Bürste 	Bürste 	Hammer 	Hammer 	Hammer 	Hammer 	Klemme 
5	Reißnadel 	Holzgebrauchshand 	Holzgebrauchshand 	Spitzkloben 	Halter für schweren Hammer 	Doppelter Kugelhalter mit Druckknopf 	Doppelter Kugelhalter mit Druckknopf 	einfacher Kugelhalter mit Druckplatte 
6	Feilkloben 			Feilkloben 	Feilkloben 	Ziehklinge 	Ziehklinge 	Ahlenhalter 
7	Bürste 			Feilenhalter 	Feilenhalter 	Feilen- u. Raspelhalter 	Feilen- u. Raspelhalter 	Bürste 
8	Holzgebrauchshand 			Kellenklaue 	Kellenklaue 	Nagelklemme 	Beil 	Holzgebrauchshand 
9				Bürste 	Bürste 	Bürste 	Bürste 	
10				Holzgebrauchshand 	Holzgebrauchshand 	Holzgebrauchshand 	Holzgebrauchshand 	

Abb. 7.

Mechanismus nachzuahmen sind. Hier muß es der Konstrukteur von vornherein aufgeben, einen auch nur einigermaßen befriedigenden Ersatz zu schaffen. Der Amputierte dagegen stellt die Anforderung, daß ihn sein Kunstarm befähigen muß, seinem früheren Berufe oder dem neu zu erlernenden im wesentlichen wieder nachzugehen, und zwar möglichst mit einem Ersatzglied, das in der äußeren Form dem natürlichen Arm ähnlich ist, so daß er seiner Umgebung möglichst nicht auffällt.

Die Lösung dieser Aufgabe ist daher nach zwei Richtungen versucht worden. Die erste Gruppe von Konstrukteuren ging von den Arbeitsver-

richtungen der betreffenden Berufe aus und hat sich Mühe gegeben, genau passende Werkzeuge als auswechselbare Ansatzstücke zu konstruieren; insbesondere ist der verstorbene Orthopäde Hoefftman-Königsberg bahnbrechend auf dem Gebiete gewesen. Diese Ansatzstücke (Abb. 7), die haken-, ring- und zangenförmig waren, wichen absichtlich von jeder Ähnlichkeit mit dem menschlichen Gliede ab und beschränkten sich auf die Einsetzung von Werkzeugen an Stelle von Fingern. Sie waren daher im Ge-

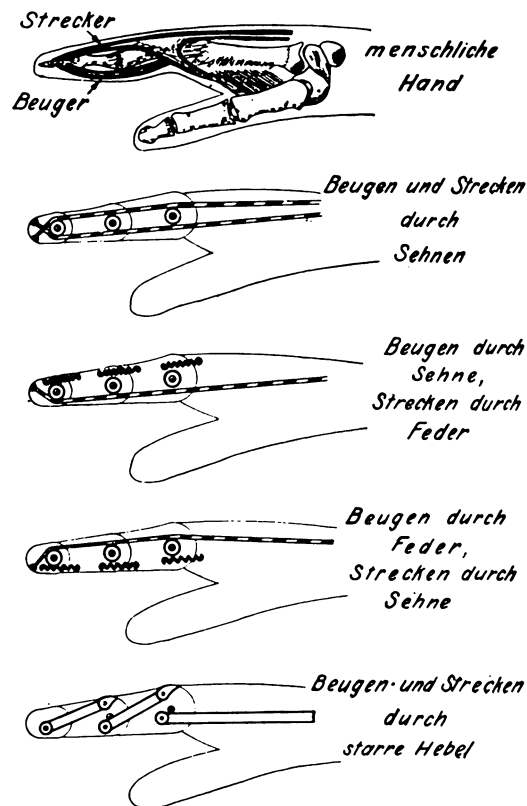


Abb. 8.

brauch des täglichen Lebens ungeeignet wegen ihrer wenig ästhetischen Form und mußten beim Verlassen der Arbeitsstätte durch eine aus Holz oder Metall geformte Hand ausgewechselt werden.

Die zweite Gruppe stellte es sich zur Aufgabe, alle überhaupt ausführbaren Arbeiten nur mit einem handähnlichen Geräte auszuführen, und dieses so kräftig und trotzdem so gut aussehend zu gestalten, daß es sowohl im Beruf wie im täglichen Leben ohne Tausch mit Werkzeugen benutzt werden konnte.

Die Frage der Handmaschine ist unter Zugrundelegung der natürlichen Muskeln und Sehnen zunächst immer mit Federn und Bändern gelöst worden, bis an Stelle der Zugelemente mit Federkraftschluß schließlich starre Hebel, die auf Zug und Druck wirken konnten (Abb. 8), traten. Für

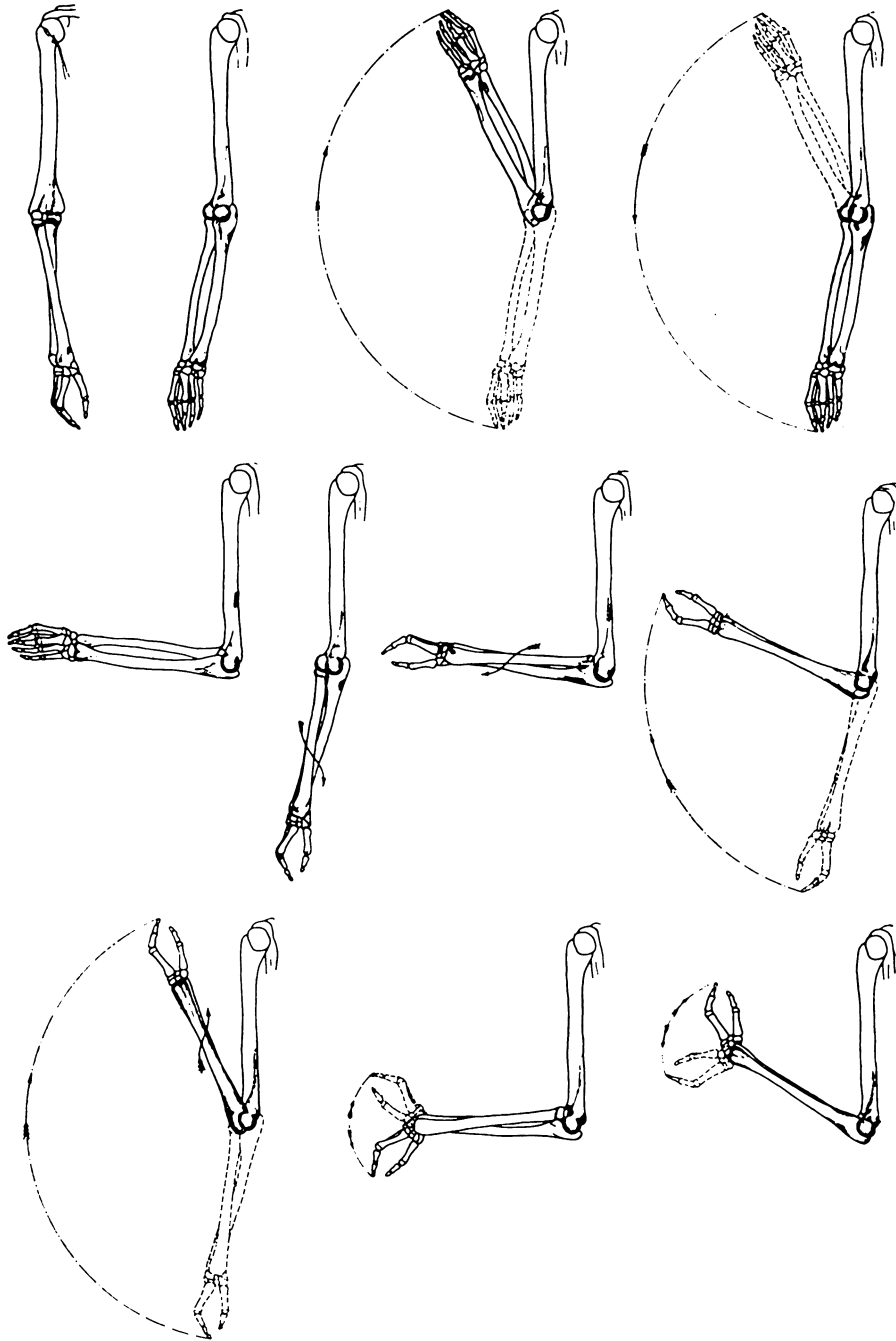


Abb. 9.

die Bewegungen des Armes in der Schulter, im Ellbogen und im Handgelenk ist es auch erst in den letzten 10 Jahren gelungen, durch einfache, dauerhafte und nur durch die noch vorhandenen Stumpfreste steuerbare Elemente gute Lösungen zu erreichen.

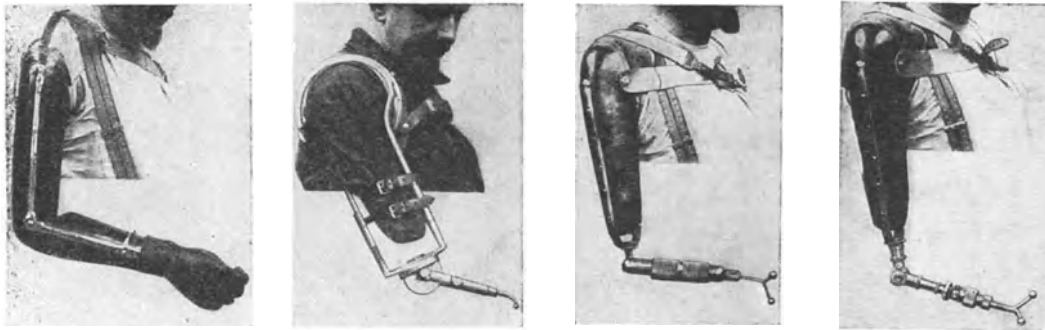
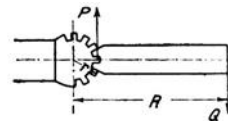
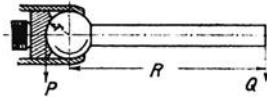


Abb. 10.

Arbeitsleistung von Reibungsgelenk und Rastengelenk.

Tragfähigkeit des Reibungsgelenkes.

Tragfähigkeit des Rastengelenkes.



$$Q = P \frac{r}{R}$$

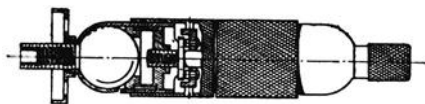


$$P' = \text{Reibungsziffer} \times \text{Anpreßdruck} = fP'$$

$$P = 2 \times$$

$$\text{Widerstandsmoment} \times \text{Bruchfestigkeit} = \frac{2 a^2 b k b}{3h}$$

Beispiel:



Armgewicht 660 g
 $r = 1,6 \text{ cm}$, $f = 0,53$, $P = 310 \text{ kg}$



Armgewicht 350 g
 $r = 1,62 \text{ cm}$, $a = 0,37 \text{ cm}$, $b = 1,0 \text{ cm}$,
 $h = 0,3 \text{ cm}$, $k_b = 1000 \text{ kg/qcm}$
 (7 bis 8 fache Sicherheit)

Tragfähigkeit, wenn die Last Q am Hebelarm $R = 15 \text{ cm}$ angreift:

$Q = 17,5 \text{ kg}$ (Gleiten)

$Q = 36,7 \text{ kg}$ (7 bis 8 fache Sicherheit)

$Q = \text{rd. } 275 \text{ kg}$ (Bruch)

Abb. 11.

Aus der großen Zahl von Armersatzkonstruktionen als Werkzeuge ohne Ähnlichkeit mit der natürlichen Form sind die Siemens-Schuckert-, Rota- und Tannenberg- bzw. Brandenburg- und Gerberarme hervorzuheben. (Abb. 10.) Fast alle anderen Konstruktionen, von denen über 100 auf dem Markte waren, sind verschwunden. Grundsätzlich stellt der Rota-Arm den Typus des Reibungsgelenkes, der Tannenberg-Arm den des Rastgelenkes dar. Der entscheidende Unterschied besteht in der großen Tragfähigkeit des Rastgelenkes (Abb. 11) bei äußerster Stärkeausnutzung des Materials und auf der anderen Seite in der wesentlich einfacheren Konstruktion und in der universalen Beweglichkeit des erheblich schwereren Reibungsgelenkes.

Beschränkung auf einfach geformte Gegenstände, die mit Haken, Ring und Zange gegriffen und gehalten werden können.

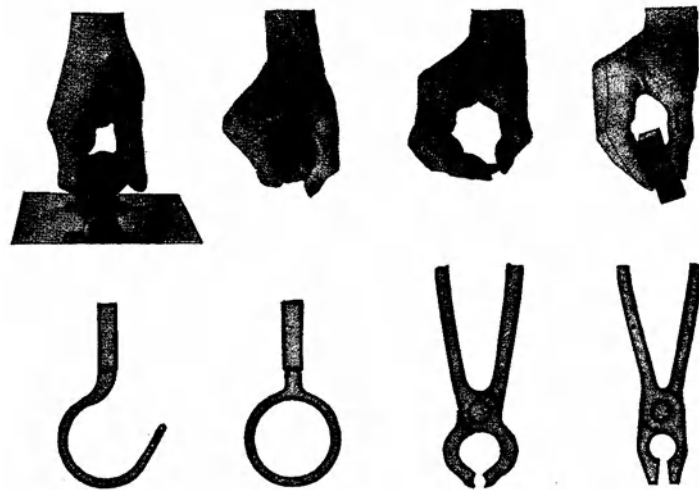


Abb. 12.

Von den Griffen, die man mit der natürlichen Hand auszuüben bestrebt ist und die entweder durch Griffe zwischen den Fingerspitzen oder durch Faustschluß erzielt werden, lassen sich für die Kunsthand nur etwa 4 (Abb. 12) verwirklichen. Zum Tragen kann man Haken und Ring, zum Greifen die Spitz- und Flachzange nachmachen, entweder durch Werkzeuge, die für die verschiedenen Berufe durchgearbeitet sind (Abb. 7) und bei denen Haken und Zange in der Form starrer oder beweglicher Klauen überwiegen. Die Kombination zwischen dem Gebrauchsarm für das tägliche Leben (Schönheitsarm) und dem Arbeitsarm (Abb. 13 bis 17) muß immer so gestaltet werden, daß die Auswechslung beider in denkbar kürzester Zeit

(1 Minute) erfolgen kann, damit der Arbeiter mit dem Gebrauchsarm in seine Werkstatt gehen und in dieser durch einfachen Wechsel, wie das Ausziehen einer Jacke, einen Tausch vom Ausgeh- zum Arbeitsgerät vornehmen kann.

Germania-Arm. Vereinigung von Gebrauchsarm für das tägliche Leben mit Arbeitsarm für den Beruf.

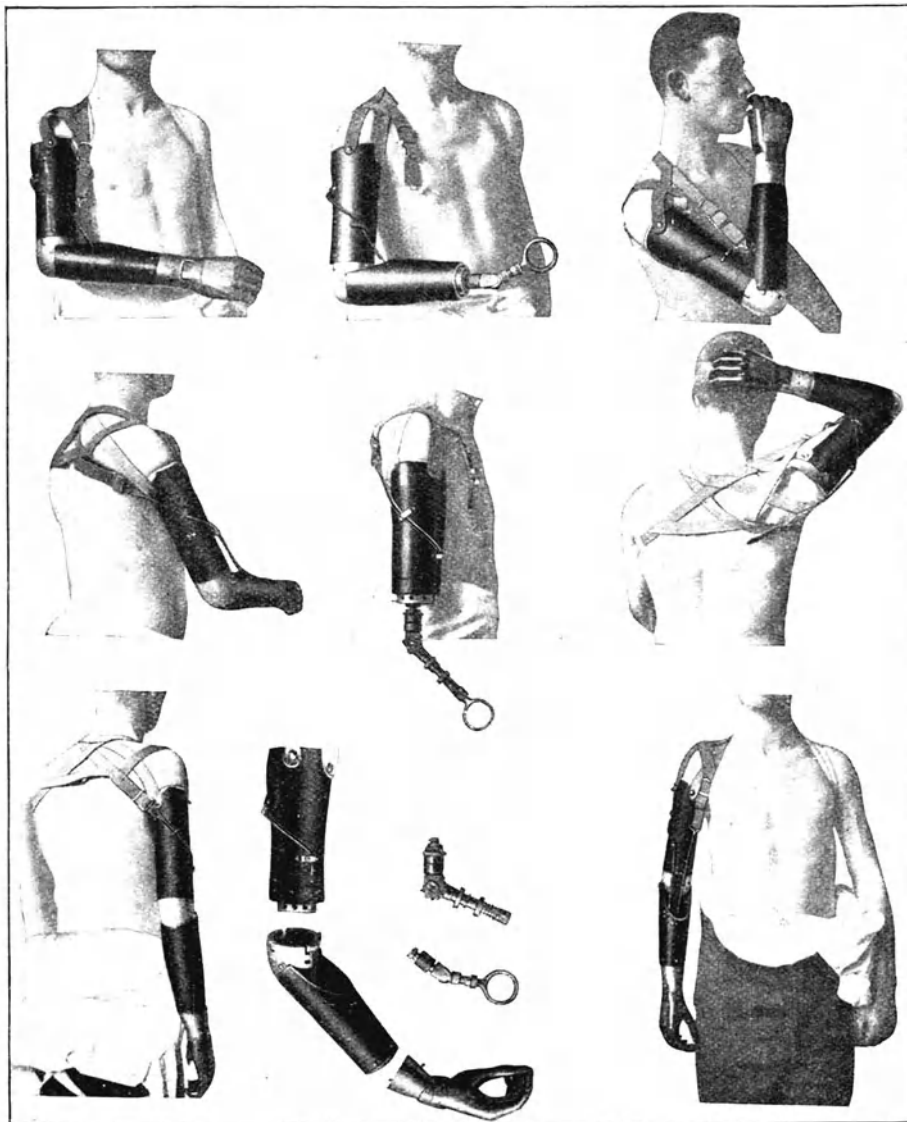


Abb. 13.

Wesentlich schwieriger liegt die Durchbildung eines handähnlichen Gerätes (Abb. 18). Hier sind alle Elemente, Zahnstange, Sperrad, Schnecke, Drahtseil und Feder verwendet worden. Schließlich haben sich aus ihnen

doch nur 2 Arten erhalten, das sind die Konstruktionen mit Zahnstange und Hebeln für die Greifhand und die mit Schnecke und Schneckenrad für die Haltehand. Wichtig ist die volle Ausnutzung der noch vorhandenen

Halten und Heben von Lasten.

**Essen mit dem Germania-Arm
(Halten der Gabel).**



Abb. 14.



Abb. 15.

**Auswechseln der Schönheitshand
beim Germania-Arm.**



Abb. 16.

**Bedienung der Drehbank mit dem in die
Germaniahülse eingesetzten Tannenberg-Arm.**

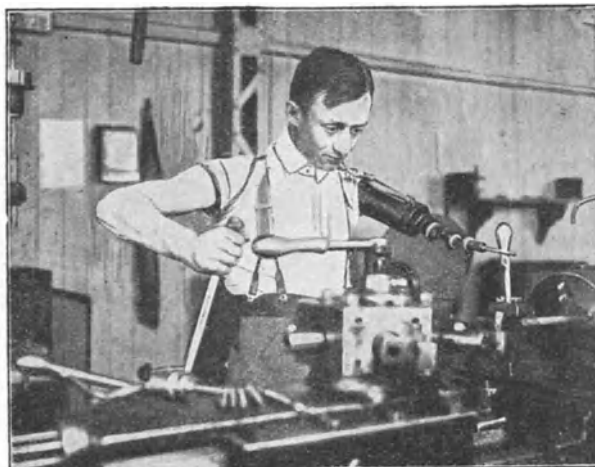
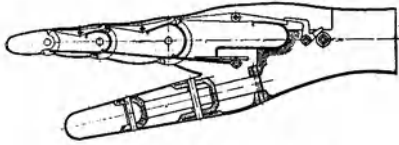


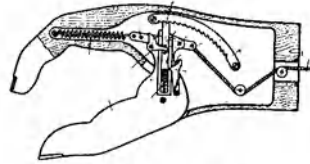
Abb. 17.

Die Entwicklung der Mechanismen zur Fingerbewegung.

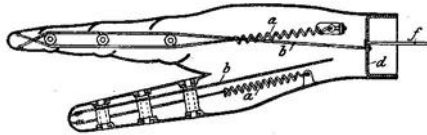
Der mechanische Aufbau der künstlichen Glieder.



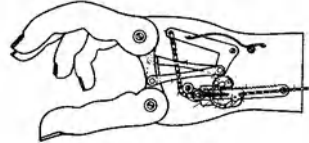
Götz von Berlichingen.



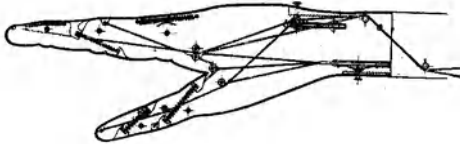
Spickermann.



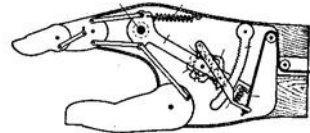
Ballif.



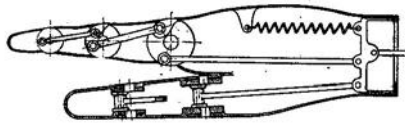
Hüfner.



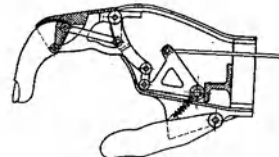
Eichler.



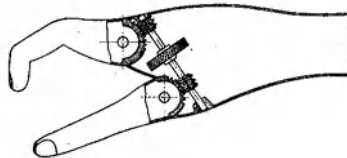
Fischer.



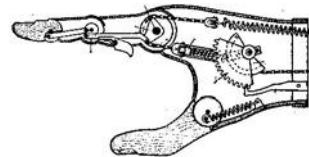
Dalisch.



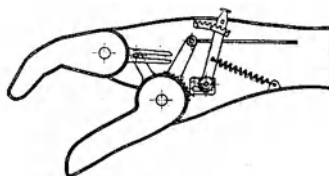
Siemens.



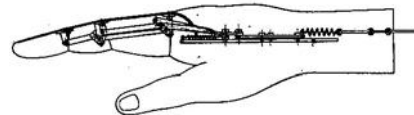
Clasen.



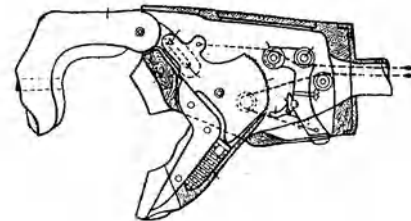
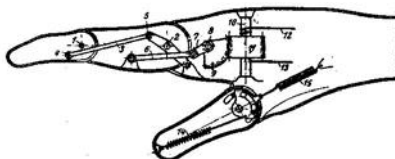
Bethe.



Rohrmann.



Will.

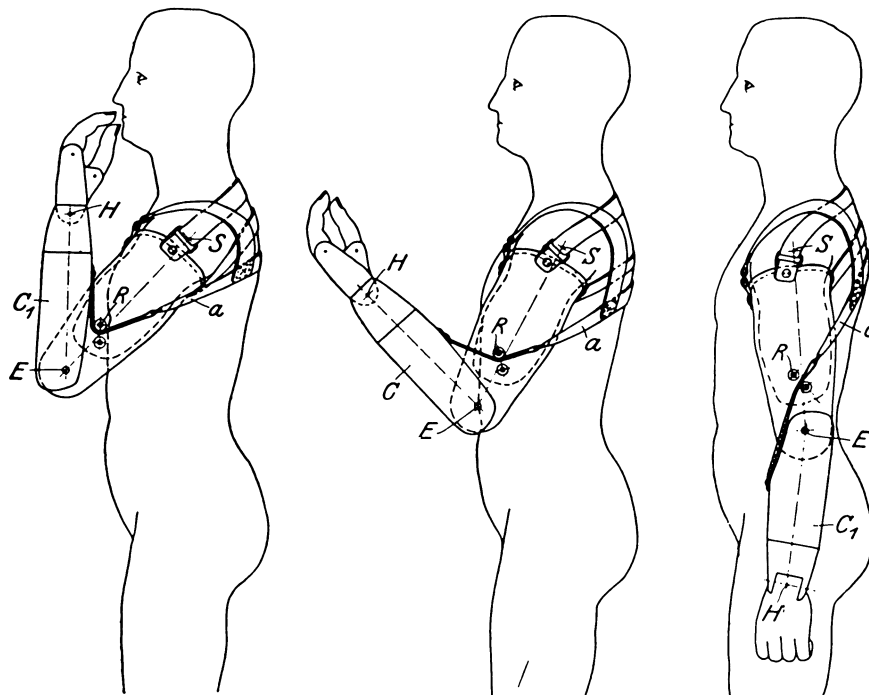


Sauerbruch (Arbeitsklaue, die sich nur durch die Fingerform von der Greifhand für Kopf-
arbeiter grundsätzlich unterscheidet).

Abb. 18.

Muskelgruppen im Stumpf, Schulter, Rücken, Nacken und Gesäß, um insbesondere beim Oberarmamputierten die fehlenden Ellbogen-, Hand- und Fingergelenke zu ersetzen. Durch den Rückenzug ist das Heben des Unterarmes so leicht und sicher ausführbar (Abb. 19), daß es dem Amputierten schon in den ersten Tagen ins Unterbewußtsein übergeht. Das Schließen und Öffnen der Finger dagegen (Abb. 20) kann, falls nur noch ein Oberarm-

Unterarmbeugung durch Stumpf-Pendelbewegung.



H = Handgelenk
E = Ellenbogengelenk

S = Schulteraufhängung
C₁ = Unterarm

R = Führungsrolle
a = Rückengurt

Abb. 19.

stumpf da ist, in jeder Lage dieses Stumpfes nur durch den sogenannten *C a r n e s* stoß mittels der Schulter erfolgen. Abb. 20 a u. b zeigen die zurzeit beste mechanische Konstruktion, die deutsche *Carneshand*. Sie ist ganz aus Metall, also denkbar fest, trotzdem sie für Unterarmamputierte nur 425 g, einschließlich Handbeuge- und Drehgelenk, und 470 g für Oberarmamputierte wiegt. Ihre Herstellung erfolgt in der staatlichen Fabrik „Reichswerk Spandau“. Sie ist ausdrücklich für kräftigeren *Werkstattsgebrauch* durchkonstruiert. Sie bewegt sämtliche Finger sehr natürlich beim Öffnen und Schließen und zeigt, wie die Abbildungen beweisen, geradezu edle Form-

schönheit. Sie hält und trägt ausgezeichnet, da sie in jeder Lage durch ihr Schneckengetriebe Selbsthemmung besitzt. Ihr Greifvermögen hängt von der Geschicklichkeit des Trägers ab, ist aber auch recht gut. Doppelt-amputierte können sich völlig allein bewegen sowie aus- und anziehen. Es gibt keine zweite Möglichkeit, um den Grundsatz der aktiven Betätigung der Kunsthand nur durch die Muskeln der beschädigten

Arm von Carnes (1911).

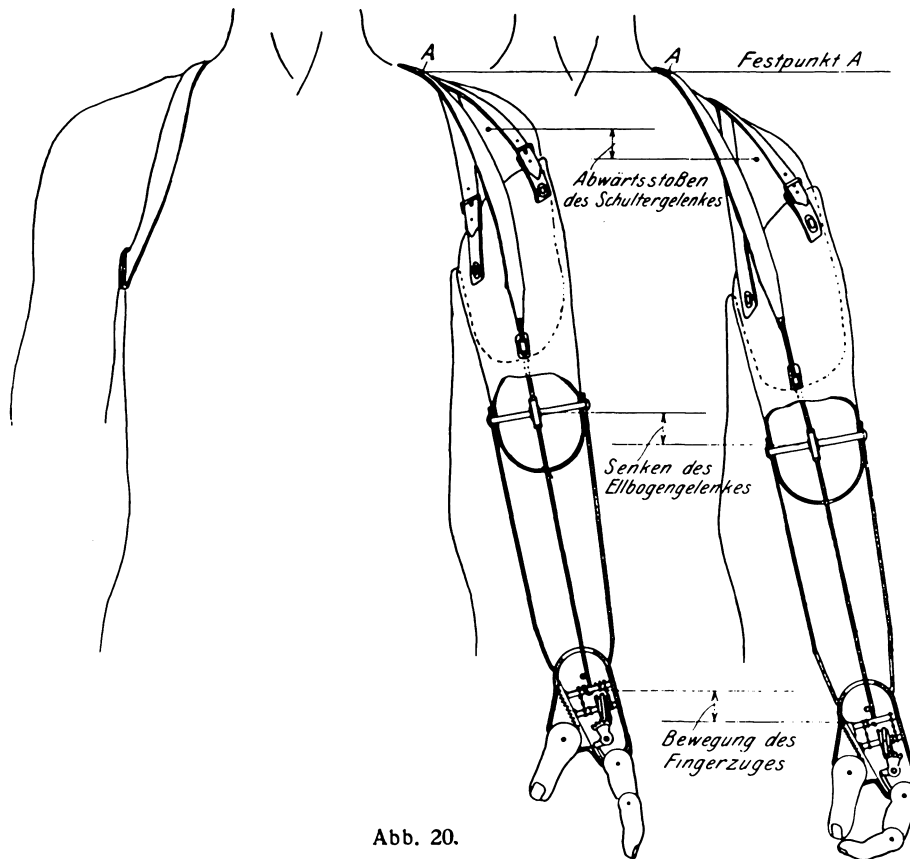


Abb. 20.

Seite aktiv auszuführen. Zu diesem Zweck war eine grundlegende Umgestaltung der früher üblichen Bandage notwendig. Sie mußte von der Brust auf den Rücken verlegt werden unter Schaffung der gesunden Schulterhöhle als Festpunkt (Abb. 21 u. 22). Damit war gleichzeitig der Vorteil verbunden, daß die Brust völlig frei blieb und daß die Bandage zu einer Gurtbandage, die nur im Rücken und Nacken auflag, wurde.

Die Ausnützung dieser Bandage für das Öffnen und Schließen der Finger und das Heben im Ellbogengelenk konnte für alle Amputationsgrade

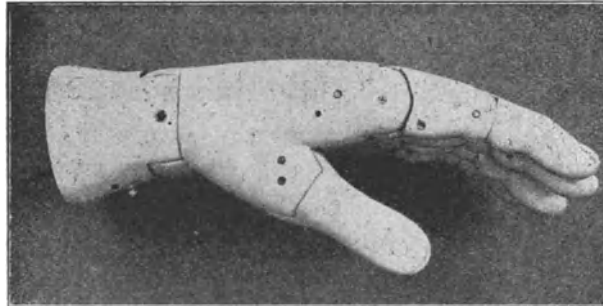
Außere Handansicht. Finger geöffnet.

Abb. 20 a.

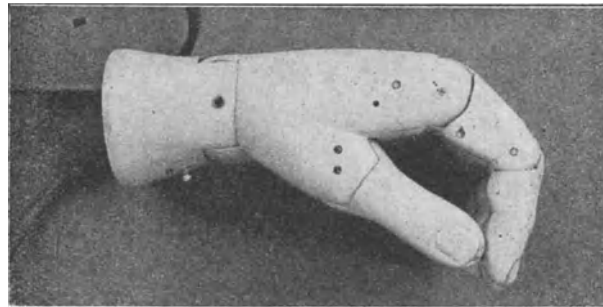
Außere Handansicht. Finger geschlossen.

Abb. 20 b.

Bruchfreie Bandage.

Abb. 21.

Rückseite der Gurtbandage.

Abb. 22.

durchgeführt werden, insbesondere war für die Unterarmamputierten sogar die antagonistische Bewegung der Fingeröffnung und Schließung durchführbar. Zur Bandage gehört die Hülse. Von der Hülse verlangt man, daß sie als starrer Körper vollkommen schließend über den Muskeln und dem Fleisch des Armstumpfes sitzt, gleichgültig, wie dieser aussieht. Dazu sind besondere Kopiermaschinen konstruiert worden, die vom Gipsmodell bzw. Metallabguß aus dem vollen Holz die Herstellung einer beliebig innen und außen geformten Hülse mit gleichbleibender Wandstärke ausfräsen. (Abb. 23.)

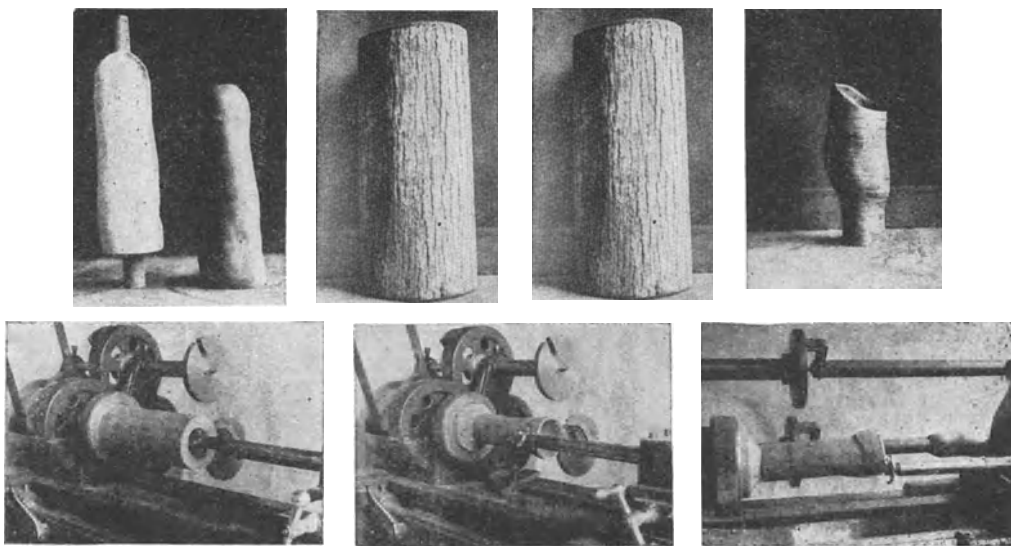


Abb. 23.

Alle Armsysteme benutzen heute diese zuerst vom Amerikaner Carnes durchgearbeiteten Grundsätze, zu denen lediglich in letzter Zeit eine mechanische Lösung des Stuttgarter Troendle gekommen ist, die eine größere Beweglichkeit allerdings nicht zur Folge hat, wohl aber außer dem zwangsläufigen Aufwärtsheben des Unterarmes auch noch das zwangsläufige Abwärtsdrücken ermöglicht, wodurch dem Amputierten bei bestimmten Verrichtungen, z. B. am Reißbrett, wichtige Zusatzbewegungen ermöglicht werden. Die Verlängerung wird durch das größere Gewicht erkauft, während es sich in allen Fällen darum handelt, den Arm so leicht als möglich zu gestalten. Ein guter Oberarm mit Handmaschine und beweglichen Fingern dürfte keinesfalls mehr als 1300—1400 g wiegen. Auch diese verhältnismäßig kleine Last wird nur erträglich — trotzdem der natürliche Arm

etwa 6 bis 7 v. H. des Körpergewichtes wiegt —, wenn sie durch eine zweckmäßige Bandage vom Stumpf auf den Nacken übertragen wird. Sonst ist der Amputierte nicht in der Lage, diese dauernde Beschwerung auszuhalten. Der Arm hängt dann eben im Schrank und nicht am Körper!

**Operativ hergestellter Daumen
aus dem Speichenende nach Walcher.**

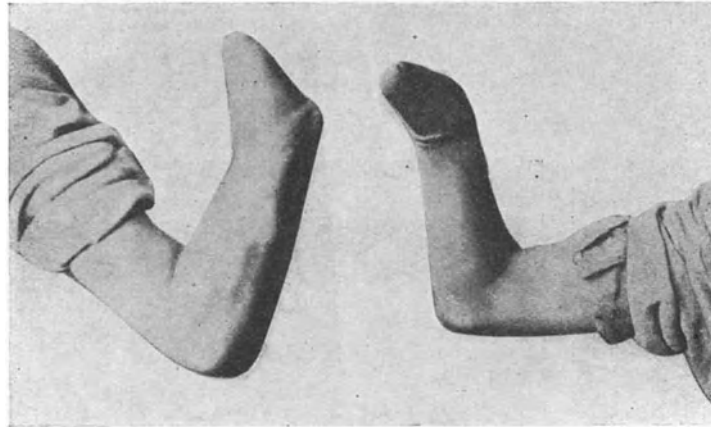


Abb. 24.

Zange nach Krukenberg.



Abb. 25.

Zu den mechanischen Lösungen kommen nun noch die operativen. Walcher (Abb. 24) in Stuttgart stellte aus dem Vorderende der Speiche bei einem Unterarmamputierten einen Daumen her, der zusammen mit einer Greifplatte dem Kriegsbeschädigten sehr reiche Bewegungsmöglichkeiten gestattete. Krukenberg löste bei Unterarmamputierten die Elle von der Speiche und schuf dadurch eine „gefühlvolle“ Zange (Abb. 25), mit deren Hilfe ebenfalls sehr viele Arbeitsverrichtungen wieder möglich gemacht wurden.

Sauerbruch endlich (Abb. 26 a und b) machte auf Anregung des Ingenieurs Stodola-Zürich durch die unmittelbare Durchbohrung der Muskeln

Durchziehen des Hautschlauches durch den Muskelkanal nach Sauerbruch.

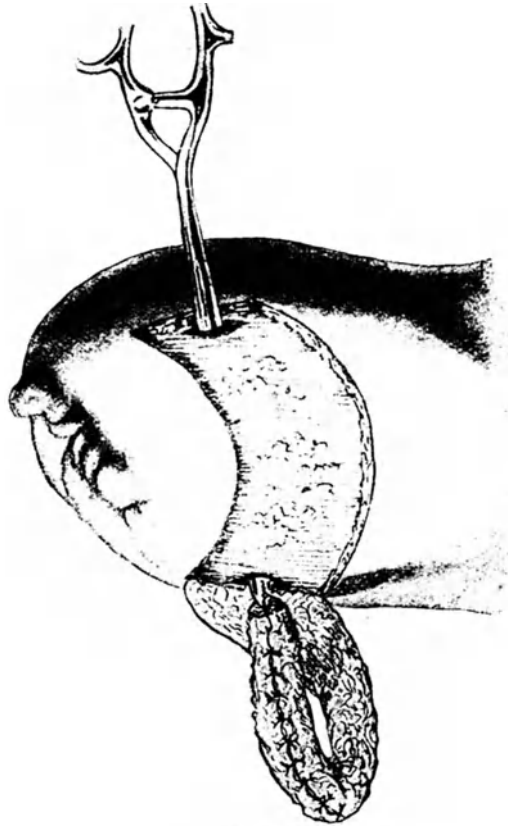


Abb. 26a.

die inneren Muskelquellen für eine ganze Anzahl von Arm- und Handbewegungen wieder zugänglich, je nachdem, ob nur der Biceps (Abb. 27) oder Biceps und Triceps durchbohrt waren.

Die Prüfstelle für Ersatzglieder zu Charlottenburg hat sich in den letzten 3 Jahren insbesondere mit diesen Sauerbruch-Operationen näher befaßt, um die Kräfte und Hübe zu bestimmen, die durchschnittlich von solchen Operierten zu erwarten wären. Es hat sich dabei herausgestellt, daß augenblicklich auf etwa 100 erfolgreich Operierte nur 20—25 solche kamen, deren Muskelleistung (Kraft mal Weg) für die Betätigung der normalen Kunst Hände ausreichten, wobei als Mindestweg etwa $15 \div 20$ mm, als Mindestkraft 6—8 kg zugrunde gelegt werden müssen. Der Verletzte hält in der Regel eine Vorspannung, die über 1 kg geht, auf die Dauer nicht aus. Dann entstehen Schmerzen und auch Wundsein der Kanäle. Daher ist Vorbedin-

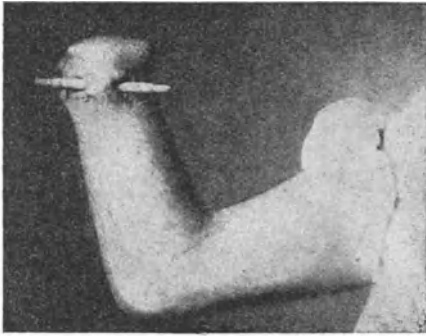
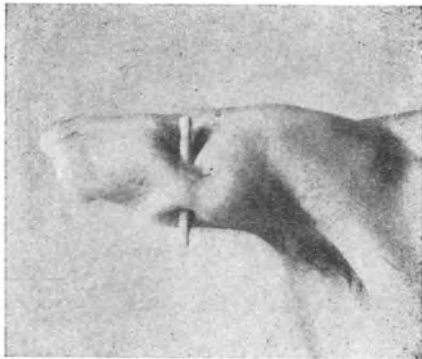
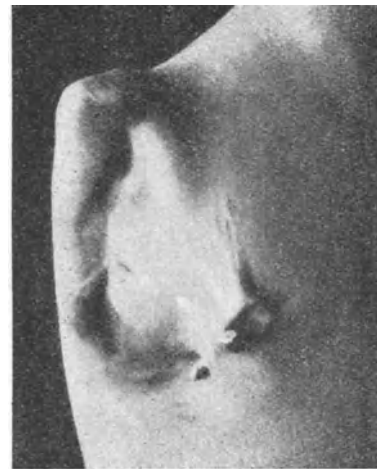
a) **Handbeuger.**b) **Handstrecker.**c) **Bizeps.**d) **Pectoralis.**

Abb. 26 a—d.

**Aeltere kinetische Hand nach Rohmann mit einem Kanal im Bizeps.
Nur Fingerschluss.**

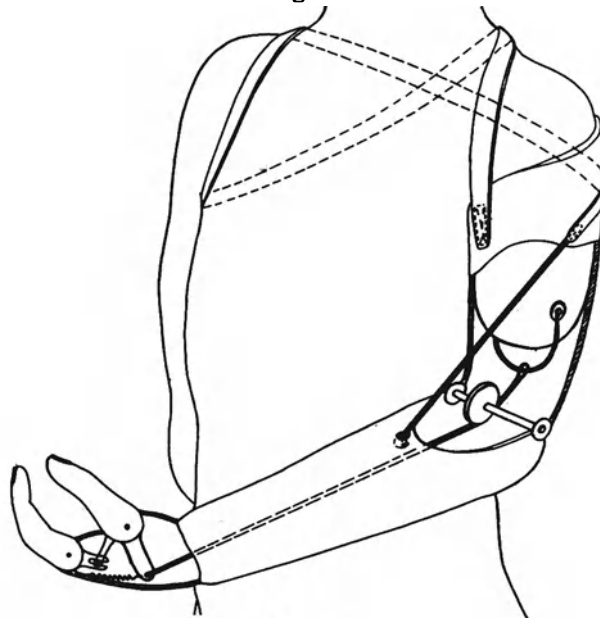


Abb. 27.

gung für die Betätigung einer Kunsthand mittels dieser Operation bei der kleinen verfügbaren Energiequelle eine Konstruktion mit sehr hohem Wirkungsgrad, also ohne Selbsthemmung. Die Hemmung für das Halten von Lasten muß dann durch eine passive Bewegung der verbliebenen gesunden Hand hervorgebracht werden. Von den bekannten Handkonstruktionen haben sich für diesen Zweck besonders die von Fischer (Oskar-Helene-Heim, Berlin) und Hüfner (München) bewährt. Die Carneshand

Belastungs- und Reckungsmessung.

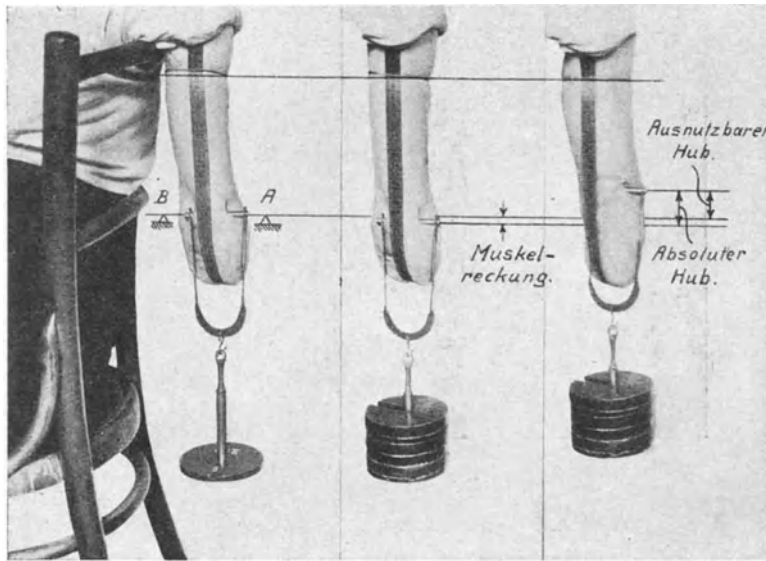


Abb. 28 a.

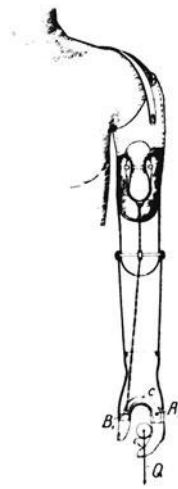


Abb. 28 b.

kann von Sauerbruch-Operierten nur benutzt werden, wenn 12 ÷ 15 kg Zug bei 20 ÷ 22 mm Hub vorhanden sind. Die Untersuchungen der Prüfstelle bezogen sich auf Belastungs- und Reckungsmessungen (Abb. 28 a und b) sowie Ermüdungsmessungen, die mit Hilfe des aus der praktischen Psychologie bekannten Ergographen (Abb. 29 a und b) ausgeführt wurden, und die ein Bild über die Tätigkeit des Muskels sowohl bei gleichbleibender als wechselnder Belastung ergaben. Die Kräfte selbst wurden mit Hilfe einer einfachen Wage durch direkte Messung von Last und Weg (Abb. 30) ermittelt. Die Wage war an dem Stumpf mittels einer normalen Bandage so befestigt, daß der Muskel sich frei dehnen und strecken konnte, ohne daß eine Belastung des Armes durch die Wägeeinrichtung entstand, und zwar gleichgültig, in welcher Lage des Stumpfes die Messung ausgeführt wurde. Die Wage mußte infolgedessen an einem einstellbaren Stativ frei pendelnd aufgehängt werden.

Die Gegeneichung erfolgte mit Hilfe eines Indikators, der gestattete, einmal die Kunsthand für sich zu messen, um den Wirkungsgrad des Mechanismus festzustellen, dann den Fingerschließdruck aufzuzeichnen, und zwar in der

Ergographmessung.

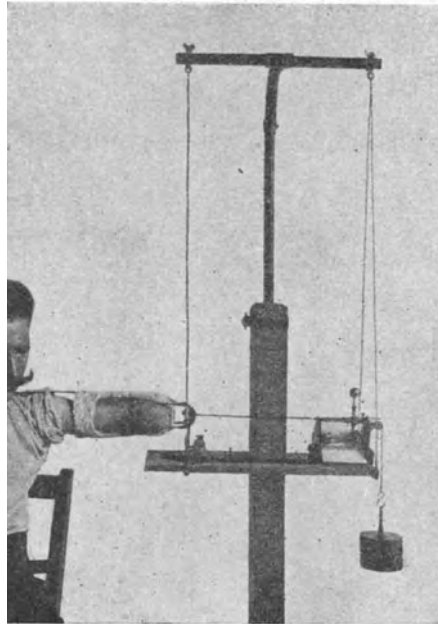


Abb. 29 a.

Ermüdungs-Schaubild.

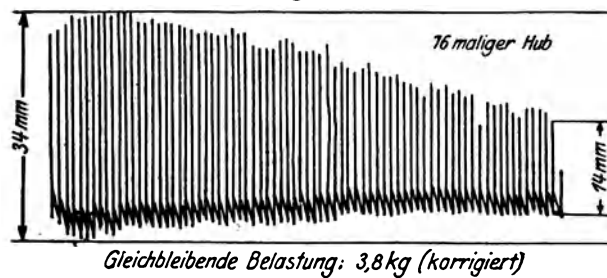


Abb. 29 b.

Weise, daß verschiedene Griffstärken geprüft werden konnten. Spannte man dabei an Stelle des Eichindikators den Armträger in den Apparat, so konnte man durch die Gewichtsbelastung umgekehrt die Muskelkraft ermitteln. Für jeden Amputierten ergab sich für jede Kraftquelle ein charakteristisches Kraftwegdiagramm (Abb. 31), aus dem die bei jeder Bewegung des Muskels verfügbaren Kräfte abgegriffen werden können; das gleiche gilt für die mechanische Kunsthand (Abb. 32.) Nachdem nun vorher die einzelnen Kunsthandkonstruktionen geeicht waren, kann man heute nach

Muskelleistung, ausgeführt am pendelnden Dynamometer.

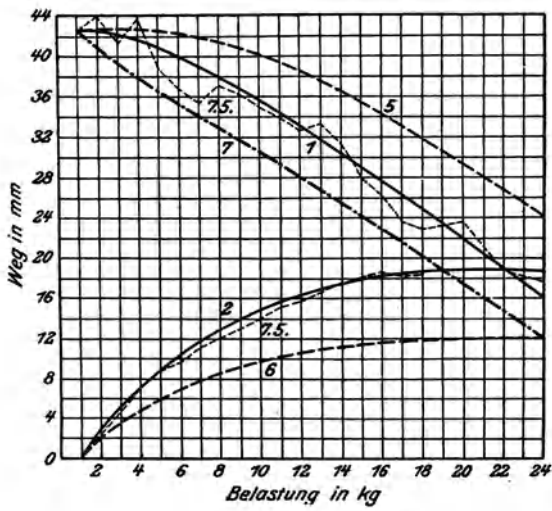
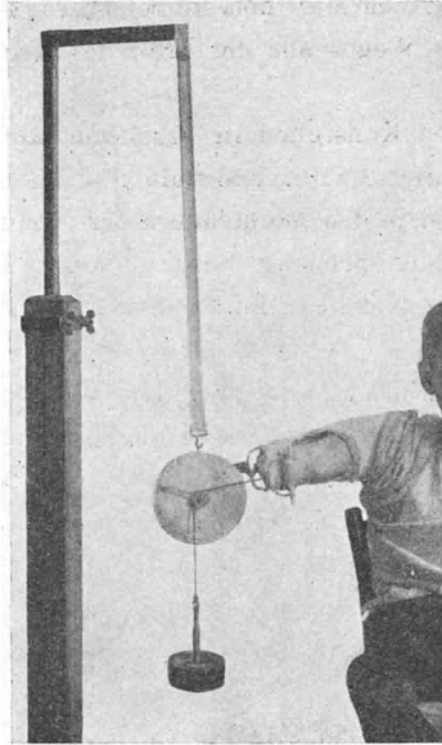


Abb. 31.

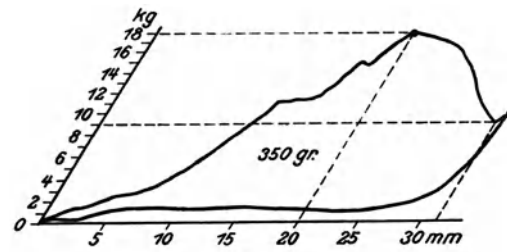


Abb. 32.

vollendeter Operation von vornherein für den Kunstartträger die Hand verordnen, die auf Grund der bei ihm wirklich ausgeführten Operation noch brauchbar ist. Auch der höchsterreichbare Handschließdruck ist dann bei Kenntnis des Weges und der Kraft des Muskels durch den Eichapparat ermittelbar.

Was sich mit den Kunstgliedern erreichen läßt, unter der Voraussetzung, daß der Amputierte willig und fleißig ist, und Arm und Geräte ihm genau angepaßt sind, ist in den Merkblättern der „Prüfstelle“ für den Landwirt, Schlosser, Schneider, Schuster, Sattler, Maler, Tischler, Stellmacher, Bäcker u. a. m. gezeigt und kann im Handbuch der Prüfstelle nachgelesen werden.

Ohne Arbeit wird das Leben zur Qual! Mit voller Überzeugung von der Notwendigkeit der Hilfeleistung und aus ganzem Herzen haben alle unsere Mitarbeiter ihr Können, ihre Zeit und ihre Nerven dieser guten Sache gewidmet, ohne auf Dank oder Anerkennung zu rechnen. Wenn je eine Arbeit an sich befriedigt hat, so ist es diese gewesen, trotzdem sie von vornherein einen durchschlagenden Erfolg ausschloß. Menschenglieder, diese höchsten Kunstwerke der Natur, kann man eben mechanisch nicht nachahmen.

Wenn wir mitarbeitenden Ingenieure heute aber einen Beinamputierten, rüstig seinem Berufe nachgehend, auf der Straße treffen oder einen Armamputierten in der Werkstatt emsig bei der Berufsarbeit sehen, dann durchströmt uns jenes Glücksgefühl, das der Arzt haben muß, wenn er einen Totgeweihten zum Leben zurückführte. Und das ist der schönste Lohn, den Menschenarbeit gewinnen kann!

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 Vortrages oder der Erörterungen	Seite
Achenbach	Stabilität von Wulstschiffen	217
	Eisenbeton im Schiffbau	222
	Über Stabilitätskurven	584
Albrecht	Der Maschinenraumabzug in der britischen Schiffs- vermessung	237
Alt	Die Probleme der Ölmaschine und ihre Entwicklung auf der Germaniawerft in Kiel	318
Commentz	Bemerkungen zur Kritik von Stabilitätsberechnungs- Ergebnissen	533
Eggers	Auswahl geeigneter Persönlichkeiten für die Ver- handlung mit Arbeitern	179
Flamm	Wiederaufbau der deutschen Handelsflotte	176
	Leckstabilität der Schiffe	586
Foerster	Wirtschaftliche Konstruktionsfragen im künftigen Schiffbau	181
Goos	Viertakt- und Zweitakt Dieselmotor	
	Brennstoff- und Einspritzfrage	429
Gümbel	Unterwasserschallsignalgebung, insbesondere Abstim- mung von Gebern und Empfängern	315
Hahnemann	Die Unterwasserschalltechnik	281
Koch	Einfluß des Tiefganges auf die Leckstabilität	595
Laas	Der Weltschiffbau und seine Verschiebungen durch den Krieg	125
Lienau	Längs- und Querspantensystem	222
	Kombination von Eisenbeton und Eisenkonstruktion in Schiffen	223
	Sprunglose Schiffe	223

Name des Verfassers oder Redners bei den Erörterungen	Inhalt des Vortrages oder der Erörterungen	Seite
Müller	Notwendigkeit von Neuerungen an U-Booten während des Krieges	430
Pagel	Schätzungsverfahren der Schiffbautätigkeit nach der Zahl der Hellinge	175
Petersen	Hebung der Leistungsfähigkeit im deutschen Schiff- bau	178
Pöhlmann	Spülvorgang bei Zweitaktmaschinen mit Schlitzspülung Entwicklungsmöglichkeiten des Steinbeckermotors	432 433
Probst	Fortbestehen der Zweitaktmotoren	435
Regenbogen	Stabilität schlingernder Schiffe	596
Rieß	Verdienste von Tirpitz um die Schaffung der U-Boot- waffe	431
Romberg	Abänderung der Schiffsvermessung	278
Rudloff	Über U-Boots-Ölmaschinen	424
Schlichting	Die Sicherheit havariierter Schiffe gegen das Kentern Fehler, die beim Froudeschen Modellversuch beson- ders für Handelsschiffe entstehen	437 228
Stieghorst	Billige Herstellung der Schiffe	232
Stumpf	Kreuzerheck	233
Süchting	Entwicklung der Dieselmotoren bei der Germania- werft und bei Gebr. Sulzer in Winterthur	432
v. Trotha	Kreuzerheck	230
Weber	Verwendung von Eisenbeton im Schiffbau	231
Wittmaack	Die Technik in der Marine	428
Wrobbel	Ermittlung der Hebelarme und der metazentrischen Höhen aus den Krümmungshalbmessern der F-Kurve	582 582
Wrobbel	Die dynamische Wegstrecke der Antriebskräfte	577
Zetzmann	Bedeutung des Doppelbodens für die Stabilität	577
Zeyß	Über Form- und Leckstabilität	224
	Stabilitäts-Theorie und ihre praktische Bedeutung	477
	Über den Stabilisierungswulst	229
	Hamburger Schiffbau-Versuchsanstalt	225